

G.Walker

STIRLING ENGINES

Г. Уокер

ДВИГАТЕЛИ СТИРЛИНГА



МАШИНОСТРОЕНИЕ

STIRLING ENGINES

by

G. WALKER

CLARENDON PRESS · OXFORD

1980

Г. Уокер

ДВИГАТЕЛИ СТИРЛИНГА

Сокращенный перевод с английского
Б. В. СУТУГИНА и Н. В. СУТУГИНА



МОСКВА
•МАШИНОСТРОЕНИЕ•
1985

ББК 31.365
У64
УДК 621.444



Уокер Г.

У64 Двигатели Стирлинга/Сокр. пер. с англ. Б. В. Сутугина и
Н. В. Сутугина.—М.: Машиностроение, 1985. — 408 с., ил.

В пер.: 2 р. 30 к.

В книге изложены теория, расчет и конструирование двигателей различных модификаций, работающих по циклу Стирлинга. Описаны рабочие тела, системы регулирования, испытания и применение двигателей Стирлинга, даны их характеристики. Намечены перспективы развития двигателей этого типа.

Для инженерно-технических работников различных отраслей промышленности, занимающихся вопросами исследования, проектирования и эксплуатации двигателей.

У 2303020200-161 161-85
038 (01)-85

ББК 31.365
6П2.23

© Oxford University Press, 1980
© Перевод на русский язык «Машиностроение», 1985 г. с изменениями

Оглавление

Глава 1. Состояние развития двигателей Стирлинга	9
Различные названия двигателей Стирлинга	9
Ранний период истории развития двигателей Стирлинга	10
Возрождение двигателя Стирлинга	13
Перспективы развития двигателей Стирлинга	17
Идеальный цикл Стирлинга	17
Цикл Эриксона	22
Смешанные циклы	22
Действительный регенеративный цикл двигателя Стирлинга	31
Глава 2. Теоретический анализ работы двигателей Стирлинга	36
Введение	36
Идеальный цикл Стирлинга	38
Изменения параметров в цикле	38
Цикл Шмидта	39
Основные уравнения	40
Адиабатный цикл Финкельштейна	46
Узловые методы анализа	50
Глава 3. Предварительный этап проектирования двигателей Стирлинга	57
Введение	57
Материалы, используемые для цилиндров двигателя	60
Влияние некоторых тепловых факторов на работу двигателей Стирлинга	61
Условия работы рабочих и вытеснительных поршней	63
Уплотнения	67
Вопросы смазывания	70
Подшипники	71
Основные конструктивные параметры	72
Обобщенные графики	78
Рабочее тело	80
Глава 4. Классификация механических систем	82
Введение	82
Классификация двигателей Стирлинга	83
Классификация двигателей Эриксона	92
Глава 5. Теплообменники в двигателях Стирлинга	94
Введение	94
Назначение теплообменников	95
Распределение температур и тепловой баланс двигателя Стирлинга	95
Влияние нестационарного режима движения потока рабочего тела	98
Некоторые вопросы проектирования теплообменников	101
Нагреватели	102
Непрямой способ нагрева	105
Холодильники	106
Регенераторы	107
Подогреватели	121

Глава 6. Рабочие тела двигателей Стирлинга	124
Введение	124
Газообразные рабочие тела	125
Вопросы безопасности	135
Смешанные рабочие тела	138
Химически реагирующие рабочие тела	154
Жидкие рабочие тела	157
Глава 7. Рабочие характеристики двигателей Стирлинга	161
Введение	161
Идеальная максимальная мощность и КПД	161
Действительный цикл	162
Тепловые потери	163
Влияние трения на мощность и КПД двигателя	165
Вспомогательные агрегаты двигателя	166
Рабочие характеристики двигателей	167
Характеристики токсичности отработавших газов	171
Уровень шума	173
Пуск двигателя	174
Реакция двигателя на изменение нагрузки	175
Удельная масса двигателя	175
Экономические показатели двигателей Стирлинга	176
Двигатели Стирлинга, использующие воздух как рабочее тело	177
Глава 8. Системы регулирования двигателей Стирлинга	186
Введение	186
Системы регулирования режимов работы двигателей Стирлинга изменением температуры нагревателя	188
Системы регулирования мощности	190
Глава 9. Свободнопоршневые двигатели Стирлинга	203
Введение	204
Вопросы динамики свободнопоршневого двигателя	204
Силы, действующие в рабочей полости двигателя	207
Типы двигателей	208
Некоторые аспекты термодинамической и динамической оптимизации	215
Вопросы конструирования свободнопоршневых двигателей	217
Преимущества отбора мощности при возвратно-поступательном движении	221
Потребители двигателей Стирлинга с возвратно-поступательным движением	222
Области применения свободнопоршневых двигателей для привода насосов для циркуляции крови	226
Некоторые характеристики двигателей	227
Дальнейшие области исследований двигателей Стирлинга	228
Заключение	229
Глава 10. Двигатели Стирлинга фирмы «Филипс»	229
Введение	229
Начальный период	229
Период развития криогенных газовых машин	234
Период развития двигателей с ромбическим приводом	234
Период развития двигателей двойного действия	244
Исследования различных систем двигателей Стирлинга	252
Глава 11. Двигатели Стирлинга фирмы «Дженерал Моторс»	254
Введение	254
Двигатели исследовательских лабораторий фирмы «Дженерал Моторс»	256
Отделение электродвигателей	263

Отделение «Аллисон» и проект двигателя Стирлинга для солнечной космической энергоустановки	265
Краткие выводы	266
Заключение	272
Глава 12. Двигатели Стирлинга фирмы MAN/MWM	273
Введение	273
Сравнение двигателей Стирлинга с дизелями	276
Схемы расположения цилиндров, кривошипов коленчатого вала и порядок работы цилиндров в двигателях Стирлинга фирмы MAN/MWM	280
Двигатели с турбокомпрессором и многоступенчатой системой сгорания	282
Глава 13. Двигатели Стирлинга фирмы «Юнайтед Стирлинг»	285
Введение	285
Транспортные двигатели одностороннего (простого) действия	286
Двигатели двойного действия	289
Промышленные типы двигателей	291
Разработка отдельных узлов и систем	293
Вопросы стоимости и применения двигателей Стирлинга	301
Глава 14. Двигатели Стирлинга для автомобильного транспорта	303
Введение	303
Повышение интереса к двигателям Стирлинга в США	304
Автомобильные двигатели с тепловыми аккумуляторами	307
Применение двигателей Стирлинга для подземных транспортных средств	313
Регенеративное торможение	314
Глава 15. Двигатели Стирлинга для систем искусственного сердца	316
Введение	316
Общие положения	317
Двигатель для системы искусственного сердца фирмы «Мак-Доннелл—Дуглас»	321
Двигатель для системы искусственного сердца фирмы «Аэроджет—Дженерал»	326
Двигатель для системы искусственного сердца фирмы «Термо-Электрон»	332
Двигатель для системы искусственного сердца фирм «Вестингауз»/«Филипс»	336
Заключение	342
Глава 16. Двигатели Стирлинга для подводных и космических энергоустановок	343
Введение	343
Источники энергии	343
Тепловые преобразователи	345
Двигатели Стирлинга для космических энергоустановок	347
Двигатели Стирлинга для подводных энергоустановок	349
Системы с тепловыми аккумуляторами	350
Системы с окислением (сжиганием) металлов	354
Глава 17. Двигатели Стирлинга для тепловых насосов, стационарных энергосистем и системы полного энергоснабжения	358
Введение	358
Тепловые насосы	359
Двигатели Стирлинга для тепловых насосов с циклом Ренкина	363
Стационарные энергосистемы	366
Работа двигателей в синхронном режиме	370

Глава 18. Модели двигателей Стирлинга	37
Введение	37
Двигатели с регенеративным вытеснителем	37
Конкурс модельных двигателей Стирлинга	37
Перспективы развития двигателей Стирлинга	37
Термины, используемые в тексте	379
Список литературы и некоторые рекомендации	383
Дополнительный перечень сокращенных обозначений, приводимых в тексте книги	385
Список литературы	386

СОСТОЯНИЕ РАЗВИТИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ СТИРЛИНГА

Введение

Двигатель Стирлинга — это машина, работающая по *замкнутому* термодинамическому циклу, в которой циклические процессы сжатия и расширения происходят при различных уровнях температур, а управление потоком рабочего тела осуществляется путем *изменения* его объема. Этот принцип положен в основу преобразования теплоты в работу или, наоборот, работы в теплоту.

Данное определение является обобщенным для большого семейства машин Стирлинга, различающихся по своим функциям, характеристикам и конструктивным схемам. Эти двигатели могут быть роторными и поршневыми с конструктивной схемой различной степени сложности. Указанные машины способны работать как двигатели, тепловые насосы, холодильные установки и генераторы давления.

Вместе с тем существуют и машины, работающие по *открытому* циклу, в которых управление потоком рабочего тела осуществляется с помощью *клапанов*. Такие машины более точно могут быть названы двигателями Эриксона. Между двумя типами этих машин, как правило, не делается никакого различия, поэтому название «двигатель Стирлинга» употребляется для всех без исключения типов регенеративных машин.

Различные названия двигателей Стирлинга

Двигатели Стирлинга имеют множество различных названий. Наиболее характерные из них — это тепловые воздушные или тепловые газовые двигатели. Обычно им присваивают и специфические названия — двигатели Хейнричи, двигатели Робинсона, двигатели Ренкина—Напира и т. п. Это приводит к неоднозначности в их терминологии. Очевидно, что выражение «цикл Стирлинга» применимо только для идеального термодинамического цикла, а название «двигатель Стирлинга» — для определенной разновидности машин. С точки зрения принципа действия рассматриваемого двигателя наиболее правильным было бы название «тепловая регенеративная машина», но вводить этот термин в настоящее время слишком поздно, поэтому в дальнейшем во всех случаях будет широко использоваться лишь одно название «двигатель Стирлинга». Четкое различие всегда можно сделать лишь между теми машинами, в которых управление потоком рабочего тела осуществляется или путем изменения его объема (двигатели Стирлинга), или с помощью клапанов (двигатели

Эриксона). Следует отметить, что описанные машины имеют совершенно различные характеристики. В данной книге рассматриваются только двигатели Стирлинга.

Термин «двигатели Стирлинга» как основное название регенеративных с замкнутым циклом тепловых машин, стал применяться недавно. По-видимому, это название исходит из исследовательских лабораторий фирмы «Филипс» и относится к 1954 г. До тех пор их называли тепловыми воздушными двигателями или присваивали имена их изобретателей — Баккета, Венама, Лемана, Стирлинга и т. п. Использование в двигателях в середине 50-х гг. фирмой «Филипс» водорода и гелия в качестве рабочего тела взамен ранее применявшегося воздуха сделало неприемлемым их прежнее название. Попытка назвать их «тепловыми газовыми двигателями фирмы «Филипс» оказалась менее удачной, чем просто «двигатели Стирлинга»; это название уже прочно вошло в современную терминологию.

Ранний период истории развития двигателей Стирлинга

Двигатели Стирлинга и Эриксона имеют долгую историю, подробно описанную в работах Финкельштейна (1959 г.), Заринчанга [393] и Росса (1977 г.).

Наиболее ранним из названий тепловых воздушных двигателей, указанным в работе Заринчанга [393], было «*атмосферическое огненное колесо*» Амонтона (Франция). Это упоминание относится к 1699 г. Другим примером одного из первых тепловых воздушных двигателей был двигатель Г. Вуда, построенный в 1759 г. на основе модифицированной паровой машины Ньюкомена, работавшей при атмосферном давлении и *действующей на принципе горячего или разреженного воздуха* В 1797 г. Глэйзбрук впервые описал машину, работающую по открытому газовому циклу с составным рабочим телом. Вскоре после этого (в 1801 г.) Глэйзбрук предложил оригинальное использование замкнутого цикла с повторным использованием рабочего тела.

В 1807 г. Джордж Кэйли сквайр из Йоркшира сконструировал двигатель внутреннего сгорания (ДВС) открытого цикла на горячем воздухе, который, вероятно, был первым работающим двигателем такого типа. Кэйли был одним из первых инженеров, занимавшихся авиацией; логично признать маловероятным, что он когда-либо мог запустить свои планеры, пользуясь паровыми машинами. Изобретенный им новый вид воздушного двигателя также не принес желаемого результата, так как и этот двигатель не годился для летательного аппарата. Прошло столетие прежде, чем в распоряжении братьев Райт оказался двигатель, позволивший им осуществить исторический полет, который не суждено было совершить Кэйли.

Роберт Стирлинг, занимавший пост министра по делам церкви Шотландии и родоначальник регенеративных теплообменных аппаратов, в 1816 г. изобрел регенеративный двигатель замкнутого цикла и вместе с братом Джеймсом долгие годы активно занимался разработкой этих двигателей. В своих инженерных разработках они

постоянно испытывали ограничения в выборе конструкционных материалов. В конце жизни (1876 г.) Роберт Стирлинг писал, что недостатки конструкции двигателя будут со временем устранены благодаря гениальному изобретению Бессемера. Если бессемеровские чугуны и сталь были бы известны тридцать пять или сорок лет назад, то едва ли тогда оставались бы сомнения в том, что воздушный двигатель может иметь большой успех; поэтому специалистам будущего надлежит повторить сделанное при более благоприятных обстоятельствах и с полным успехом.

С точки зрения последующего столетия, когда интерес общественности к двигателям Стирлинга значительно возрос, такое предсказание явилось поистине пророческим — конструкционные материалы до настоящего времени остаются главным ограничительным фактором для утверждения двигателей Стирлинга.

Одновременно со Стирлингом шведский изобретатель Джон Эрикссон, работавший в Великобритании, разработал разнообразные конструктивные схемы регенеративных воздушных двигателей открытого цикла. Семейство двигателей, в которых управление потоком рабочего тела осуществляется при помощи клапанов, было названо двигателями Эрикссона в знак признания его работ. Эрикссон был крупным инженером и талантливым изобретателем. Ему принадлежит честь изобретения гребного винта. Он также участвовал в первой стадии разработок железных дорог в Великобритании и был одним из участников известных Райнхиллских гонок паровых локомотивов, которые выиграл паровоз «Ракета» Джорджа Стефенсона. Позднее Эрикссон уехал в Соединенные Штаты, где основал предприятие по выпуску регенеративных двигателей открытого и замкнутого циклов. Ему сопутствовал успех в различных областях техники; хорошо известны его замечательные достижения в области корабельной техники.

В течение XIX в. тысячи воздушно-тепловых двигателей различных конструкций и мощности работали в Великобритании, других странах Европы и США. Двигатели были надежными и достаточно эффективными. Кроме того, они были безопасны в сравнении с поршневыми паровыми двигателями и паровыми котлами того времени, которые взрывались с удручающей регулярностью из-за неудовлетворительных материалов и несовершенных методов их изготовления.

Большинство воздушно-тепловых двигателей имело мощность от 100 Вт до 4 кВт. Однако изготавливали и двигатели большей мощности. Наиболее примечательным из них был судовой двигатель огромных размеров, построенный Эрикссоном в 1853 г. Двигатель имел четыре цилиндра; при диаметре поршней, равном 4,2 м, ходе 1,5 м и частоте вращения 9 об/мин этот двигатель развивал мощность примерно 220 кВт. В статье, опубликованной в нью-йоркской газете «Дейли Таймс» от 12 января 1853 г., описано, как корреспондент поднимался и опускался, стоя на поршнях этого монстра. Двигатель был рассчитан на мощность 330 кВт, но его характеристики после установки на корабль «Эрикссон» оказались настолько неудов-

летворительными, что впоследствии он был заменен паровым двигателем. История этого двигателя описана Фергюсоном (1961 г.).

Изобретение ДВС, работавшего на газовом топливе, относится приблизительно к середине XIX в. Вслед за ним последовательно появились бензиновые двигатели с искровым зажиганием и дизели. Позднее, на рубеже веков, был изобретен и электрический двигатель. Постепенно ДВС совместно с электрическими двигателями заменили поршневые паровые двигатели, двигатели Стирлинга малой мощности. Однако беглого ознакомления с каталогом торговой фирмы «Сирс-Робак» в начале 90-х гг. достаточно, чтобы понять, что в США тепловые воздушные двигатели могли быть куплены прямо с магазинной полки так же, как в настоящее время можно приобрести бензиновые или электрические двигатели небольшой мощности. Все учебники по тепловым двигателям того времени включали обширные разделы по тепловым воздушным двигателям, паровым и ДВС. Тем не менее ко времени начала первой мировой войны тепловые воздушные двигатели не выпускались в большом количестве, однако их производство для специальных целей продолжалось еще долгие годы.

Одна из наиболее широкой области применения первых тепловых воздушных двигателей небольшой мощности - привод вентиляторов и водяных насосов. Производство таких двигателей в значительных количествах продолжалось в Великобритании до конца 40-х гг. в основном для экспорта в страны с тропическим климатом. Автор рисует в своем воображении такую картину: вернувшийся после долгого дня на плантациях в бунгало миссионер отдыхает под свежим бризом вентилятора с двигателем Стирлинга, работающим от керосиновой горелки.

Даже в настоящее время нередко можно встретить такие двигатели. Например, в 1971 г. новый, полностью укомплектованный и не эксплуатировавшийся ранее двигатель Бэйли, выпущенный примерно в 1902 г., расчетной мощностью 3,6 кВт был продан на аукционе Уэлша по продаже предметов сельского обихода. Двигатель Эриксона для насоса был недавно вывезен с приозерной усадьбы близ Оттавы в Канаде, реставрирован и представлен на выставке машиностроительного завода в г. Оттаве. В США нередко можно встретить тепловые воздушные двигатели, до сих пор исправно выполняющие полезные функции.

Существуют многочисленные коллекции двигателей. Наиболее обширной является находящаяся в музее Форда в Гринфилд Виллидж (г. Дирборн, шт. Мичиган). Интересные коллекции двигателей Стирлинга представлены в музеях техники Вашингтона, Лондона и Парижа. Три или четыре двигателя работают в определенные часы для посетителей Музея науки и техники в Бирмингеме (Великобритания). Музей Эриксона в г. Филадельфии имеет множество подобных экспонатов и памятных предметов, связанных с именем Джона Эриксона. Существует также много частных коллекций; на Среднем Западе США на ярмарках округов и штатов привычно видеть такие двигатели вместе с паровыми.

Факсимильные репродукции каталогов и рекламных листов, посвященных тепловым воздушным двигателям, были изданы Аланом Дж. Филипсом из Орlando (шт. Флорида) и Робертом Хакстейблом (г. Лэнсинг, шт. Мичиган). Модели этих двигателей выполняются в большом количестве отдельными мастерами-любителями.

Возрождение двигателя Стирлинга

Возрождение интереса к двигателям Стирлинга обычно ассоциируется с деятельностью фирмы «Филипс». Работы по конструированию двигателей небольшой мощности Стирлинга начались там в середине 30-х гг. XX в. Целью работ было создание небольшого с низким уровнем шума электрического генератора с тепловым приводом для питания радиоаппаратуры в тех районах мира, в которых отсутствовали регулярные источники электроснабжения. Предполагают, что выбор между паровым двигателем и двигателем Стирлинга последовал после случайного посещения Музея техники в Париже одним из технических директоров лаборатории, когда он увидел некоторые старые двигатели, работающие на нагретом воздухе; директор справедливо предположил, что современные материалы и технология могут улучшить характеристики этих двигателей до значений, неосуществимых для моделей более раннего периода.

Работы по двигателям Стирлинга продолжались также и в 40-е гг. Впервые информация о них появилась в первый послевоенный год. Блестящие научные и инженерные исследования вылились в разработку двигателей, технические характеристики которых превосходили технические характеристики двигателей на нагретом воздухе, выпускаемых ранее. Однако к началу 50-х гг. изобретение транзисторов и усовершенствования в области аккумуляторных батарей исключили потребность в таких двигателях для первоначально планировавшегося их использования. Признавая значимость этих работ, инженеры фирмы «Филипс» переключили свои усилия на разработку более мощных двигателей; изобретение «ромбического привода» и уплотнений в виде свертывающейся диафрагмы привело к разработке семейства одно- и многоцилиндровых двигателей мощностью до сотен киловатт. Об этих работах периодически сообщалось в статьях Мейера [228—231], а позже в статье ван Бейкеринга и Фоккера [334].

В 1958 г. американская фирма «Дженерал Моторс» из г. Детройта заключила лицензионное соглашение с фирмой «Филипс», продолжавшееся до 1970 г. В работе Персиваля (1974 г.) приведены весьма интересные подробности о разработках фирмы «Дженерал Моторс» в этот период. Разработки были связаны с использованием двигателей Стирлинга для космических и подводных энергетических установок, автомобилей и судов, а также для систем стационарного энергоснабжения.

Вслед за отказом фирмы «Дженерал Моторс» от прав на лицензионное соглашение с фирмой «Филипс» лицензии в 1971 г. приобрела фирма «Форд Мотор» (г. Детройт), и после некоторых предва-

рительных разработок и оценок она заявила в 1977 г. о начале семилетней программы стоимостью 180 млн. долл. по разработке двигателей Стирлинга для автомобилей, финансируемой Министерством энергетики США.

Другие лицензии были предоставлены фирмой «Филипс» фирме «Юнайтед Стирлинг АБ» в 1968 г. и консорциуму двух фирм по производству дизелей — MAN и MWM (ФРГ) в 1967 г. Фирма «Юнайтед Стирлинг» является объединением шведских фирм, в основном фирмы «Кокумс» — крупной судостроительной фирмы (г. Мальмё) и ФФВ. В начале 70-х гг. существовало тесное сотрудничество между фирмой «Филипс» и ее европейскими партнерами по разработке автомобильных двигателей, а также морских и подводных энергетических установок. Позже европейские партнеры решили следовать более независимым путем.

Захарнас [391] представил интересный отчет о развитии работ в фирме MAN/MWM. Примерно в 1974 г. было прекращено публичное обсуждение деятельности фирмы в этой области. Однако очевидно, что эти работы продолжаются с концентрацией усилий на разработке двигателей мощностью от 370 до 740 кВт для подводных энергетических установок.

Шведская фирма «Юнайтед Стирлинг», сосредоточившая вначале свои работы в основном на двигателях для транспортных средств большой грузоподъемности, расширила свои интересы в области двигателей для легковых автомобилей. Некоторая часть работы была проделана в сотрудничестве с фирмой «Форд», но в 1978 г. в США было начато осуществление второй существенной (стоимостью 100 млн. долл.) программы по автомобильным двигателям Стирлинга. Эта программа субсидирована Министерством энергетики США и включает две фирмы США: «Мекэникл Текнолоджи Инкорпорейтед» (МТИ) (шт. Нью-Йорк) и «Америкен Моторс Корпорейшн» (шт. Мичиган) в партнерстве с фирмой «Юнайтед Стирлинг» (Швеция). Халларе и Розенквист представили интересный обзор работ фирмы «Юнайтед Стирлинг» [149].

Для руководства этими двумя программами по автомобильным двигателям в исследовательском центре им. Льюиса (НАСА) в г. Кливленде (шт. Огайо) было создано «Проектное отделение двигателей Стирлинга». Кроме того, для расширения компетентности в этой области в НАСА (1975 г.) было начато осуществление независимой программы исследований и разработок.

Целью принятой в 1977 г. Министерством энергетики США программы по двигателям внешнего сгорания являлось определение возможностей использования в двигателях Стирлинга мощностью от 370 до 1480 кВт эффективных способов нагрева рабочего тела продуктами сгорания угля и других альтернативных топлив, включая городские, промышленные и сельскохозяйственные отходы. Руководство за осуществление этой программой было возложено на Аргоннскую национальную лабораторию (шт. Иллинойс).

В начале 60-х гг. Уильям Бил, профессор университета (г. Атенс, шт. Огайо), изобрел свободнопоршневой двигатель Стирлинга; для

получения дополнительных капиталовложений было организовано производство небольших демонстрационных двигателей в начале 70-х гг. на коммерческой основе. Финансирование позволило продолжить дальнейшие разработки и усовершенствовать насосный агрегат для системы кондиционирования воздуха, работающий на продуктах сгорания газа, находящийся в стадии, которая позволяет начать его промышленный выпуск. Кроме того, фирма Била «Санпауэр Инкорпорейтед» в сотрудничестве с МТИ занята созданием свободнопоршневых двигателей Стирлинга и для других целей, в частности для космических энергетических установок с ядерным источником теплоты и для электрических генераторов, использующих солнечную энергию.

Фирма «Дженерал Электрик Компани» также разрабатывает свободнопоршневые двигатели Стирлинга типа Била.

Значительная работа по миниатюрным двигателям для искусственного сердца финансировалась более десяти лет Отделением сердечно-сосудистых аппаратов Национального института сердца США Министерства здравоохранения, образования и социального обеспечения (шт. Мэриленд). В рамках обширной исследовательской программы по источникам питания для искусственного сердца осуществляются три отдельные разработки двигателей Стирлинга: в лаборатории Дональда Дугласа (шт. Вашингтон), в фирме «Аэроджет Ликвид Рокет» (шт. Калифорния) и в фирме «Термоэлектрон» (шт. Массачусетс). Отдельная программа по разработке двигателя Стирлинга для искусственного сердца проводится совместно фирмами «Вестингауз» и «Филипс» под эгидой Министерства энергетики США.

Исследования двигателей Стирлинга для солнечных, космических и подводных энергетических установок, а также разработка базового лабораторного опытного двигателя в настоящее время проводятся в лаборатории реактивного движения Калифорнийского технологического института в Пасадене (шт. Калифорния).

В Центре ядерных исследований в Харуэлле (Великобритания) в начале 70-х гг. разработан свободнопоршневой двигатель, который может найти применение совместно с электрическими генераторами и радионуклидным или обычным источником теплоты от продуктов сгорания топлива для нужд навигации или электропитания автономных устройств в отдаленных районах при малой заданной мощности.

Шведская фирма ФФВ, дочерней фирмой которой является фирма «Юнайтед Стирлинг», разработала генератор мощностью 10 кВт для транспортных средств, предназначенных для прогулок и других подобных целей, и есть сведения о якобы планируемой поставке этих генераторов на рынок США через фирму «Стирлинг Пауэр Систэмс Корпорейшн» (г. Энн Арбора, шт. Мичиган).

Результатом заинтересованности общественности в вопросах борьбы с шумом и загрязнением воздуха вместе с таким важным вопросом, как сохранение природных источников энергии, явился повышенный интерес к двигателям Стирлинга в настоящее время. Это видно и из резко возрастающего числа статей, ежегодно публикуемых; общее число публикаций в 1977 г. составило 70 статей.

Много новых и оригинальных разработок по теории и практике двигателей Стирлинга появляется и во все возрастающем числе промышленных фирм, университетов и правительственных исследовательских учреждений в странах Северной Америки, Европы и других странах.

Холодильные машины. Двигатели Стирлинга хорошо работают и в режиме холодильных машин. Возможности для этого были определены еще в 1834 г. Джоном Гершелем, а в 1876 г. Александр Кирк описал холодильную машину, которая к тому времени уже проработала 10 лет. Однако еще до конца 40-х гг. этого столетия не прилагалось по-настоящему серьезных усилий для промышленной разработки холодильных машин, работающих по обратному циклу Стирлинга. Такая разработка была предпринята фирмой «Филипс» под руководством И. Кёлера. Первая холодильная машина (ожижитель воздуха) была создана в 1953 г. С тех пор интенсивные работы в этой области привели к созданию целого ряда криогенных газовых машин с широким диапазоном по холодопроизводительности с соответствующим оборудованием для проведения исследований в области криогенной техники и ее практического использования. Холодильные машины, работающие по обратному циклу Стирлинга, наиболее эффективны в диапазоне низких температур, чем при более высоких температурах, характерных для бытовых или промышленных установок, и в диапазоне которых в настоящее время доминируют фреоновые пароконденсационные холодильные машины.

Ряд фирм США, в том числе такие, как «Малакер Лабораториз», «Хьюз Эйркрафт», «Тексас Инструментс» и «Мартин Мариетта», заняты производством различных криогенных машин. Эти фирмы совместно с Северо-Американским отделением фирмы «Филипс», специализирующейся на миниатюрных криогенных охладителях, считают своей основной целью производство различных криогенных машин для электронной аппаратуры, в основном для охлаждения инфракрасных датчиков, применяемых в различных областях.

Получили развитие и другие поршневые регенеративные криогенные машины, в частности ожижитель гелия Коллинза, разработанный фирмой «А. Д. Литтл Инкорпорейтед», а также ряд машин Джиффорда-Мак-Магона. Все эти машины имеют клапаны и согласно принятой ранее классификации относятся к машинам, работающим по циклу Эриксона. В дальнейшем они не рассматриваются, однако из этого, конечно, не следует, что указанные машины не представляют интереса. Разработка Коллинзом в Массачусетском технологическом институте относительно небольшой стоимости надежного детандера, способного оживать гелий, является одним из наиболее значительных достижений в криогенной технике, что открывает широкие возможности к всесторонним исследованиям гелия. Результаты этих исследований могут быть использованы для разработок сверхпроводящих линий электропередач и миниатюризации электроники.

Первоначально при составлении плана-проспекта книги было решено объединить в одной книге все, что относится к тепловым

двигателям и к криогенным газовым машинам, работающим по прямому и обратному циклам Стирлинга. Однако информация столь обширна, что поместить ее в одной книге не представляется возможным. Кроме того, читатели, интересующиеся одним разделом, редко уделяют внимание подробностям другого. Поэтому разумно, а в действительности целесообразнее выпускать две отдельные книги: одну по двигателям, другую по криогенным газовым машинам.

Перспективы развития двигателей Стирлинга

В настоящее время будущее двигателей Стирлинга представляется более перспективным. В обзорах по различным двигательным установкам для автомобилей двигатель Стирлинга рассматривают как двигатель, обладающий наибольшими возможностями для дальнейшей разработки. Низкий уровень шума, малая токсичность отработавших газов, возможность работы на различных топливах, большой ресурс, сравнимые размеры и масса, хорошие характеристики в режимах частичной нагрузки и благоприятные характеристики крутящего момента — все эти параметры дают возможность «бросить вызов» ДВС. По этой причине правительство США признало необходимым и целесообразным утвердить расходы на всестороннюю семилетнюю программу разработки автомобильных двигателей Стирлинга, проводимую двумя независимыми компетентными и способными группами инженеров. Однако двигатели с искровым зажиганием и дизели с их большим разнообразием будут являться еще достаточно сильными конкурентами до тех пор, пока высококачественные очищенные топлива (бензин и дизельное топливо) остаются доступными при их относительном избытке на рынке. По мере истощения природных источников стремление к всеобщей экономии в энергетике станет неизбежным. Естественно, что при таких обстоятельствах двигатель Стирлинга в сочетании с подзаряжаемой теплоаккумулирующей системой может оказаться доминирующим в двигательных установках для автомобилей.

Можно гарантировать использование двигателей Стирлинга для стационарных энергетических систем в широком диапазоне мощностей. Очевидно, что эти двигатели найдут более широкое применение в тепловых насосах и холодильных системах. Хорошим началом можно считать разработку двигателя Стирлинга и для искусственного сердца. По-видимому, криогенные и низкотемпературные холодильные системы малой и средней холодопроизводительности, работающие по обратному циклу Стирлинга, также являются перспективными.

Идеальный цикл Стирлинга

Тепловой двигатель. Идеальный цикл Стирлинга состоит из четырех термодинамических процессов — двух изотермических и двух изохорных (рис. 1.1, а). Для иллюстрации работы двигателя на рис. 1.1, б изображен цилиндр с двумя поршнями и расположенным

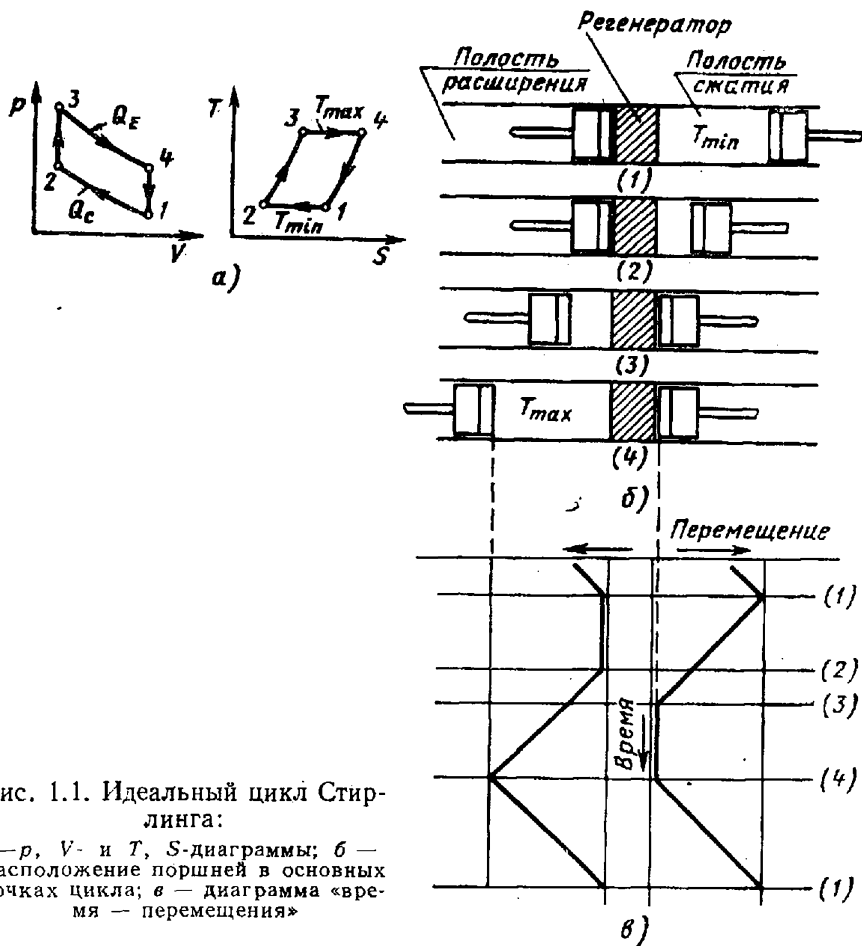


Рис. 1.1. Идеальный цикл Стирлинга:
 а — p , V - и T , S -диаграммы; б —
 расположение поршней в основных
 точках цикла; в — диаграмма «вре-
 мя — перемещения»

между ними регенератором. Объем цилиндра между левым поршнем и регенератором с находящимся в нем рабочим телом при высокой температуре T_{max} — *полость расширения*, а объем между регенератором и правым поршнем с низкой температурой рабочего тела T_{min} — *полость сжатия*.

В процессе изотермического сжатия (кривая 1—2) левый поршень неподвижен, а правый перемещается, сжимая газ в полости сжатия. Объем газа уменьшается от V_1 до V_2 , давление увеличивается от p_1 до p_2 ; теплота Q_c отводится от полости сжатия в окружающую среду; температура газа $T_{min} = \text{const}$.

В процессе изохорического сжатия (кривая 2—3) оба поршня перемещаются одновременно: правый поршень к регенератору, левый — от регенератора. Газ при постоянном объеме V_2 переходит из полости сжатия через регенератор в полость расширения. При прохождении газа через насадку регенератора теплота от материала насадки передается рабочему телу, вследствие чего температура его повышается и достигает значения T_{max} — температуры полости расширения.

В процессе изотермического расширения (кривая 3—4) левый поршень перемещается от регенератора, а правый остается непо-

движным. Объем газа увеличивается от V_3 до V_4 , давление уменьшается от p_3 до p_4 ; теплота Q_E подводится к газу в полости расширения; температура газа $T_{\max} = \text{const}$.

В процессе изохорического расширения (кривая 4—1) движение поршней одновременное: левый поршень движется к регенератору, правый — от регенератора. Газ при постоянном объеме V_4 возвращается из полости расширения через регенератор в полость сжатия. При прохождении газа через насадку регенератора теплота от рабочего тела передается материалу насадки, вследствие чего температура газа уменьшается и достигает значения T_{\min} — температуры полости сжатия.

Если количества теплоты в процессах, соответствующих кривым 2—3 и 4—1, одинаковы, то теплообмен между двигателем и окружающей средой осуществляется путем подвода и отвода теплоты соответственно при T_{\max} и T_{\min} . Такие условия подвода и отвода теплоты при постоянных температурах удовлетворяют выводам второго закона термодинамики для максимального термического КПД цикла; поэтому термический КПД цикла Стирлинга такой же, как и для цикла Карно, т. е. $\eta_K = (T_{\max} - T_{\min})/T_{\max}$. Основное преимущество цикла Стирлинга перед циклом Карно заключается в замене двух изэнтропических процессов двумя процессами при постоянном объеме, что значительно увеличивает площадь на p, V -диаграмме. Следовательно, для получения соответствующей работы в цикле Стирлинга нет необходимости получать очень высокое давление и значительные вытесняемые объемы, как в случае цикла Карно.

Результаты сравнения p, V -диаграммы циклов Карно и Стирлинга для заданных давления, температур и объемов приведены на рис. 1.2. Заштрихованные площади 5—2—3 и 1—6—4 представляют собой дополнительную работу, полученную вследствие замены изэнтропических процессов процессами при постоянных объемах.

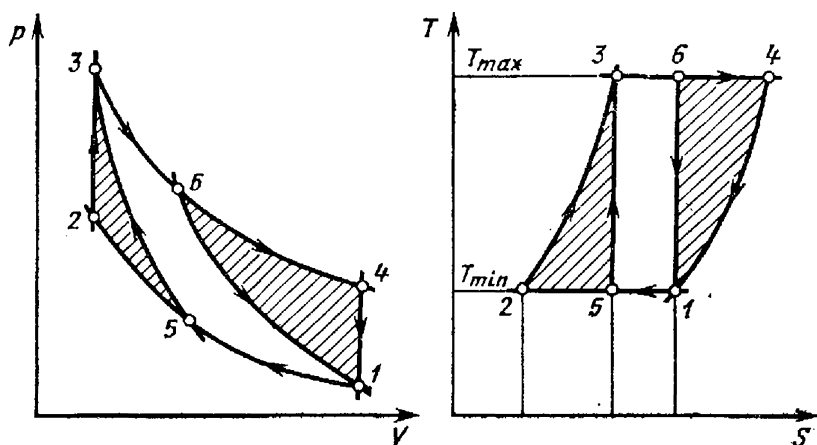


Рис. 1.2. Идеальные циклы Стирлинга и Карно.

Приведенные циклы соответствуют одним и тем же значениям максимальной и минимальной температур, давления и объемов. Заштрихованные площади на p, V - и T, S -диаграммах характеризуют соответственно прирост полезной работы и увеличение количества теплоты в цикле Стирлинга

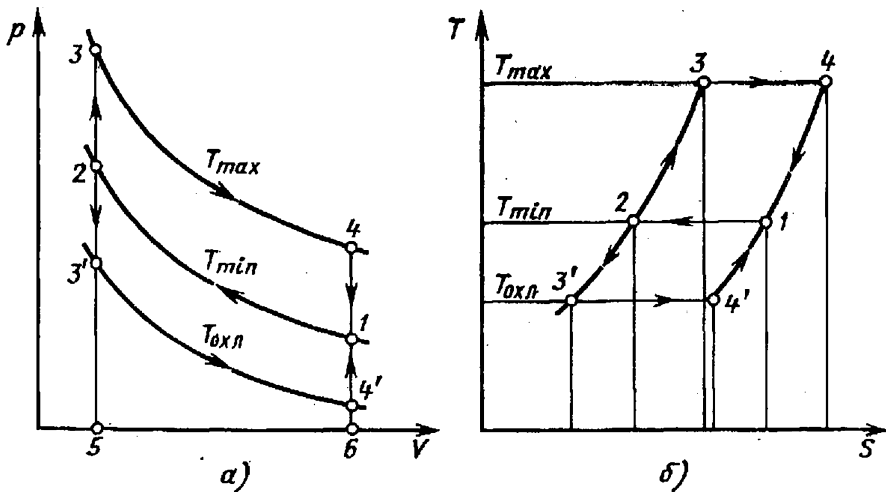


Рис. 1.3. Идеальный цикл Стирлинга для двигателя и холодильной машины. В обоих случаях процесс сжатия происходит при T_{\min} . Процесс расширения в двигателе осуществляется при T_{\max} , в холодильной машине — при $T_{\text{охл}}$. В двигателе подводимая при высокой температуре теплота преобразуется в полезную работу. В холодильной машине теплота отводится рабочим телом; в этом случае необходима затрата внешней работы; а — p-V-диаграмма; б — T-s-диаграмма

Изотермические процессы, соответствующие кривым 1—5 и 3—6 цикла Карно, продлены для того, чтобы получить процессы, характеризующие кривыми 1—2 и 3—4; таким образом, количество подводимой и отводимой теплоты в цикле Стирлинга увеличивается пропорционально полученной работе. Доля подводимой теплоты, превращенной в работу (термический КПД цикла), одинакова для обоих циклов.

Холодильная машина. Та же идеальная машина, с помощью которой было дано описание работы теплового двигателя по циклу Стирлинга, может быть использована и для ознакомления с работой холодильной машины с таким же циклом. Единственное различие состоит в том, что температура внешнего источника, от которого подводится теплота в процессе расширения, ниже, чем температура теплоносителя, отводящего теплоту в процессе сжатия (рис. 1.3).

В случае холодильной машины, работающей по обратному циклу Стирлинга, теплота отводится из холодной полости в процессе расширения (кривая 3'—4'). Работа сжатия (площадь 1—2—5—6) как для теплового двигателя, так и для холодильной машины одна и та же. Работа расширения (площадь 4'—3'—5—6) в холодильной машине меньше соответствующей работы сжатия; для реализации данного цикла необходима энергия, подводимая от внешнего источника, эквивалентная площади 1—2—3'—4'. При переходе рабочего тела из полости сжатия в полость расширения в процессе, характеризуемом кривой 2—3', температура рабочего тела *уменьшается*, а в процессе, определяемом кривой 4'—1, соответственно *увеличивается*.

Эффективность работы холодильной машины оценивается холодильным коэффициентом, равным отношению отводимой теплоты к работе, затраченной на цикл, т. е. $T_{\text{охл}} / (T_{\min} - T_{\text{охл}})$.

При одних и тех же температурных условиях холодильный коэффициент циклов Стирлинга и Карно один и тот же, а *холодопроизводительность* цикла Стирлинга при заданных давлении и объеме намного выше, чем для цикла Карно.

Тепловой насос. Он работает по такому же циклу Стирлинга, как и описанная выше холодильная машина; в обоих случаях температура полости расширения $T_{\text{охл}}$ меньше, чем температура полости сжатия T_{min} . Различие в работе теплового насоса и холодильной машины состоит в том, что температуры $T_{\text{охл}}$ и T_{min} теплового насоса более высокие. Для двигателя и холодильной машины T_{min} — температура окружающей среды, в качестве которой принята температура охлаждающей воды; для теплового насоса T_{min} — температура, при которой из системы отводится теплота; эта теплота является полезной и может использоваться для обогрева зданий. Поэтому для теплового насоса температура T_{min} выше температуры окружающей среды, а подвод теплоты в цикле осуществляют за счет атмосферного воздуха или воды при температуре $T_{\text{охл}}$.

Сравнение цикла Стирлинга для теплового насоса и холодильной машины приведено на рис. 1.4. В обоих случаях внешняя работа эквивалентна площади $1-2-3'-4'$. Для теплового насоса полезной является отводимая при температуре T_{min} теплота; следовательно, отопительный коэффициент, характеризующий эффективность теплового насоса, выразится как отношение отводимой теплоты к работе, совершаемой за цикл, т. е. $T_{\text{min}}/(T_{\text{min}} - T_{\text{охл}})$. Следует отметить, что выражение для определения этого коэффициента обратно выражению для определения термического КПД двигателя; выражение для определения коэффициента, характеризующего эффективность холодильной машины (установленное ранее), не является таковым.

Генератор давления. Предполагается, что исследуемые в настоящее время замкнутые системы, предназначенные для повышения давления и перекачивания жидкости, работают по циклу, близкому к циклу Стирлинга. Системы, в которых перекачиваемая жидкость или нагнетаемый газ отделены диафрагмой от рабочего тела цикла

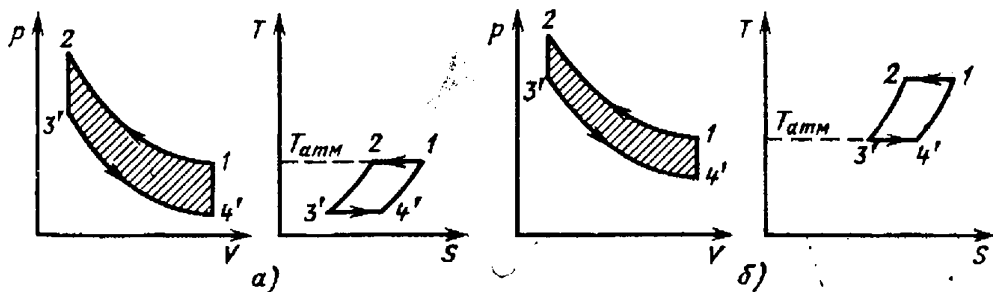


Рис. 1.4. Идеальный цикл Стирлинга:

а — холодильной машины; б — теплового насоса.

При работе холодильной машины и теплового насоса температура процесса расширения меньше температуры процесса сжатия; в этих случаях необходимо затратить внешнюю работу. В тепловом насосе процесс расширения происходит при температуре окружающей среды, а теплота, отводимая в процессе сжатия при высокой температуре, является полезной теплотой за цикл

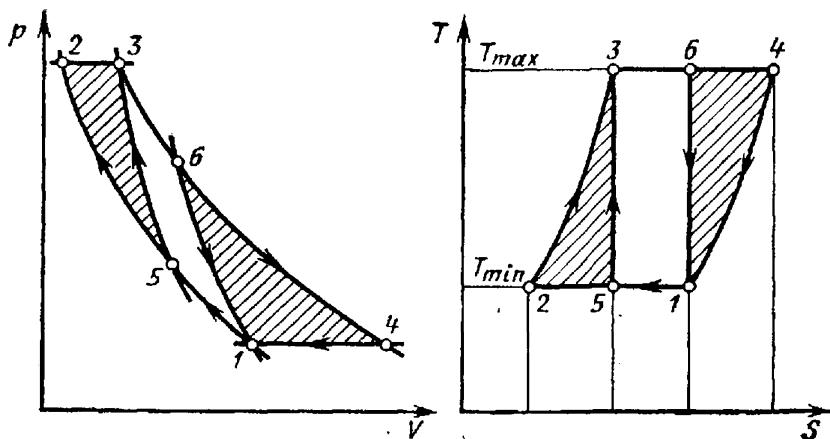


Рис. 1.5. Идеальные циклы Эриксона и Карно.

Приведенные циклы соответствуют одним и тем же значениям максимальной и минимальной температур, давления и объемов. Заштрихованные площади характеризуют соответственно прирост внешней работы и увеличение количества теплоты в цикле Эриксона

Стирлинга, могут быть отнесены к двигателям Стирлинга. Другие системы, в которых рабочее тело подвержено сжатию и перекачиванию с помощью нагнетательных клапанов или других устройств, по принятой выше классификации не могут относиться к двигателям Стирлинга. Однако в литературе такие двигатели рассматриваются как двигатели Стирлинга. В большинстве случаев систем, относящихся к двигателям Стирлинга, при понижении давления в цикле вводится дополнительное количество рабочего тела, а при повышении давления часть его удаляется. Подвод теплоты происходит при высокой температуре, а отвод — при низкой.

Цикл Эриксона

В цикле Эриксона в отличие от цикла Стирлинга регенеративные процессы теплообмена, характеризующиеся кривыми 2—3 и 4—1, происходят при постоянном давлении (рис. 1.5). Для одних и тех же значений давления, объемов и температур термический КПД цикла Эриксона такой же, как и для цикла Карно, а полезная работа и количество передаваемой теплоты намного больше.

Смешанные циклы

Цикл Рейтлингера. Цикл Карно, состоящий из двух изотермических и двух адиабатных процессов, является наиболее экономически выгодным термодинамическим циклом. При заданных уровнях температур этот цикл имеет наибольший из всех циклов термический КПД. Будучи критерием оценки степени совершенства превращения теплоты в работу для циклов тепловых двигателей, он тем не менее на практике не применяется. Однако существует бесконечное множество других, обратимых регенеративных циклов с практической возможностью их реализации в тепловых машинах, в том числе и

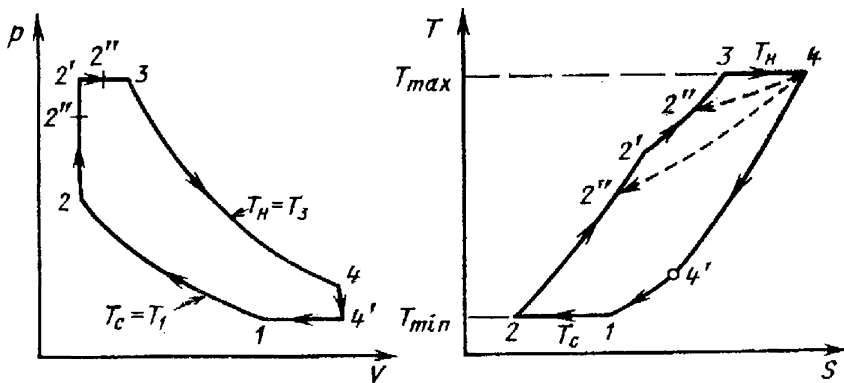


Рис. 1.6. Идеальный регенеративный изотермический цикл Рейлиса.

Процессы сжатия и расширения — изотермические, регенеративные процессы — частично изобарные и частично изохорные. При несовершенстве регенеративных процессов рабочее тело нагревается до температуры T_2' и необходим его дополнительный подогрев до температуры T_3

в двигателе Стирлинга. Таким обобщенным циклом является цикл Рейтлингера* — из двух изотерм с соответствующим подводом и отводом теплоты при максимальной и минимальной температурах цикла и двух политроп с совершенными регенеративными процессами теплообмена. Идеальные циклы Карно, Стирлинга, Эриксона, а также другие регенеративные циклы относятся к частным случаям цикла Рейтлингера. Термический КПД всех этих циклов равен КПД цикла Карно, т. е.

$$\eta_K = (T_{\max} - T_{\min})/T_{\max}.$$

Изотермический цикл Рейлиса. Предложенный Рейлисом [276] смешанный изотермический регенеративный цикл, являющийся дальнейшим развитием обобщенного цикла Рейтлингера, состоит из двух изотермических и двух регенеративных процессов, осуществляемых частично при постоянном объеме и частично при постоянном давлении (рис. 1.6). Цикл Стирлинга, равно как и другие циклы, можно рассматривать как частные случаи данного цикла. Поэтому из общего анализа цикла могут быть получены и соответствующие зависимости для его частных случаев.

Принятые обозначения и безразмерные параметры в термодинамическом анализе цикла Рейлиса следующие:

T_i, v_i, p_i — абсолютная температура, удельный объем и давление рабочего тела для i -го состояния;

W — работа за цикл;

Q_n — подводимая теплота за цикл;

R — газовая постоянная рабочего тела;

c_p, c_v — удельные теплоемкости соответственно при постоянном давлении и объеме рабочего тела;

$p_{ср}$ — среднее эффективное давление;

* В отечественной литературе по термодинамике такой цикл принято называть обобщенным циклом Карно — Прим. пер.

$\gamma = c_p/c_v$ — отношение удельных теплоемкостей; показатель адиабаты;
 $\tau = T_3/T_1$ — отношение температур;
 $r_c = v_1/v_2$ — отношение объемов полости сжатия;
 $r_e = v_4/v_3$ — отношение объемов полости расширения;
 $\alpha = T_{2'}/T_2 = p_3/p_2$;
 $\beta = T_3/T_{2'} = v_3/v_2$;
 $\rho = T_4/T_{4'} = p_4/p_1$;
 $\sigma = T_4\xi/T_1 = v_4/v_1$;
 $\varepsilon = (T_{2'} - T_1)/(T_3 - T_1)$ — степень эффективности регенератора;
 $\eta = W/Q_{II}$ — термический КПД;
 $\xi = \bar{p}_{c,p}/p_1$ — относительная удельная (литровая) мощность за цикл.

Анализ цикла.

Из изотермических условий цикла $T_2 = T_1$ и $T_4 = T_3$ следует, что

$$\alpha\beta = \rho\sigma = \tau; \quad (1.1)$$

$$r_e = \sigma r_c/\beta = \alpha r_c/\rho; \quad (1.2)$$

$$T_{2''} = [\varepsilon(\tau - 1) + 1]T_1. \quad (1.3)$$

Работа за цикл

$$\begin{aligned}
 W &= p_3(v_3 - v_2) + RT_3 \ln r_e - p_1(v_4 - v_1) - RT_1 \ln r_c = \\
 &= p_3v_3 - p_3v_2 + RT_3 \ln r_e - p_1v_4 + p_1v_1 - RT_1 \ln r_c = \\
 &= RT_3 - \alpha p_2v_2 + RT_3 \ln r_e - \sigma p_1v_1 + RT_1 - RT_1 \ln r_c = \\
 &= R[T_3 - \alpha T_1 + T_3 \ln r_e - \sigma T_1 + T_1 - T_1 \ln r_c] = \\
 &= RT_1[\tau - \alpha + \tau \ln(\alpha r_c/\rho - \sigma + 1 - \ln r_c)] = \\
 &= RT_1[\tau \{1 + \ln(\alpha \sigma r_c/\tau)\} - (\alpha + \sigma + \ln r_c) + 1]. \quad (1.4)
 \end{aligned}$$

Теплота, подводимая за цикл:

при $T_1 \leq T_{2''} \leq T_2$

$$Q_{II} = c_v(T_{2'} - T_{2''}) + c_p(T_3 - T_{2'}) + RT_3 \ln r_e;$$

при $T_{2'} \leq T_{2''} \leq T_3$

$$Q_{II} = c_p(T_3 - T_{2''}) + RT_3 \ln r_e.$$

Следовательно, $T_1 \leq T_{2''} \leq T_{2'}$. Это неравенство означает, что

$$T_1 \leq [\varepsilon(\tau - 1) + 1]T_1 \leq \alpha T_1$$

или

$$1 \leq [\varepsilon(\tau - 1) + 1] \leq \alpha.$$

Из неравенства $T_{2'} \leq T_{2''} \leq T_3$ следует, что

$$\alpha T_1 \leq [\varepsilon(\tau - 1) + 1]T_1 \leq T_3$$

или

$$\alpha \leq \{\varepsilon(\tau - 1) + 1\} \leq \tau.$$

Таким образом, для $T_1 \leq T_{2''} \leq T_2'$

$$\begin{aligned} Q_{II} &= c_v [\alpha - \{\varepsilon(\tau - 1) + 1\}] T_1 + c_p [T_3 - \alpha T_1] + \\ &+ RT_3 \ln(\alpha r_c / \rho) = RT_1 \left[\frac{\alpha - \varepsilon(\tau - 1) - 1}{(\gamma - 1)} + \frac{\gamma(\tau - \alpha)}{(\gamma - 1)} + \tau \ln(\alpha r_c / \rho) \right] = \\ &= [RT_1 / (\gamma - 1)] [(\alpha - 1) - \varepsilon(\tau - 1) + \gamma(\tau - \alpha) + \\ &+ \tau(\gamma - 1) \ln(\alpha r_c / \rho)], \end{aligned} \quad (1.5)$$

а для $T_2' \leq T_{2''} \leq T_3$

$$\begin{aligned} Q_{II} &= c_p [T_3 - \{\varepsilon(\tau - 1) + 1\} T_1] + RT_3 \ln(\alpha r_c / \rho) = \\ &= RT_1 \left[\frac{\gamma\{\tau - \varepsilon(\tau - 1) - 1\}}{\gamma - 1} + \tau \ln(\alpha r_c / \rho) \right] = \\ &= \frac{RT_1}{\gamma - 1} [\gamma(1 - \varepsilon)(\tau - 1) + \tau(\gamma - 1) \ln(\alpha r_c / \rho)]. \end{aligned} \quad (1.6)$$

Термический КПД для $T_1 \leq T_{2''} \leq T_2'$

$$\eta = \frac{(\gamma - 1) [\tau \{1 + \ln(\alpha r_c / \rho)\} - (\alpha + \sigma + \ln r_c) + 1]}{(\alpha - 1) - \varepsilon(\tau - 1) + \gamma(\tau - \alpha) + \tau(\gamma - 1) \ln(\alpha r_c / \rho)}, \quad (1.7)$$

для $T_2' \leq T_{2''} \leq T_3$

$$\eta = \frac{(\gamma - 1) [\tau \{1 + \ln(\alpha r_c / \rho)\} - (\alpha + \sigma + \ln r_c) + 1]}{\gamma(1 - \varepsilon)(\tau - 1) + \tau(\gamma - 1) \ln(\alpha r_c / \rho)}. \quad (1.8)$$

Удельная мощность за цикл может характеризоваться средним эффективным давлением

$$\begin{aligned} p_{\text{ср}} &= \frac{RT_1 [\tau \{1 + \ln(\alpha r_c / \rho)\} - (\alpha + \sigma + \ln r_c) + 1]}{v_4 - v_2} = \\ &= \frac{RT_1 r_c [\tau \{1 + \ln(\alpha r_c / \rho)\} - (\alpha + \sigma + \ln r_c) + 1]}{v_1 (\sigma r_c - 1)}, \end{aligned}$$

или в безразмерной форме относительно давления в точке 1

$$\xi = p_{\text{ср}} / p_1 = \frac{r_c [\tau \{1 + \ln(\alpha r_c / \rho)\} - (\alpha + \sigma + \ln r_c) + 1]}{\sigma r_c - 1}. \quad (1.9)$$

Идеальный цикл Стирлинга как частный случай изотермического цикла Рейлиса. В этом случае $\beta = \sigma = 1$; $\alpha = \rho = \tau$; $r_e = r_c = r$. Так как $T_1 \leq T_{2''} \leq T_2'$ ($T_2' = T_3$), то термический КПД

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{(\gamma - 1) [\tau \{1 + \ln r\} - (\tau + 1 + \ln r) + 1]}{(\tau - 1) - \varepsilon(\tau - 1) + \tau(\gamma - 1) \ln r} = \\ &= \frac{(\gamma - 1)(\tau - 1) \ln r}{(1 - \varepsilon)(\tau - 1) + \tau(\gamma - 1) \ln r}. \end{aligned} \quad (1.10)$$

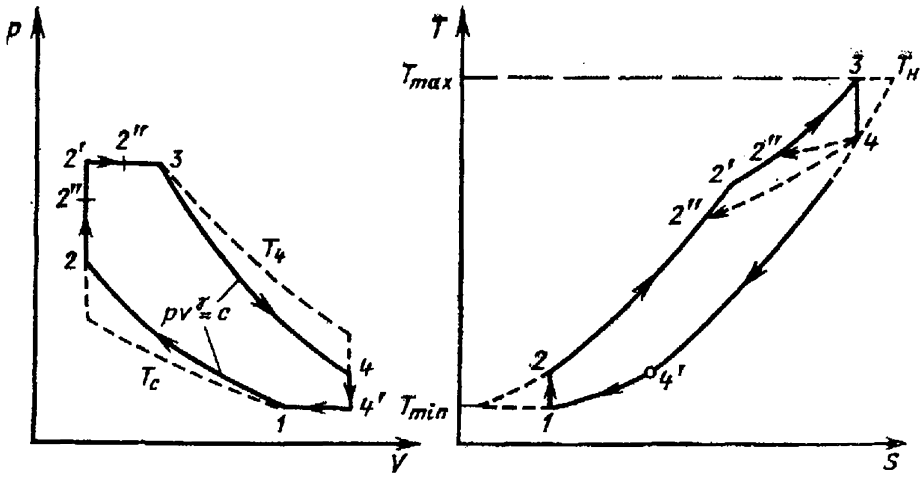


Рис. 1.7. Идеальный регенеративный адиабатный цикл Рейлиса.

Процессы сжатия и расширения — адиабатные, регенеративные процессы — частично изобарные и частично изохорные. Предварительный нагрев в регенераторе до температуры $T_{2''}$; дополнительный подогрев — до температуры T_3 .

При $\varepsilon = 1$ $\eta = 1 - (1/\tau)$, т. е. термический КПД равен КПД цикла Карно, а удельная мощность за цикл

$$\xi = \frac{r(\tau(1 + \ln r) - (\tau + 1 + \ln r) + 1)}{r - 1} = \frac{r(\tau - 1) \ln r}{r - 1}. \quad (1.11)$$

Адиабатный цикл Рейлиса. В реальных двигателях обеспечение изотермических процессов сжатия и расширения является достаточно трудной задачей. В общем случае такие процессы ближе к политропным, но часто при анализе идеализированных циклов они заменяются адиабатными (рис. 1.7).

Для данного цикла эффективность регенератора

$$\varepsilon = (T_{2''} - T_2)/(T_4 - T_2).$$

Необходимо отметить, что это выражение отличается от ранее приведенной формулы предыдущего цикла. Так как для данного цикла справедливы соотношения

$$T_2 = r_c^{\gamma-1} T_1; \quad T_{2'} = \alpha T_2 = \alpha r_c^{\gamma-1} T_1;$$

$$T_3 = \beta T_{2'} = \alpha \beta r_c^{\gamma-1} T_1 = r_e^{\gamma-1} T_4 = \tau T_1;$$

$$T_{4'} = \sigma T_1; \quad T_4 = \rho T_{4'} = \sigma \rho T_1,$$

$$\text{то } \alpha \beta r_c^{\gamma-1} = \sigma \rho r_e^{\gamma-1} = \tau; \quad (1.12)$$

$$r_e = v_4/v_3 = (v_4/v_1) (v_1/v_2) (v_2/v_3) = \sigma r_c \beta \quad (1.13)$$

и

$$T_{2''} = [\varepsilon \sigma \rho + (1 - \varepsilon) r_c^{\gamma-1}] T_1. \quad (1.14)$$

Работа за цикл

$$\begin{aligned}
 W &= p_3(v_3 - v_2) + c_v(T_3 - T_4) - p_1(v_4 - v_1) - c_v(T_2 - T_1) = \\
 &= RT_3 - \alpha RT_2 + c_v(T_3 - T_4) - \sigma RT_1 + RT_1 - c_v(T_2 - T_1) = \\
 &= R \left[T_3 - \alpha r_c^{\gamma-1} T_1 + \left(\frac{T_3 - \sigma r_c T_1}{\gamma - 1} \right) - \sigma T_1 + T_1 - \left(\frac{r_c^{\gamma-1} T_1 - T_1}{\gamma - 1} \right) \right] = \\
 &= RT_1 \left[\tau - \alpha_c^{\gamma-1} + \left(\frac{\tau - \sigma \rho}{\gamma - 1} \right) - \sigma + 1 - \left(\frac{r_c^{\gamma-1} - 1}{\gamma - 1} \right) \right] = \\
 &= c_v T_1 [\gamma(\tau + 1) - \sigma(\rho + \gamma - 1) - \{\alpha(\gamma - 1) + 1\} r_c^{\gamma-1}]. \quad (1.15)
 \end{aligned}$$

Подводимая теплота за цикл:

для $T_2 \ll T_2' \ll T_2'$

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{II}} &= c_v(T_2' - T_2'') + c_p(T_3 - T_2') = \\
 &= RT_1 \left[\frac{\alpha r_c^{\gamma-1} - \varepsilon \sigma \rho - (1 - \varepsilon) r_c^{\gamma-1} + \gamma(\tau - \alpha r_c^{\gamma-1})}{\gamma - 1} \right] = \\
 &= \frac{RT_1}{\gamma - 1} [(\alpha - 1 + \varepsilon - \alpha \gamma) r_c^{\gamma-1} - \varepsilon \sigma \rho + \gamma \tau] = \\
 &= c_v T_1 [\gamma \tau - \varepsilon \sigma \rho - \{\alpha(\gamma - 1) + (1 - \varepsilon) r_c^{\gamma-1}\}]; \quad (1.16)
 \end{aligned}$$

для $T_2' \ll T_2'' < T_3$

$$Q_{\text{II}} = c_p(T_3 - T_2'') = c_p T_1 [\tau - \varepsilon \sigma \rho - (1 - \varepsilon) r_c^{\gamma-1}]. \quad (1.17)$$

Следовательно, термический КПД:

для $T_2 \ll T_2'' \ll T_2'$

$$\eta = \frac{\gamma(\tau + 1) - \sigma(\rho + \gamma - 1) - \{\alpha(\gamma - 1) + 1\} r_c^{\gamma-1}}{\gamma \tau - \varepsilon \sigma \rho - \{\alpha(\gamma - 1) + (1 - \varepsilon) r_c^{\gamma-1}\}}; \quad (1.18)$$

для $T_2' \ll T_2'' < T_3$

$$\eta = \frac{\gamma(\tau + 1) - \sigma(\rho + \gamma - 1) - \{\alpha(\gamma - 1) + 1\} r_c^{\gamma-1}}{\gamma [\tau - \varepsilon \sigma \rho - (1 - \varepsilon) r_c^{\gamma-1}]}. \quad (1.19)$$

Среднее эффективное давление

$$\begin{aligned}
 p_{\text{ср}} &= \frac{c_v T_1 [\gamma(\tau + 1) - \sigma(\rho + \gamma - 1) - \{\alpha(\gamma - 1) + 1\} r_c^{\gamma-1}]}{v_4 - v_2} = \\
 &= \frac{RT_1 r_c [\gamma(\tau + 1) - \sigma(\rho + \gamma - 1) - \{\alpha(\gamma - 1) + 1\} r_c^{\gamma-1}]}{v_1 (\gamma - 1) (\sigma r_c - 1)}; \quad (1.20)
 \end{aligned}$$

удельная мощность

$$\xi = \frac{r_c [\gamma(\tau + 1) - \sigma(\rho + \gamma - 1) - \{\alpha(\gamma - 1) + 1\} r_c^{\gamma-1}]}{(\gamma - 1) (\sigma r_c - 1)}. \quad (1.21)$$

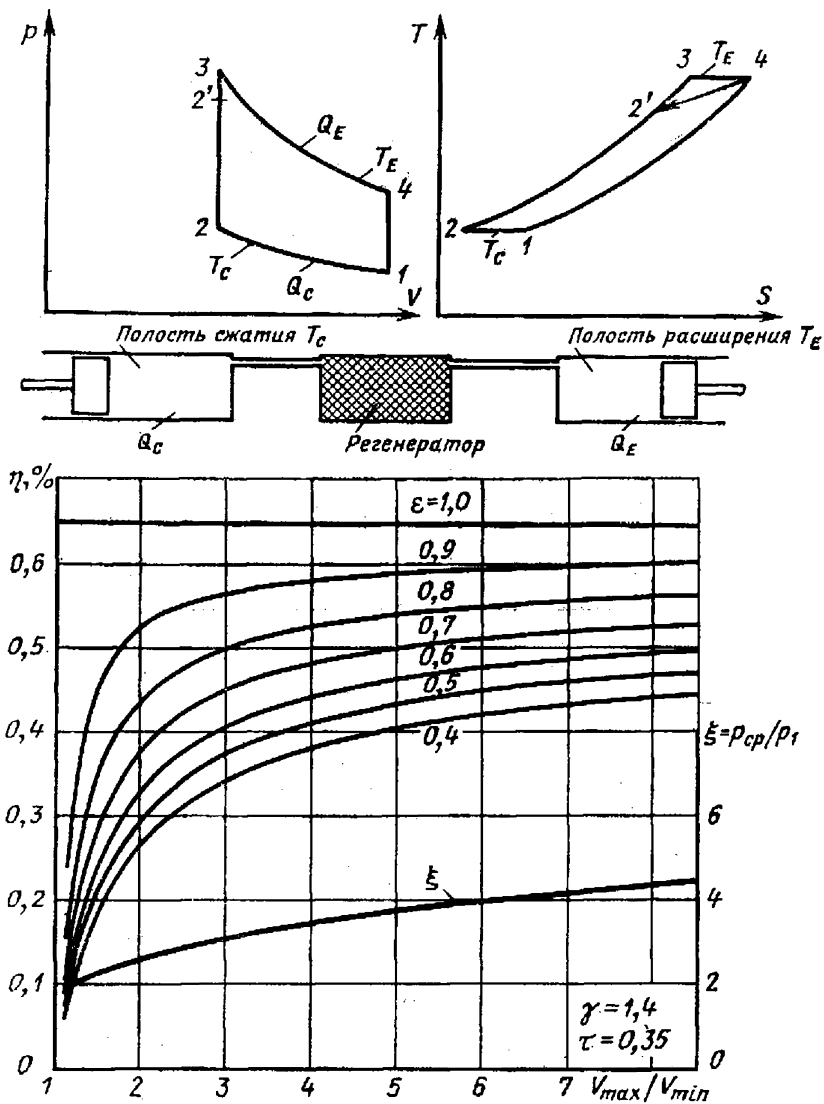


Рис. 1.8. Идеальный цикл Стирлинга и изотермические процессы сжатия и расширения:

зависимость термического КПД, η и удельной мощности ξ от отношения объемов V_{\max}/V_{\min} и степени эффективности регенератора ε [277]

Очевидно, что для регенерации, осуществляемой при $T_2'' \geq T_2$,

$$\varepsilon \sigma r + (1 - \varepsilon) r_c^{\gamma-1} \geq r_c^{\gamma-1}$$

или

$$r_{c \max} \leq (\sigma r)^{1/(\gamma-1)}. \quad (1.22)$$

Цикл Рейлиса с изохорными процессами регенерации.
В этом случае

$$\beta = \sigma = 1; \quad r_e = r_c = r; \quad \alpha = \rho = \tau / r^{\gamma-1}.$$

Так как $T_2 \leq T_2' \leq T_2'' (=T_3)$, то

$$\eta = \frac{\gamma(\tau + 1) - \{(\tau/r^{\gamma-1}) + \gamma - 1\} - \{(\tau/r^{\gamma-1})(\gamma - 1) + 1\} r^{\gamma-1}}{\gamma\tau - (\varepsilon\tau/r^{\gamma-1}) - \{(\tau/r^{\gamma-1})(\gamma - 1) + (1 - \varepsilon)\} r^{\gamma-1}} =$$

$$= \frac{\tau[1 - (1/r^{\gamma-1})] - (r^{\gamma-1} - 1)}{\tau[1 - (\varepsilon/r^{\gamma-1})] - (1 - \varepsilon)r^{\gamma-1}}. \quad (1.23)$$

При $\varepsilon = 0$ $\eta = 1 - (1/r^{\gamma-1})$, а при $\varepsilon = 1$ $\eta = 1 - (r^{\gamma-1}/\tau)$. Следовательно,

$$\varepsilon = \frac{r\{\tau[1 - (1/r^{\gamma-1})] - (r^{\gamma-1} - 1)\}}{(\gamma - 1)(r - 1)} \quad (1.24)$$

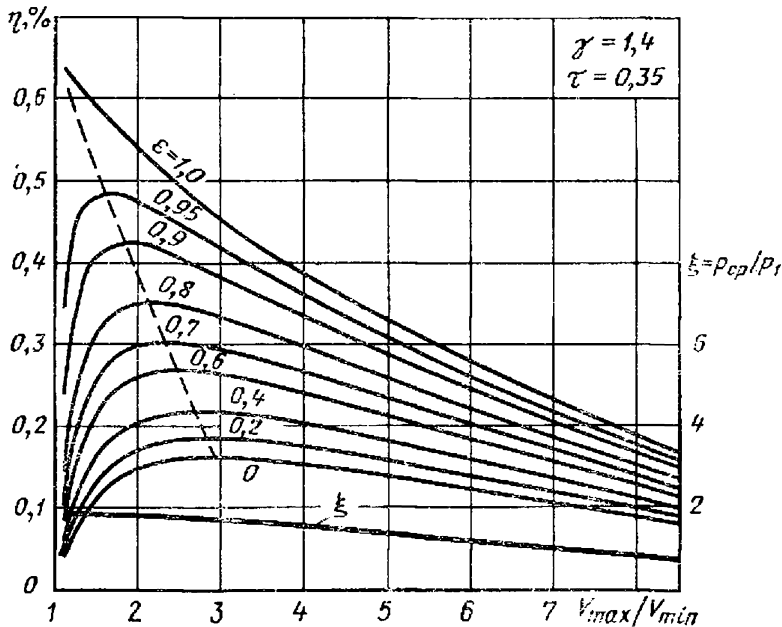
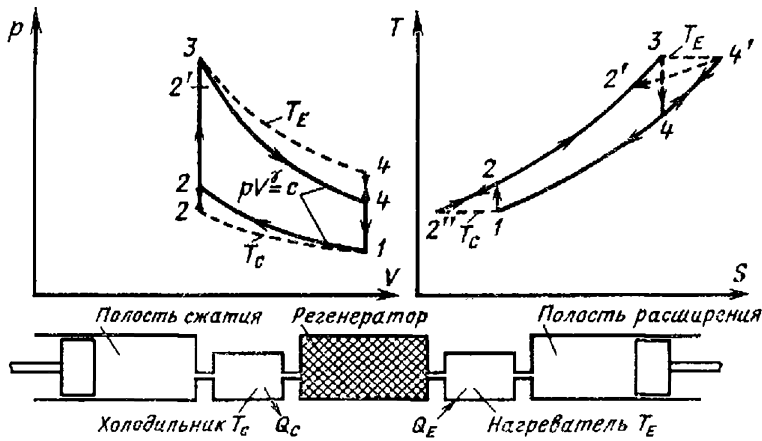


Рис. 1.9. Псевдоцикл Стирлинга (адиабатные процессы сжатия и расширения): зависимость термического КПД, η и удельной мощности ξ от отношения объемов V_{\max}/V_{\min} и степени эффективности регенератора ε [277]

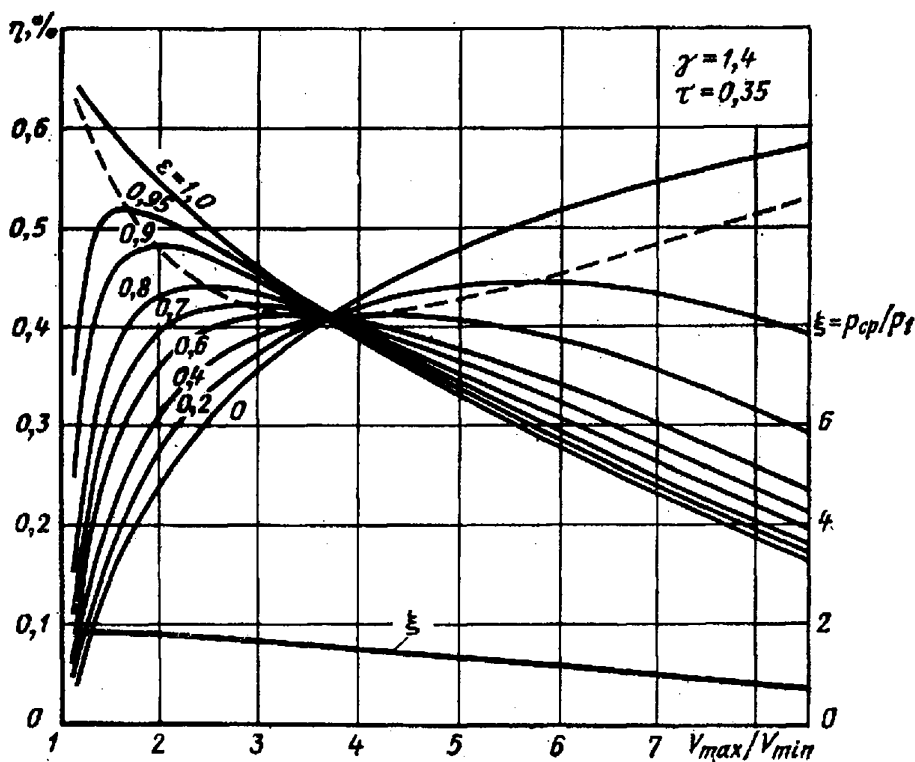
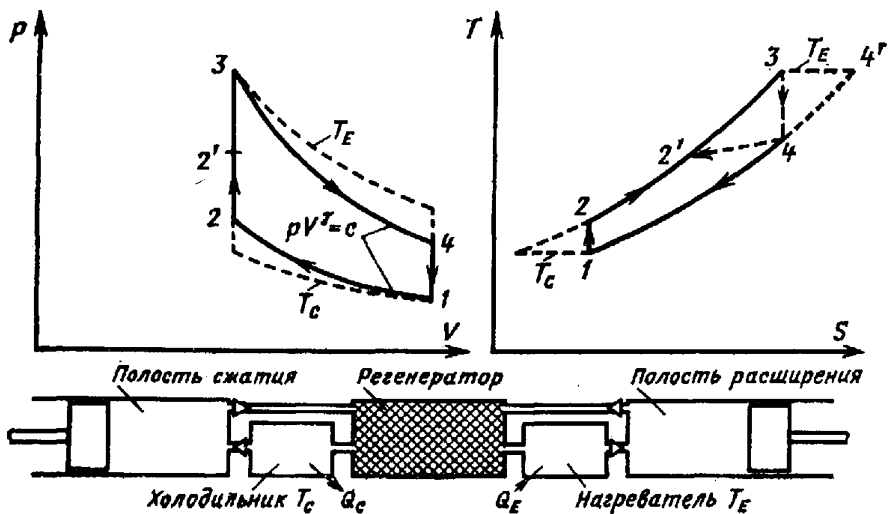


Рис. 1.10. Псевдоцикл Стирлинга с перепуском рабочего тела: зависимость термического КПД η и удельной мощности ξ от отношения объемов V_{\max}/V_{\min} и степени эффективности регенератора ε [277]

и

$$r_{\max} = [\tau/r_{\max}^{\gamma-1}]^{1/(\gamma-1)} = \tau^{1/(\gamma-1)}/r_{\max}$$

или

$$r_{\max} = \tau^{1/2} (\gamma-1). \quad (1.25)$$

Влияние адиабатных процессов на термический КПД цикла и удельную мощность. Используя теорию смешанных циклов, Рейлис, Уриели и Берцович [277] провели сравнение идеальных регенера-

тивных циклов с изотермическими и адиабатными процессами сжатия и расширения. В своем сравнении они ограничились рассмотрением лишь циклов с регенеративными изохорными процессами. В качестве критерия они выбрали идеальный цикл Стирлинга. Цикл с адиабатными процессами сжатия и расширения они назвали псевдоциклом Стирлинга. В обоих случаях авторы исходили из того, что совершенство регенеративных изохорных процессов ниже, чем в идеальном цикле Стирлинга, и что оно зависит от эффективности регенератора.

При анализе циклов было принято, что $\tau = T_{\min}/T_{\max} = 0,35$ и $\gamma = 1,4$. Результаты полученных расчетов приведены на рис. 1.8 и 1.9. Из сравнения этих рисунков видно, что значительное уменьшение удельной мощности и термического КПД наблюдается при замене изотермических процессов адиабатными.

Регенеративный изохорный цикл с перепуском рабочего тела. В процессе термодинамического анализа был исследован регенеративный изохорный псевдоцикл Стирлинга с перепуском рабочего тела непосредственно из полостей сжатия и расширения в регенератор, минуя холодильник и нагреватель [277]. В работе отмечалось, что, по-видимому, бесполезно охлаждать нагретое от сжатия рабочее тело (так же, как и нагревать его после охлаждения в процессе расширения).

Несмотря на то, что цикл с перепуском был давно уже предложен Финкельштейном [115] для двигателя с газообразным рабочим телом, а аналогичная схема была использована и Мелуном в его двигателях с жидкими рабочими телами [211], работа [277] считается достаточно оригинальным теоретическим исследованием.

Результаты анализа, проведенного при указанных выше условиях с $\tau = 0,35$ и $\gamma = 1,4$ (рис. 1.10), показывают, что удельная мощность псевдоцикла с перепуском аналогична удельной мощности псевдоцикла без перепуска, а термический КПД значительно выше. Следует отметить также, что в этом направлении имеются достаточные основания для продолжения дальнейших исследований и проведения экспериментальных работ.

Действительный регенеративный цикл двигателя Стирлинга

Идеальный цикл Стирлинга, так же как и другие рассмотренные выше регенеративные циклы, представляет лишь теоретический интерес и практически неосуществим. И тем не менее реализовать его в тепловых машинах с той или иной степенью приближения можно.

При предварительном рассмотрении идеальных циклов предполагалось, что все процессы термодинамически обратимы, а процессы сжатия и расширения изотермические или изоэнтروпические. Поэтому было принято, что теплообмен между стенками цилиндра и рабочим телом или бесконечно велик, или отсутствует. Кроме того, считали, что во время процессов сжатия и расширения вся масса

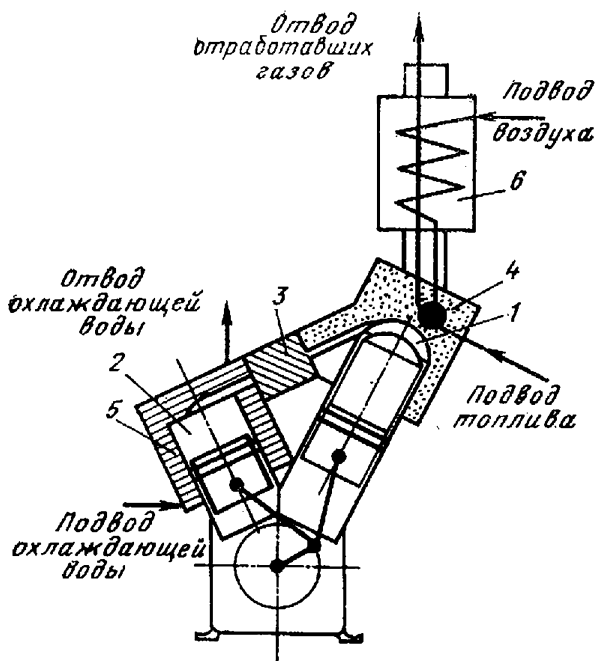


Рис. 1.11. Схема двигателя Стирлинга с V-образным расположением поршней:

1 — полость расширения; 2 — полость сжатия; 3 — регенератор; 4 — нагреватель; 5 — холодильник; 6 — подогреватель воздуха

рабочего тела находится в соответствующих полостях, а влияние каких бы то ни было свободных объемов в насадке регенератора, в зазорах цилиндра или пазах незначительно. Было принято также, что для соответствующего распределения массы рабочего тела в цикле происходит прерывистое движение поршней, а гидравлическое и механическое сопротивление отсутствуют.

Наконец, предполагалась идеальная регенерация теплоты; это означало, что коэффициент теплоотдачи между рабочим телом и насадкой регенератора, а также теплоемкость насадки бесконечно велики. При таких условиях температуры газа и насадки в любой точке остаются постоянными независимо от направления потока газа.

В любом реальном двигателе все перечисленные выше факторы, а также ряд других значительно снижают эффективный КПД цикла по сравнению с КПД идеального цикла Карно. Эффективный КПД составляет часть теоретического КПД цикла Карно; это отношение называется относительным КПД, т. е.

$$\eta_{отн} = \frac{\text{эффективный КПД}}{\text{теоретический КПД цикла Карно}} = \eta_{ef}/\eta_k.$$

Для хорошо сконструированной машины значение этого коэффициента превышает 0,4, а его максимальное значение может достигать 0,7.

Для представления рассмотренного выше идеального цикла предполагалось, что механическое устройство двигателя имеет два противоположно расположенных поршня с размещенным между ними регенератором. Такой двухпоршневой двигатель является одной из разновидностей многочисленных конструкций.

Один из возможных вариантов другой двухпоршневой реально созданной машины приведен на рис. 1.11. Это V-образный двигатель, поршни которого имеют общий коленчатый вал. Объемы сжатия и расширения размещены в полостях над поршнями и связаны между собой каналом с имеющимися в нем регенератором и дополнительными теплообменниками.

При работе двигателя значительное отклонение от идеального цикла происходит вследствие непрерывного движения поршней

в отличие от прерывистого движения для идеального случая. В результате цикл в p, V -диаграмме несколько видоизменяется; в этом случае он характеризуется непрерывной плавной замкнутой кривой, а четыре термодинамических процесса не имеют резких переходов (рис. 1.12).

В реальном двигателе процессы сжатия и расширения в соответствующих полостях осуществляются не полностью. Поэтому представляется возможным изобразить три отдельные p, V -диаграммы: для полостей сжатия, расширения и для суммарного объема с учетом мертвых объемов. Мертвый объем — та часть общего рабочего объема, которая при работе двигателя не вытесняется ни одним из поршней. К мертвому объему относятся зазоры между соответствующим поршнем и цилиндром, свободные объемы регенератора и теплообменников, объемы соединительных каналов и отверстий. Общая положительная работа за цикл характеризуется p, V -диаграммой полости расширения, а отрицательная (затраченная) работа сжатия за цикл — p, V -диаграммой полости сжатия. Разность площадей этих диаграмм есть полезная (индикаторная) работа за цикл, часть которой расходуется на компенсацию работы трения (механические потери), а остальная часть — это полезная механическая работа на коленчатом валу двигателя.

Для идеального цикла, в котором процессы сжатия и расширения протекают изотермически, а механические потери отсутствуют, разность площадей соответствующих p, V -диаграмм в точности равна площади p, V -диаграммы для суммарного рабочего объема. В реальном двигателе из-за наличия гидравлического сопротивления в регенераторе и теплообменниках, приводящего к разности давлений в полостях сжатия и расширения, такого равенства, естественно, не достигается. Гидравлическое сопротивление оказывает влияние на изменение площади p, V -диаграммы, что обуславливает уменьшение полезной работы (а следовательно, и эффективного КПД) двигателя и снижение холодопроизводительности и холодильного коэффициента холодильной машины (рис. 1.13).

Гармонический закон движения поршней вызывает циклическое перераспределение массы рабочего тела между различными температурными уровнями; в этом случае для общей массы рабочего тела

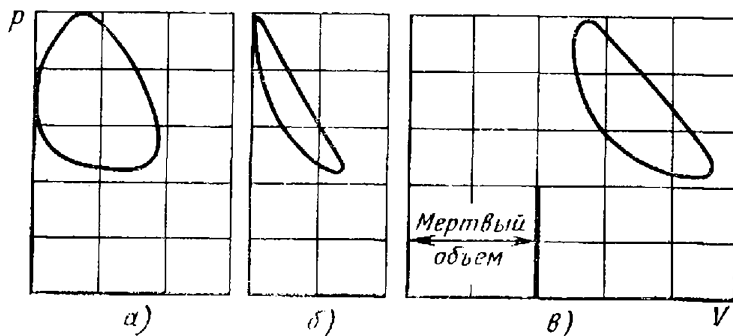


Рис. 1.12. Действительные p, V -диаграммы двигателя Стирлинга: а — полости расширения; б — полости сжатия; в — суммарного объема

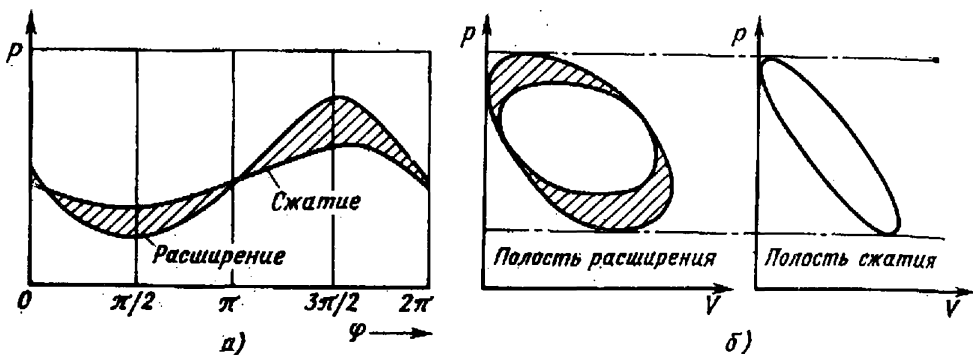


Рис. 1.13. Влияние гидравлического сопротивления на работу двигателя:

а — изменение давлений рабочего тела p в полостях сжатия и расширения в зависимости от угла поворота вала φ . Различие в давлении — результат влияния гидравлического сопротивления в регенераторе и теплообменниках; *б* — p , V -диаграммы для полостей расширения и сжатия. Заштрихованная площадь p , V -диаграммы полости расширения характеризует работу, обусловленную сопротивлением в регенераторе и теплообменниках

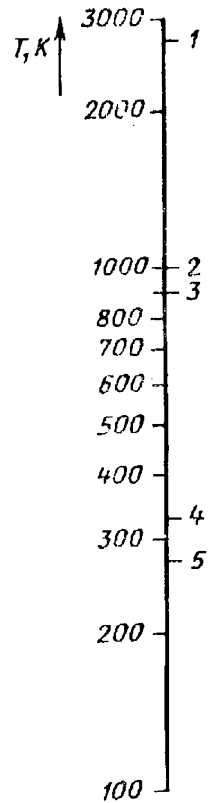
невозможно построить наглядную T , S -диаграмму. Такие T , S -диаграммы можно построить лишь для отдельных частичек рабочего тела, перемещающегося от одного температурного уровня к другому. Следует отметить, что построение T , S -диаграммы для общей массы рабочего тела представляет значительные трудности.

Неизотермичность процессов сжатия и расширения — другая важная причина отклонения действительного цикла от идеального. Очевидно, что в двигателе при частоте вращения примерно 1000 об/мин эти процессы ближе к адиабатным (отсутствует теплообмен), чем к изотермическим (бесконечно большой коэффициент теплоотдачи). Для того чтобы процесс был наиболее близок к изотермическому, в двигателе обычно используют специальные дополнительные теплообменники (нагреватель, примыкающий к полости расширения и служащий для подвода теплоты к рабочему телу, и холодильник, расположенный в зоне полости сжатия для отвода теплоты от рабочего тела) (см. рис. 1.12). Несмотря на определенные улучшения условий теплообмена, наличие этих теплообменников имеет и некоторые отрицательные стороны. По всей вероятности они повышают гидравлическое сопротивление, отрицательно влияющее на характеристики двигателя. Далее, наличие указанных теплообменников влечет за собой увеличение общего мертвого объема из-за свободных объемов нагревателя и холодильника, что имеет решающее значение для характеристик регенеративных двигателей. Кроме того, рабочее тело нагревается не только при его перемещении из регенератора в полость расширения, но и при его обратном движении. Подобным же образом происходит и охлаждение рабочего тела как на входе, так и на выходе из полости сжатия. Возможны также и однопоточные системы, однако они вносят дополнительные трудности.

Совместное рассмотрение влияния повышения гидравлического сопротивления и свободных объемов (с учетом стоимости, размеров и масс) приводит к компромиссному решению для конструкции теплообменников. В результате можно отметить значительное рас-

Рис. 1.14. Характерное распределение температур в двигателе Стирлинга при использовании обычной системы сгорания топлива и водяной системы охлаждения (шкала температур—логарифмическая):

1 и 2 — температуры продуктов сгорания топлива и стенок нагревателя; 3 и 4 — средние температуры полостей соответственно расширения и сжатия; 5 — температура охлаждающей воды и стенок холодильника



хождение между температурами нагрева (температура продуктов сгорания топлива), температурой охлаждения (температура воды или воздуха) и температурой рабочего тела (рис. 1.14). Такое распределение температур можно считать типичным для регенеративного двигателя, где источником теплоты служит природное топливо, а для охлаждения используется вода. В этом случае температуры продуктов сгорания и охлаждающей воды соответственно равны 2800 и 280 К. Предельная температура, ограничивающая применение конструкционных материалов (термический предел), для расширительного цилиндра и нагревателя составляет примерно 1000 К. Это означает, что между продуктами сгорания и стенкой цилиндра имеется резкий температурный градиент (2800—1000 К), что способствует достижению высоких коэффициентов теплоотдачи. Кроме того, если температурные градиенты между рабочим телом и полостями расширения и сжатия соответственно равны 100 и 50 К, то можно считать, что диапазон изменения температуры рабочего тела в цикле составляет от $280 \text{ К} + 50 \text{ К} = 330 \text{ К}$ до $1000 \text{ К} - 100 \text{ К} = 900 \text{ К}$. Несмотря на то, что термический КПД для системы с циклом Карно (или Стирлинга)

$$\eta_k = [(2800 - 280)/2800] 100 \% = (2520/2800) 100 \% = 90 \%,$$

более правильно его определять следующим образом:

$$\eta_k = (900 - 330)/900 \cdot 100 \% = (570/900) 100 \% = 63 \%.$$

Данный пример характеризует одну из главных причин, затрудняющих использование двигателей Стирлинга в коммерческих целях: для такого двигателя, как и для газовой турбины, основной вопрос — это вопрос конструкционных материалов. Некоторые части двигателя (нагреватель и полость расширения) постоянно подвергаются воздействию высокой температуры, и это накладывает ограничение на использование конструкционных материалов в указанных узлах двигателя.

Допустимые температуры рабочего тела в двигателе Стирлинга меньше допустимых температур ДВС, работающих по циклам Отто или Дизеля, где воздействие максимальных температур в цикле кратковременное. Таким образом, несмотря на то, что регенеративные циклы при заданных температурах термодинамически более эффективны, чем циклы Отто или Дизеля, в своей практической реали-

зации они сравнимы с ДВС, работающими при значительно бóльших перепадах температур.

Не все количество теплоты, выделяющееся при сгорании топлива, может быть передано рабочему телу, так как в противном случае необходимо использовать громоздкий нагреватель. Потери с горячими отработавшими газами — это прямые потери теплоты, содержащейся в жидком топливе или газе, полностью не используемые в двигателе. Поэтому другим важным дополнительным теплообменником является подогреватель, предназначенный для подогрева поступающего в двигатель воздуха от горячих отработавших газов. Этот теплообменник может быть как рекуперативного, так и регенеративного типа. В рекуперативном теплообменнике два потока газа — отработавшие газы и поступающий в двигатель воздух — разделены стенками каналов. В регенеративном теплообменнике происходит попеременное чередование газовых потоков при прохождении их через одну и ту же насадку регенератора; обычно это противоточные теплообменники. Важно четко различать регенеративный теплообменник, являющийся неотъемлемой частью двигателя, и рекуперативный (или регенеративный) теплообменник, выполняющий лишь вспомогательную роль подогревателя воздуха в двигателе.

Следовательно, непрерывное возвратно-поступательное движение отдельных узлов двигателя, неизотермичность процессов сжатия и расширения, ограниченная возможность теплопередачи в холодильнике и нагревателе, потери теплоты с отработавшими газами, наличие гидравлического сопротивления — главные причины, ограничивающие в большинстве случаев возможности конструкторов осуществить желаемое в реальном двигателе Стирлинга. Кроме того, есть и другие причины: неудовлетворительная работа регенератора, большие механические потери, выравнивание температур, как следствие относительно массивных теплопроводных частей двигателя, и утечки рабочего тела, обусловленные несовершенством конструкции или неудовлетворительной работой уплотнения.

ГЛАВА 2

ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЕЙ СТИРЛИНГА

Введение

Формирование теоретического анализа работы двигателей Стирлинга связано с определенными допущениями и предположениями. Простейший анализ работы двигателей относится к идеальному циклу Стирлинга, состоящему, как известно, из двух изотермических и двух изохорных регенеративных процессов. Однако из-за значительной идеализации процессов цикла по сравнению с действительными такой анализ справедлив лишь для элементарных предварительных расчетов.

Более реалистичным и ставшим впоследствии классическим является анализ, предложенный в 1871 г. Шмидтом, который позволяет с большей степенью точности оценить действительные характеристики двигателей. И тем не менее этот анализ также принято считать идеализированным, так как совпадение действительных и расчетных характеристик составляет не более 60 %, а в отдельных случаях и еще меньше. Главная причина таких результатов — предположение изотермичности процессов сжатия и расширения. В реальных двигателях с частотой вращения более 1000 об/мин такое предположение не находит подтверждения вследствие того, что процессы сжатия и расширения носят скорее адиабатный, чем изотермический, характер. Несмотря на такое, казалось бы, простое различие, это обстоятельство приводит к существенно иному закону распределения циклической массы рабочего тела в двигателе, а следовательно, и к изменению его характеристик.

Обобщенный анализ, разработанный Финкельштейном, почти сто лет спустя после работ Шмидта (в 60-е гг.) позволяет проводить теоретические исследования двигателей Стирлинга с другими, отличными от изотермических, процессами сжатия и расширения. Вследствие этого классический изотермический цикл Шмидта, так же как и адиабатный цикл Финкельштейна с адиабатными процессами сжатия и расширения, рассматривается в обобщенном анализе работы двигателей как частный случай. Кроме того, по теории Финкельштейна можно проводить анализ и с промежуточными процессами цикла, ограниченными изотермами и адиабатами, которые также отмечаются в двигателе.

С дальнейшим усовершенствованием адиабатной модели цикла появилась возможность оценить влияние гидравлических и тепловых потерь. Поэтому данную теорию можно считать достаточно совершенной в оценке действительных характеристик двигателя. Теоретический анализ адиабатной модели цикла достаточно сложен и вызывает необходимость применения ЭВМ с небольшими затратами машинного времени и приемлемым быстродействием.

Последующее развитие теоретического анализа позволило Финкельштейну разработать в 1975 г. программу узлового метода математического моделирования на ЭВМ, широко используемую в настоящее время [120]. Конец 70-х гг. характеризуется также появлением ряда работ по вопросам моделирования и других авторов, программы которых заслуживают внимания.

Всестороннее рассмотрение обобщенного анализа и узлового метода математического моделирования Финкельштейна не является целью данной главы. Поэтому в этой главе будут рассмотрены лишь следующие вопросы: а) уравнения, используемые при анализе идеального цикла Стирлинга; б) основные положения и допущения изотермического цикла Шмидта; в) описание адиабатного цикла Финкельштейна; г) сравнения и краткие выводы о различных методах теоретического анализа двигателей Стирлинга с ссылками на литературные источники.

Идеальный цикл Стирлинга

Уравнения, используемые при анализе идеального цикла Стирлинга, приведены ниже. Следует еще раз напомнить о высокой степени идеализации такого цикла, обусловленной принятыми допущениями, а также о том, что применение этих уравнений ограничивается элементарными предварительными расчетами.

В идеальном цикле Стирлинга приняты следующие допущения: рабочее тело — идеальный газ; процессы сжатия и расширения — изотермические; масса рабочего тела в любое время находится при соответствующих неизменных условиях — или в полости сжатия, или в полости расширения; внутренний (мертвый) объем регенератора равен нулю; движение поршней — прерывистое; процесс регенерации — идеальный; гидравлические, механические и тепловые потери отсутствуют.

Введем некоторые положения и обозначения (см. рис. 1.1): 1) точка 1 соответствует начальному состоянию рабочего тела с параметрами p_1, V_1, T_1 ; 2) отношение температур $\tau = T_{\min}/T_{\max}$; 3) отношение объемов $r = V_{\max}/V_{\min}$.

Для единицы массы рабочего тела из характеристического уравнения состояния идеального газа следует, что $V_1 = RT_1/p_1$.

Изменения параметров в цикле

Изотермический процесс сжатия (1—2). Теплота отводится от рабочего тела при минимальной температуре цикла. Работа сжатия эквивалентна отводимой теплоте; внутренняя энергия рабочего тела не изменяется, а энтропия уменьшается:

$$p_2 = p_1 V_1 / V_2 = p_1 r; \quad T_2 = T_1 = T_{\min}.$$

Отводимая теплота Q равна затраченной работе W , т. е. $p_1 V_1 \ln(1/r) = RT_1 \ln(1/r)$.

Изменение энтропии $(S_2 - S_1) = R \ln(1/r)$.

Регенеративный процесс теплоотдачи при постоянном объеме (2—3). Теплота передается от насадки регенератора к рабочему телу; температура рабочего тела увеличивается от T_{\min} до T_{\max} . Работа в процессе не производится; внутренняя энергия и энтропия рабочего тела возрастают.

Количество переданной теплоты $Q = C_v (T_3 - T_2)$.

Затраченная работа $W = 0$.

Изменение энтропии $S_3 - S_2 = C_v \ln(1/\tau)$.

Изотермический процесс расширения (3—4). Теплота подводится к рабочему телу при температуре T_{\max} . Работа расширения эквивалентна подводимой теплоте. Внутренняя энергия рабочего тела не изменяется, а энтропия увеличивается:

$$p_4 = p_3 V_3 / V_4 = p_3 (1/r); \quad T_4 = T_3 = T_{\max}.$$

Подводимая теплота Q равна произведенной работе W , т. е. $p_3 V_3 \ln r = RT_3 \ln r$.

Изменение энтропии $S_4 - S_3 = R \ln r$.

Регенеративный процесс теплоотдачи при постоянном объеме (4—1). Теплота передается от рабочего тела к насадке регенератора; температура рабочего тела уменьшается от T_{\max} до T_{\min} . Работа в процессе не производится; внутренняя энергия и энтропия уменьшаются:

$$p_1 = p_4 T_4 / T_1 = p_1 \tau; \quad V_1 = V_4.$$

Количество переданной теплоты $Q = C_v (T_1 - T_4)$.

Изменение энтропии $S_1 - S_4 = C_v \ln \tau$.

В регенеративных процессах теплота, переданная от насадки регенератора рабочему телу в процессе, соответствующем кривой (2—3), вновь воспринимается ею от рабочего тела в процессе (4—1). Внешнего притока теплоты, а также ее потерь нет. Следовательно, подведенная теплота (при T_{\max}) $Q_E = RT_3 \ln r$; отведенная теплота (при T_{\min}) $Q_C = RT_1 \ln (1/r)$.

Термический КПД цикла

$$\begin{aligned} \eta_t &= (Q_E - Q_C) / Q_E = (RT_3 \ln r - RT_1 \ln r) / RT_3 \ln r = \\ &= 1 - \tau. \end{aligned}$$

Это выражение аналогично зависимости для КПД цикла Карно при тех же значениях температур.

Цикл Шмидта

В теории Шмидта предусмотрен гармонический закон движения поршней, в качестве основных допущений приняты изотермичность процессов сжатия и расширения и идеальность регенерации. Таким образом, несмотря на то, что эта теория также идеализирована, она несомненно более реалистична, чем идеальный цикл Стирлинга. При разумном подходе к интерпретации полученных результатов теория Шмидта может быть полезна при расчете двигателей.

Основные допущения, принятые в теории Шмидта: 1) регенеративные процессы идеальные; 2) мгновенные значения давления в системе одинаковы; 3) для рабочего тела справедливо уравнение состояния для идеального газа, когда $pV = RT$; 4) утечки рабочего тела отсутствуют; масса рабочего тела остается постоянной; 5) объемы газа в рабочих полостях изменяются синусоидально; 6) температурный градиент в теплообменниках отсутствует; 7) температуры стенок цилиндра и поршня постоянны; 8) в полостях цилиндра происходит идеальное перемешивание рабочего тела; 9) температура рабочего тела во вспомогательных полостях системы постоянна; 10) частота вращения постоянна; 11) условия состояния — установившиеся.

Обозначения, используемые в последующем анализе*:

$$A = (\tau^2 + 2\tau k \cos \alpha + k^2)^{1/2};$$

$$B = (\tau + k + 2S);$$

K — постоянная; M_T — общая масса рабочего тела; n — частота вращения вала машины; $p, p_{\max}, p_{\text{ср}}, p_{\min}$ — давление цикла соответственно мгновенное, максимальное, среднее, минимальное;

P — полезная мощность двигателя (работа за цикл);

$P_M = P/(M_T R T_C)$ — безразмерный параметр мощности, отнесенный к единице массы рабочего тела;

$P_{\max} = P/(p_{\max} V_T)$ — безразмерный параметр мощности, отнесенный к максимальному давлению цикла и к общему вытесняемому объему;

Q — теплота, сообщаемая рабочему телу в полости расширения; подводимая теплота;

$Q_M = Q/(M_T R T_C)$ — безразмерный параметр холодопроизводительности, отнесенный к единице массы рабочего тела;

$Q_{\max} = Q/(p_{\max} V_T)$ — безразмерный параметр подводимой теплоты, отнесенный к максимальному давлению цикла и общему вытесняемому объему;

R — газовая постоянная рабочего тела;

$S = (2X\tau)/(\tau + 1)$ — приведенный мертвый объем;

T_C, T_D, T_E — температуры рабочего тела соответственно в полости сжатия, в мертвом объеме и в полости расширения (обычно $T_C = 300$ К);

V_C и V_E — вытесняемые объемы полостей соответственно сжатия и расширения;

V_D — общий внутренний объем теплообменников, регенератора, соединительных каналов и отверстий (мертвый объем);

$V_T = (V_C + V_E) = (1 + k) V_E$ — суммарный вытесняемый объем;

$V_W = 0,5 V_E (1 + \cos \varphi) + 0,5 V_C [1 + \cos (\varphi - \alpha)] + V_D$ — общий объем рабочей полости;

$V_{W \max}$ — максимальный объем общей рабочей полости;

$\rho = V_D/V_E$ — относительный мертвый объем;

α — угол, на величину которого изменение объема полости расширения опережает изменение объема полости сжатия (в радианах или градусах);

$$\delta = (\tau^2 + k^2 + 2\tau k \cos \alpha)^{1/2}/(\tau + k + 2S);$$

$$\theta = \text{arctg} (k \sin \alpha)/(\tau + k \cos \alpha);$$

$k = V_C/V_E$ — отношение вытесняемых объемов; $\tau = T_C/T_E$ — отношение температур; φ — угол поворота коленчатого вала.

Основные уравнения

Объем полости расширения

$$V_e = 0,5 V_E (1 + \cos \varphi). \quad (2.1)$$

Объем полости сжатия

$$V_c = 0,5 V_C [1 + \cos (\varphi - \alpha)]; \quad (2.2)$$

$$V_c = 0,5 k V_E [1 + \cos (\varphi - \alpha)]. \quad (2.3)$$

Мертвый объем, т. е. общий постоянный объем рабочей полости без объемов полостей сжатия и расширения,

$$V_D = X V_E. \quad (2.4)$$

* В индексах строчные буквы относятся к мгновенным значениям температуры, давления, объема и массы; прописные — к максимальным (или постоянным) значениям тех же параметров; F или e — к полости расширения; C или c — к полости сжатия; D или d — к мертвому объему.

Масса рабочего тела в полости расширения $M_e = (p_e V_e)/(RT_e)$.

Масса рабочего тела в полости сжатия $M_c = (p_c V_c)/(RT_c)$.

Масса рабочего тела в мертвом объеме $M_d = (p_d V_d)/(RT_d)$.

Так как общая масса рабочего тела остается в цикле постоянной, то

$$M_T = (p_e V_e/RT_e) + (p_c V_c/RT_c) + (p_d V_d/RT_d) = (kV_E/2RT_c). \quad (2.5)$$

Если мгновенные значения давления в системе одинаковы и равны p и если T_c и T_e постоянны и равны соответственно T_E и T_C , то, подставляя соответствующие выражения для объемов и исключая R , получаем

$$k/p = (T_C/T_E)(1 + \cos \varphi) + k[1 + \cos(\varphi - \alpha)] + (2V_D T_C/V_E T_D). \quad (2.6)$$

Если изменение температуры рабочего тела в мертвом объеме происходит в осевом направлении по линейному закону, то его средняя температура

$$T_D = T_C + 0,5(T_E - T_C) = (1 + T_E/T_C)0,5T_C/2.$$

Так как $T_C/T_E = \tau$, то из уравнения (2.6) следует

$$K/p = \tau(1 + \cos \varphi) + k[1 + \cos(\varphi - \alpha)] + 2S, \quad (2.7)$$

где приведенный мертвый объем $S = 2X\tau/(\tau + 1)$.

Упростим уравнение (2.7), полагая, что

$$y = x \cos \varphi + z \sin \varphi. \quad (2.8)$$

Тогда $y = \sqrt{r^2} \cos(\varphi - \beta)$, где $\operatorname{tg} \beta = z/x$; $z = r \sin \beta$ и $x = r \cos \beta$.

Следовательно,

$$\begin{aligned} \sqrt{r^2} \cos(\varphi - \beta) &= \sqrt{r^2} (\cos \varphi \cos \beta + \sin \varphi \sin \beta) = \\ &= r \cos \varphi \cos \beta + r \sin \varphi \sin \beta = x \cos \varphi + z \sin \varphi. \end{aligned}$$

Уравнение (2.8) приводим к виду, соответствующему уравнению (2.7). Поэтому

$$\begin{aligned} K/p &= [(\tau + k \cos \alpha)^2 + (k \sin \alpha)^2]^{1/2} \cos(\varphi - \theta) + \tau + k + 2S = \\ &= (\tau^2 + 2\tau k \cos \alpha + k^2)^{1/2} \cos(\varphi - \theta) + \tau + k + 2S + \tau, \quad (2.9) \end{aligned}$$

где

$$\operatorname{tg} \theta = k \sin \alpha / (\tau + k \cos \alpha).$$

Пусть $A = (\tau^2 + 2\tau k \cos \alpha + k^2)^{1/2}$; $B = \tau + k + 2S$ и $\delta = A/B$. Тогда

$$K/p = A \cos(\varphi - \theta) + B$$

и

$$p = K / \{B [1 + \delta \cos(\varphi - \theta)]\}.$$

Мгновенные значения давления p :

минимальное при $\varphi = \theta$, т. е. при $\varphi - \theta = 0$,

$$p_{\min} = K/[B(1 + \delta)];$$

максимальное при $\varphi = \theta + \pi$, т. е. $\varphi - \theta = \pi$,

$$p_{\max} = K/[B(1 - \delta)].$$

Таким образом,

$$p = p_{\max} (1 - \delta)/[1 + \delta \cos(\varphi - \theta)]$$

или

$$p = p_{\min} (1 + \delta)/[1 + \delta \cos(\varphi - \theta)]. \quad (2.10)$$

Отношение давления

$$p_r = p_{\max}/p_{\min} = (1 + \delta)/(1 - \delta). \quad (2.11)$$

Среднее давление цикла. Среднее давление цикла

$$p_{\text{ср}} = (1/2\pi) \int_0^{2\pi} p d(\varphi - \theta) = (1/2\pi) \int_0^{2\pi} \frac{p_{\max}(1 - \delta)}{1 + \delta \cos(\varphi - \theta)} d(\varphi - \theta). \quad (2.12)$$

После преобразований

$$p_{\text{ср}} = p_{\max} [(1 - \delta)/(1 + \delta)]^{1/2}. \quad (2.13)$$

Передаваемая теплота и производимая работа. Так как процессы сжатия и расширения изотермические, то передаваемая теплота Q равна производимой работе P . Поэтому

$$Q = P = \int p dV.$$

Если $V = 0,5V_E(1 + \cos \varphi)$, то

$$dV = -0,5V_E \sin \varphi d\varphi \quad (2.14)$$

и

$$p \approx p_{\text{ср}} [1 - \Delta \cos(\varphi - \theta)], \quad (2.15)$$

где $\Delta = 2\delta/[1 + (1 - \delta^2)^{1/2}]$.

Следовательно,

$$\begin{aligned} Q &= -0,5 \int_0^{2\pi} \{p_{\text{ср}} V_E [1 - \Delta \cos(\varphi - \theta)] \sin \varphi\} d\varphi = \\ &= -0,5 p_{\text{ср}} V_E \int_0^{2\pi} [\sin \varphi - \Delta (\cos \varphi \cos \theta \sin \varphi + \sin \theta \sin^2 \varphi)] d\varphi = \\ &= -0,5 p_{\text{ср}} V_E \{-\cos \varphi - \Delta [-\cos \theta 0,5 \cos 2\varphi + \sin \theta (0,5\varphi - \\ &\quad - 0,25 \sin^2 \varphi)]\}_0^{2\pi} = -0,5 p_{\text{ср}} V_E [-\Delta \sin \theta (\varphi/2)]_0^{2\pi} = \\ &= 0,5 \pi p_{\text{ср}} V_E \Delta \sin \theta. \end{aligned} \quad (2.16)$$

Полость расширения. Изменение объема в полости расширения определяется следующим уравнением:

$$V_e = 0,5V_E [1 + \cos \varphi],$$

которое соответствует уравнению (2.14); поэтому подводимая теплота в полость расширения определяется из выражения (2.16)

$$Q = \pi p_{cp} V_E k \delta \sin \theta / [1 + (1 - \delta^2)^{1/2}]. \quad (2.17)$$

В уравнении (2.17) нет необходимости использовать приближенную зависимость (2.15) для мгновенного давления p . Вместо нее можно использовать уравнения (2.10) и (2.14).

Тогда имеем

$$Q = \oint p dV = \oint \frac{-p_{\min} (1 + \delta)}{1 + \delta \cos (\varphi - \theta)} \frac{1}{2} V_E \sin \varphi d\varphi = \frac{-V_E p_{\min} (1 + \delta)}{2} J,$$

где

$$J = \oint \frac{\sin \varphi d\varphi}{1 + \delta \cos (\varphi - \theta)}.$$

После подстановки имеем

$$\varphi - \theta = \psi, \quad \operatorname{tg} 0,5\psi = t, \quad d\varphi = d\psi = 2dt/(1 + t^2)$$

и

$$\delta J = \oint \left\{ \frac{\delta \sin \psi \cos \theta}{1 + \delta \cos \psi} + \frac{\delta \cos \psi \sin \theta + \sin \theta}{1 + \delta \cos \psi} - \frac{\sin \theta}{1 + \delta \cos \psi} \right\} d\psi \quad (2.18)$$

или

$$\begin{aligned} \delta I &= [-\cos \theta \log (1 + \delta \cos \psi)]_{\psi=0}^{2\pi} + \sin \theta [\psi]_{\psi=0}^{2\pi} - \\ &- \sin \theta \oint \left\{ \frac{2 dt}{1 + t^2 + \delta (1 - t^2)} \right\} = 2\pi \sin \theta - 2 \sin \theta \oint \frac{dt}{(1 + \delta) + (1 - \delta) t^2} = \\ &= 2\pi \sin \theta - \frac{2 \sin \theta}{(1 - \delta)} \left(\frac{1 - \delta}{1 + \delta} \right)^{1/2} \oint \frac{[(1 + \delta)^{1/2}/(1 - \delta)^{1/2}]}{(1 + \delta)/(1 - \delta) + t^2} dt = \\ &= 2\pi \sin \theta - \frac{2 \sin \theta}{(1 - \delta^2)^{1/2}} \{ \operatorname{arctg} [(1 - \delta)^{1/2}/(1 + \delta)^{1/2}] \}_{\psi=0}^{2\pi}. \end{aligned}$$

При вычислении определенного интеграла заметим, что $t = 0$ при обоих пределах; $\operatorname{Arctg} 0 = 0, \pi$ и т. д. Из уравнения (2.18) следует, что при $\delta \rightarrow 0$ криволинейный интеграл из-за третьего члена должен принимать значение $-2\pi \sin \theta$. Поэтому

$$\delta I = 2\pi \sin \theta - 2\pi \sin \theta / (1 - \delta^2)^{1/2} = 2\pi \sin \theta [1 - 1/(1 - \delta^2)^{1/2}]$$

и

$$Q = \frac{-V_E p_{\min} (1 + \delta)}{2} \frac{2\pi \sin \theta}{\delta} [1 - 1/(1 - \delta^2)^{1/2}].$$

После преобразований

$$Q = -V_E p_{cp} \pi \sin \theta [(1 - \delta^2)^{1/2} - 1]/\delta.$$

Умножив и разделив данное уравнение на $[(1 - \delta^2)^{1/2} + 1]$, получим выражение (2.17).

Полость сжатия. Изменение объема в полости сжатия определяется уравнением

$$V_c = 0,5kV_E [1 + \cos(\varphi - \alpha)].$$

После преобразований можно получить выражения для определения давления и объема. Следовательно, отводимая теплота из полости сжатия

$$Q_c = [\rho_{ср} V_E k \delta \sin(\theta - \alpha)] / [1 + (1 - \delta^2)^{1/2}]. \quad (2.19)$$

Поделив (2.19) на (2.17), получим

$$\begin{aligned} Q_c/Q &= [k \sin(\theta - \alpha)] / \sin \theta = \\ &= k (\sin \theta \cos \alpha - \cos \theta \sin \alpha) / \sin \theta = k (\cos \alpha - \sin \alpha / \operatorname{tg} \theta). \end{aligned}$$

Так как $\operatorname{tg} \theta = k \sin \alpha / (\tau + k \cos \alpha)$, то $Q_c/Q = -\tau$.

Теплота, подводимая к полости расширения, имеет противоположный знак по отношению к отводимой теплоте из полости сжатия, а отношение этих теплот равно τ . Аналогично соответствующие выражения для работы в этих полостях имеют то же отношение, т. е. $P_c = -\tau P_E$. Следовательно, производимая за цикл работа $P = P_E + P_c = (1 - \tau) Q$.

Для двигателя $T_E > T_C$, т. е. $\tau < 1$, и термический КПД равен следующему:

$$\begin{aligned} \eta_i &= \frac{\text{подводимая теплота} - \text{отводимая теплота}}{\text{подводимая теплота}} = (Q - \tau Q) / Q = \\ &= 1 - \tau = (T_E - T_C) / T_E. \end{aligned}$$

Полученный КПД равен КПД цикла Карно.

Для холодильной машины $T_C > T_E$, т. е. $\tau > 1$, а холодильный коэффициент

$$\begin{aligned} \eta &= \text{Отводимая теплота} / \text{Затраченная работа} = Q / (Q - Q_c) = \\ &= 1 / (1 - \tau) = T_E / (T_E - T_C). \end{aligned}$$

Для теплового насоса $T_C > T_E$, т. е. $\tau > 1$; коэффициент эффективности теплового насоса

$$\begin{aligned} \eta &= \text{отводимая теплота} / \text{затраченная работа} = Q_c / (Q - Q_c) = \\ &= \tau / (1 - \tau) = T_C / (T_E - T_C). \end{aligned}$$

Этот коэффициент обратен термическому КПД двигателя.

Распределение массы рабочего тела в машине. Из уравнения состояния идеального газа следует, что

$$M = \rho V / RT,$$

где

$$\rho = \rho_{ср} (1 - \delta^2)^{1/2} / [1 + \delta \cos(\varphi - \theta)].$$

А. Полость расширения $V_c = 0,5V_E (1 + \cos \varphi)$.

Мгновенная масса рабочего тела в полости расширения

$$M_e = \frac{0,5V_{EPcp}(1-\delta^2)^{1/2}(1+\cos\varphi)}{RT_E[1+\delta\cos(\varphi-\theta)]}. \quad (2.20)$$

Скорость изменения массы рабочего тела

$$\frac{dM_e}{d\varphi} = \frac{V_{EPcp}(1-\delta^2)^{1/2}\{\delta[\sin(\varphi-\theta)-\sin\theta]-\sin\varphi\}}{2RT_E[1+\delta\cos(\varphi-\theta)]^2}.$$

Б. Полость сжатия

$$V_c = 0,5kV_E [1 + \cos(\varphi - \alpha)].$$

Мгновенная масса рабочего тела в полости сжатия

$$M_c = \frac{0,5\{kV_{EPcp}(1-\delta^2)^{1/2}[1+\cos(\varphi-\alpha)]\}}{RT_C[1+\delta\cos(\varphi-\theta)]}. \quad (2.21)$$

Скорость изменения массы рабочего тела

$$\frac{dM_c}{d\varphi} = \frac{kV_{EPcp}(1-\delta^2)^{1/2}\{\delta[\sin(\varphi-\theta)+\sin(\alpha-\theta)-\sin(\varphi-\alpha)]\}}{2RT_C[1+\delta\cos(\varphi-\theta)]^2}.$$

В. Мертвый объем $V_D = XV_E = \text{const.}$

Мгновенная масса рабочего тела в мертвом объеме

$$M_d = [XV_{EPcp}(1-\delta^2)^{1/2}]/RT_D[1+\delta\cos(\varphi-\theta)]. \quad (2.22)$$

Скорость изменения мгновенной массы рабочего тела в мертвом объеме

$$\frac{dM_d}{d\varphi} = [XV_{EPcp}(1-\delta^2)^{1/2}\delta\sin(\varphi-\theta)]/RT_D[1+\delta\cos(\varphi-\theta)]^2.$$

Так как $dM_e + dM_c + dM_d = 0$, то общая масса рабочего тела $M_T = \text{const.}$ Тогда

$$M_T = \frac{V_{EPcp}(1-\delta^2)^{1/2}\{\tau(1+\cos\varphi) + k[1+\cos(\varphi-\alpha)] + 2S\}}{2RT_C[1+\delta\cos(\varphi-\theta)]};$$

при $\varphi = 0$

$$M_T = \frac{V_{EPcp}(1-\delta^2)^{1/2}[\tau + S + (k/2)(1+\cos\alpha)]}{RT_C(1+\delta\cos\theta)}. \quad (2.23)$$

Отводимая теплота и выходная мощность в безразмерной форме.

А. Отводимая теплота на единицу массы рабочего тела определяется из уравнений (2.17) и (2.23), т. е.

$$Q_M = \frac{Q}{M_T RT_C} = \frac{\pi\delta\sin\theta(1+\cos\theta)}{(1-\delta^2)^{1/2}[1+(1-\delta^2)^{1/2}]\{\tau + (k/2)(1+\cos\alpha) + S\}}. \quad (2.24)$$

Аналогично выходная мощность на единицу массы рабочего тела

$$P_M = P/M_T RT_C = (1-\tau)Q_M. \quad (2.25)$$

Б. Безразмерные выражения Q_{\max} и P_{\max} , являющиеся функциями давления и объемов, могут быть получены следующим образом. Суммарный вытесненный объем

$$V_T = V_E + V_C = (1 + k)V_E.$$

Используя уравнения (2.13) и (2.17), получаем

$$Q_{\max} = \frac{Q}{P_{\max} V_T} = \frac{\pi (1 - \delta)^{1/2} \delta \sin \theta}{(1 + k) (1 + \delta)^{1/2} [1 + (1 - \delta^2)^{1/2}]} \quad (2.26)$$

и

$$P_{\max} = (\tau - 1) Q_{\max}. \quad (2.27)$$

Адиабатный цикл Финкельштейна

В 1960 г. Финкельштейном был разработан обобщенный термодинамический анализ работы двигателей Стирлинга, в котором процессы сжатия и расширения рабочего тела в цилиндрах двигателя не ограничиваются условиями изотермичности, а рассматриваются между двумя предельными случаями: изотермическим, с бесконечно большим коэффициентом теплоотдачи между рабочим телом и стенкой цилиндра, и адиабатным (с нулевым коэффициентом теплоотдачи).

В такой модели предполагается, что в теплообменниках, нагревателе и холодильнике существует бесконечно большой тепловой поток и обеспечиваются изотермические условия. Поэтому рабочее тело в теплообменниках имеет всегда или максимальную температуру T_E , или минимальную T_C . Температура рабочего тела в цилиндрах, изменяющаяся в течение цикла, находится в пределах температур T_E и T_C . Все остальные перечисленные выше важнейшие предположения, относящиеся к циклу Шмидта, справедливы для обобщенной теории Финкельштейна, поэтому этот анализ также является идеализированным.

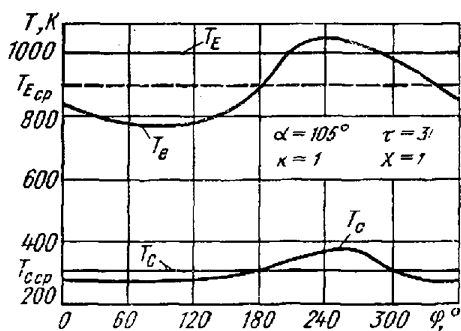
В теории Финкельштейна один из предельных случаев — изотермический — полностью соответствует циклу Шмидта; для других случаев, промежуточных и другого предельного адиабатного, Финкельштейном были выведены соответствующие уравнения. Теория легко поддается численному анализу с помощью стандартных методов расчета; она существенно упрощается с введением предположения об адиабатных процессах сжатия и расширения.

В своей работе Финкельштейн привел только некоторые результаты, которые относились к тепловому насосу с соотношением температур $\tau = T_C/T_E = 2$. Следует отметить, что эффективность теплового насоса снижалась от 1 при изотермических процессах до 0,543 при адиабатных. Аналогичный результат был получен и Стоддартом в 1960 г., установившим, что термический КПД двигателя Стирлинга с изотермическими процессами сжатия и расширения в циклах Шмидта и Карно уменьшался с 50 до 34 % для адиабатного цикла.

Позднее, в 1962 г., Хан исследовал влияние изменения основных конструктивных параметров в адиабатном цикле и получил числен-

Рис. 2.1. Циклические изменения температур (T_E и T_C) рабочего тела в полостях соответственно расширения и сжатия в регенеративном адиабатном цикле [198]:

T_E — номинальная температура нагревателя;
 $T_{E\text{ср}}$ — средняя температура рабочего тела в полости расширения; T_C — номинальная температура холодильника; $T_{C\text{ср}}$ — средняя температура рабочего тела в полости сжатия; — — — — средняя температура рабочего тела в полости расширения



ные результаты для большого числа их вариантов. Некоторые из них были проанализированы Уокером и Ханом в 1965 г. [349].

Анализ показал, что термический КПД адиабатного цикла двигателя является функцией не только температур, как в изотермическом цикле, а зависит также и от конструктивных параметров k , α и X . Но выходная мощность в обоих случаях — функция всех этих параметров. Результаты, полученные Уокером и Ханом, впервые позволили получить некоторое представление о влиянии на термический КПД двигателя, помимо температур, и его конструктивных параметров. Несколько неожиданным было повышение термического КПД двигателя при увеличении мертвого объема, несмотря на уменьшение выходной мощности, которое вытекает из теории Шмидта.

В 1976 г. Ли вновь рассмотрел адиабатный цикл Финкельштейна с использованием быстро составленной и хорошо работающей программы на языке ФОРТРАН IV. Эта программа, содержащая подробную пояснительную документацию, полностью приведена в качестве приложения к статье автора [198].

На рис. 2.1, взятом из работы Ли [198], показано изменение температуры рабочего тела в двигателе Стирлинга с адиабатным циклом. Параметры двигателя следующие: температура нагревателя $T_E = 1000$ К, температура холодильника $T_C = 300$ К; $\alpha = 105^\circ$; $k = 1$; $X = 1$. Следует отметить, что температура рабочего тела в полости расширения в основном ниже номинальной температуры нагревателя. Средняя температура рабочего тела в полости расширения составляет 900 К, что на 100 К ниже температуры T_E , а средняя температура рабочего тела в полости сжатия совпадает с номинальной температурой холодильника T_C .

Значительный вклад в развитие теоретического анализа адиабатного цикла внесли Квейл и Смит [271], а также Риас и Смит [286], которые независимо один от другого оценили эффекты необратимости. Это позволило провести изучение некоторых вопросов теплообмена методом последовательных приближений с требуемой степенью точности.

Теоретических работ по рассматриваемому вопросу фирмы «Филипс» или фирм, работающих по ее лицензиям, до настоящего времени опубликовано очень мало. В имеющихся публикациях упоминается о широком использовании ЭВМ и о способности оценить действительные характеристики двигателей с точностью 1—2 %.

С этой точки зрения интересно утверждение Персиваля [258], сделанное им в 1974 г. В 1969 г. он пришел к выводу, что между расчетными и действительными характеристиками двигателя существуют большие расхождения, в частности, для двигателя с цилиндровой мощностью 59 кВт. В реальном двигателе отводимая теплота больше, а полезная мощность меньше расчетных значений.

Многочисленные данные, накопленные автором в течение нескольких лет, позволили заключить, что фирмой «Филипс» разработан целый ряд программ расчета характеристик двигателей Стирлинга на ЭВМ. Фирма «Филипс» разрабатывает как программы расчета самих циклов с различной степенью их сложности и допущениями, так и программы расчетов отдельных элементов и узлов двигателя (трубчатые нагреватели, холодильники, механизмы привода и т. п.).

Термодинамическая моделирующая программа фирмы «Филипс» близка к той, которая была выполнена ранее Смитом. Она построена на основе адиабатного цикла Финкельштейна, рассчитываемого с последовательными приближениями и поправками.

Одно из преимуществ фирмы «Филипс» по сравнению с другими заключается в ее огромном практическом опыте, накопленном за время многолетней работы над двигателями Стирлинга. Такое преимущество позволяет вносить соответствующие поправки в расчетные характеристики двигателя для получения точной и реалистичной модели.

Косвенное подтверждение использования фирмой «Филипс» адиабатного цикла с последующими дополнительными поправками можно найти в опубликованной в 1973 г. статье Фейера [фирма MAN/MWM] о влиянии фазового угла α на выходную мощность и КПД двигателя Стирлинга [113]. В качестве определяющих параметров Фейером были выбраны параметры одноцилиндрового двигателя Стирлинга, изготовленного фирмой MAN/MWM, экспериментальные и расчетные характеристики которого находились в полном соответствии.

Параметры этого двигателя приведены ниже.

Основные параметры

Рабочее тело	Гелий
Частота вращения двигателя, об/мин	1500
Температура рабочего тела, °С:	
в холодильнике	75
» нагревателе	750
КПД цикла Карно, %	66
Объем, см ³ :	
нагревателя	100
холодильника	56,5
регенератора	145
Ход поршня, мм	50
Длина штока, мм	100
Диаметр поршня, мм	100

Переменные параметры

Фазовый угол, °	0—180
Мертвый объем, см ³	0; 40; 100; 200
Диаметры трубопровода, мм	20; 50; 100

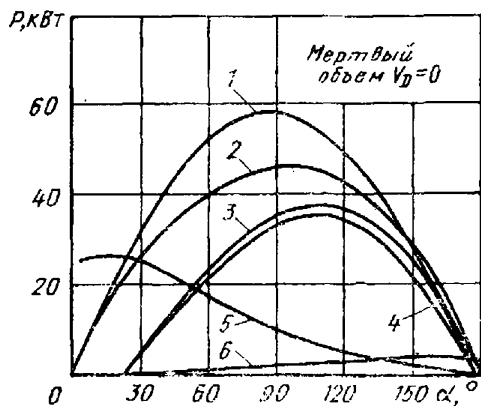


Рис. 2.2. Зависимость мощности P двигателя Стирлинга от фазового угла α смещения объемов [113]:

1 — цикл Шмидта; 2 — адиабатный цикл; 3 — адиабатный цикл с учетом адиабатных потерь; 4 — адиабатный цикл с учетом гидравлических и адиабатных потерь; 5 — гидравлические потери; 6 — адиабатные потери

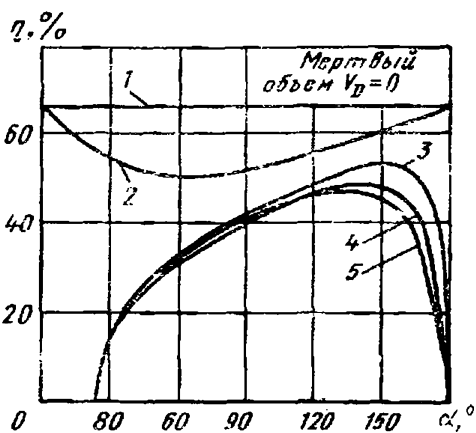


Рис. 2.3. Зависимость КПД двигателя Стирлинга η от фазового угла α смещения объемов [113]:

1 — цикл Шмидта; 2 — адиабатный цикл; 3 — адиабатный цикл с учетом адиабатных потерь; 4 — адиабатный цикл с учетом гидравлических потерь; 5 — адиабатный цикл с учетом тепловых потерь вследствие теплопроводности

Впервые для цикла Шмидта при указанных выше условиях Фейером были рассчитаны эффективная мощность и КПД двигателя Стирлинга в зависимости от фазового угла (рис. 2.2 и 2.3). Несмотря на то, что приведенные зависимости относятся к случаю, когда $V_D = 0$, в статье Фейера приведены также результаты девяти других вариантов расчета с различными значениями мертвых объемов. На указанных графиках для сравнения показаны расчетные кривые и для адиабатного цикла, откорректированные впоследствии Фейером с учетом адиабатных потерь, которые определяются следующим образом.

При расчете двигателя предполагалось, что температурная кривая, отличающаяся от идеальной, совпадает по фазе с кривой изменения давления, т. е. так же, как и в случае идеальных процессов. Эта температурная кривая оказывает влияние не только на амплитуду давления, что было принято ранее, но также и на фазовое смещение давления и объема. Предполагалось, что некоторому элементу объема при определенной идеальной температуре соответствует определенная масса рабочего тела; с изменением температуры этого объема изменяется и его масса, т. е. предполагаемая температурная кривая соответствует различному массораспределению в цикле, что обуславливает иное изменение давления. В этом случае кривая смещается на некоторый фазовый угол по отношению к прежней идеальной кривой изменения давления. Таким образом, различие между идеальной температурой рабочего тела в цилиндрах, теплообменниках и соединительных трактах (с одной стороны) и действительной температурой (с другой) неизбежно приводит к смещению по фазе давления и объема. Эти потери, названные «адиабатными остаточными потерями», очевидно, имеют максимальное значение при наибольшем изменении давления, соответствующем определенному фазовому углу. При большом фазовом угле смещения, когда объем газа, находящийся между поршнями, совершает лишь возвратно-поступательное движение, а амплитуда давления определяется разностью температур между горячей и холодной полостями, влияние этих потерь невелико.

Другая поправка, введенная в расчет адиабатного цикла, касалась учета потерь от гидравлического сопротивления (см. рис. 2.2).

Как видно из графика, эти потери малы при нулевом мертвом объеме, но значительны при других вариантах, рассмотренных Фейером. Их максимальные значения соответствуют большим фазовым углам смещения объемов, характеризующимся повышенными массовыми расходами.

Наконец, были рассмотрены и внесены в расчет адиабатного цикла поправки, обусловленные тепловыми потерями, вызванными теплопроводностью. Они не оказывают влияния на мощность двигателя и незначительно влияют на КПД двигателя.

Все рассмотренное выше — лишь краткое и неполное изложение важной работы Фейера, опубликованной одновременно с другой, не менее важной работой Захариса в 1973 г. [390].

По некоторым данным, а также по материалам совещаний, опубликованным в 1978 г., изменение в политике фирмы «Филипс» приведет в будущем к публикации важных материалов.

Узловые методы анализа

Исследование двигателей Стирлинга с использованием узлового метода анализа впервые было проведено Финкельштейном в 1975 г. [120]; несколько позднее на основе данного метода были разработаны и другие программы.

В программах узлового метода анализа предпринята попытка одновременного моделирования энергии и потоков рабочего тела для достижения более точного воспроизведения цикла двигателя и его рабочих характеристик. Это было достигнуто путем составления и решения уравнений законов сохранения массы, количества движения и энергии для отдельных узловых точек, секций или элементов двигателя. Для общего аналитического решения эти уравнения достаточно сложны, поэтому их решали, используя численные методы в небольших временных промежутках. При дополнительных упрощениях, вводимых каждым автором по своему усмотрению, эти уравнения неизменно приводили к одномерному виду.

Подробное сравнение и анализ различных программ выходят за рамки данной книги и здесь не рассматриваются. Читатели могут ознакомиться с первоисточниками, указанными далее в ссылках на список литературы.

Все программы узлового анализа с точки зрения общего подхода к решению задачи в основном одинаковы. Конструкция моделируемого двигателя должна быть детально известна относительно компоновки, материала и толщины стенки цилиндра, диаметра труб теплообменников, характеристик насадки регенератора и т. д. Рассматриваемую конструкцию на основе имеющегося опыта разбивают на несколько узловых или контрольных объемов. Некоторые из условий, такие, как первоначальное давление и температуры источника энергии и теплоприемника, должны быть заданы.

Дифференциальные уравнения законов сохранения массы, количества движения и энергии должны быть записаны в развернутом виде и, как правило, приведены к разностной форме. Кроме того,

система уравнений должна быть дополнена эмпирическими зависимостями, характеризующими влияние гидравлического сопротивления, теплообмена, а также уравнением состояния. Затем выбирают математический метод численного решения разностных уравнений для нахождения распределения давления, температуры и массы рабочего тела в конце каждого временного шага в зависимости от его начальных условий.

Обычный ход решения состоит в следующем. Начиная с некоторых произвольно выбранных исходных условий, осуществляют расчеты циклов до достижения квазиустановившегося состояния, т. е. такого состояния, при котором мгновенное значение давления, температуры и распределения массы в цикле будет незначительно отличаться от их значений в предыдущем цикле. Затем производится интегрирование давлений и объемов и определяются произведенная работа, тепловые потоки и термический КПД.

Кроме того, в большинстве случаев в программу узлового анализа (в начале или в конце ее) вводятся результаты расчета изотермического цикла Шмидта.

Окончательные результаты расчетов могут быть представлены в самом разнообразном виде. Необходимо отметить, что в типовом варианте для сравнения исходные геометрические данные и начальные параметры варьируются. Это достигается табуляцией значений давления, температур, скоростей, распределения массы и расхода в характерных точках двигателя. В заключение проводится рассмотрение цикла в целом с использованием потоков энергии, работы, передаваемой теплоты и термического КПД.

Большинством программ предусмотрено автоматическое построение графиков, а при необходимости результаты вместо таблиц могут быть представлены в виде наглядных трехмерных изображений. Типичные картины распределения температур газа, выполненные на ЭВМ с графопостроителем, приведены на рис. 2.4 и 2.5 [296].

Узловой метод анализа Финкельштейна. Исходя из важных, описанных выше результатов адиабатного анализа, Финкельштейн продолжал работать над более сложными теоретическими вопросами, относящимися к двигателям Стирлинга. Эти работы завершились в конце 60-х гг. распространением хорошо известной программы теплового анализа (*T. A. P.*), разработанного НАСА на моделирование двигателей Стирлинга, и созданием, по-видимому, первой программы узлового анализа.

Впервые практическое применение этой программы было осуществлено в университете г. Калгари в 1968—1969 гг. в связи с помощью, оказанной Британскому министерству технологии в создании миниатюрных криогенных машин. Схема поперечного сечения такой машины показана на рис. 2.6, а ее двумерное изображение, использованное для моделирования узлов, — на рис. 2.7. Эта работа была кратко обсуждена Финкельштейном, Уокером и Жози в 1970 г. [124]. Введя некоторые уточнения и усовершенствования, Финкельштейн в 1975 г. создал теоретическую основу для исследований и

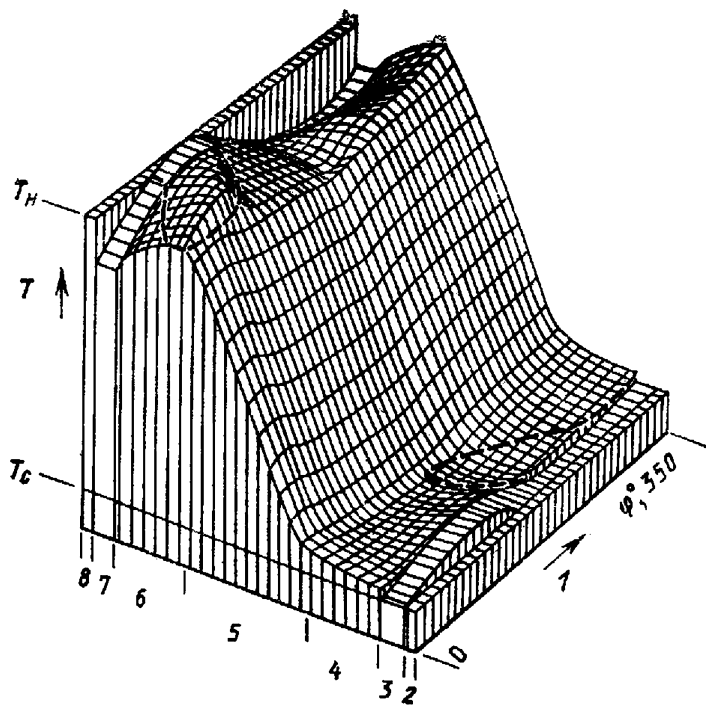


Рис. 2.4. Распределение температуры в узлах двигателя в зависимости от угла поворота вала φ [296]:

1 — угол поворота φ коленчатого вала; 2 — стенка холодильника; 3 — полость сжатия; 4 — холодильник; 5 — регенератор; 6 — нагреватель; 7 — полость расширения; 8 — стенка нагревателя

Рис. 2.5. Распределение температуры газа в зависимости от узловых объемов и угла поворота вала φ [296]:

1 — стенка нагревателя; 2 — полость расширения; 3 — нагреватель; 4 — регенератор; 5 — холодильник; 6 — полость сжатия; 7 — угол поворота коленчатого вала; 8 — узловые объемы

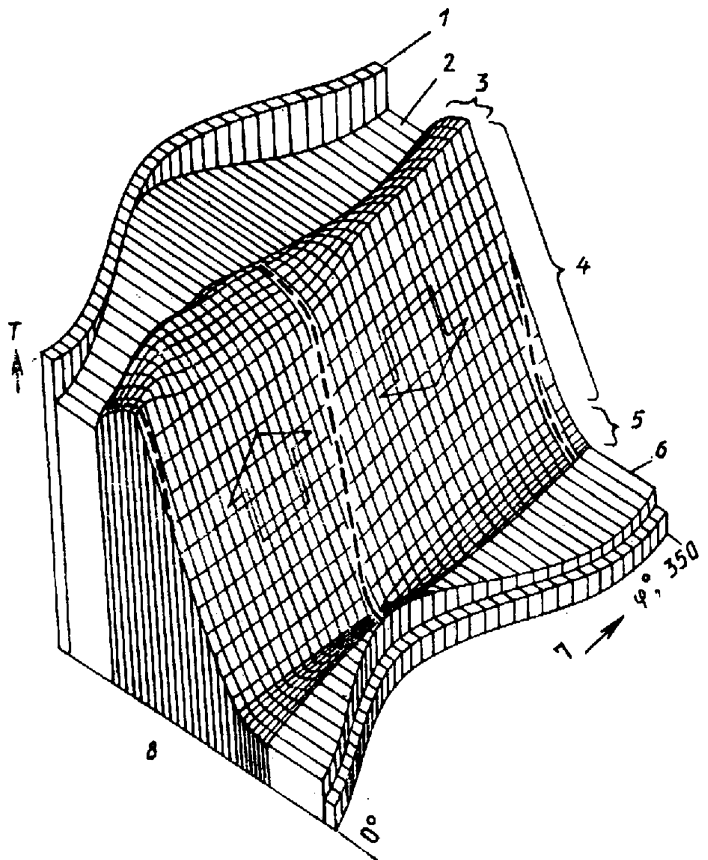


Рис. 2.6. Схема микроохладителя, работающего по циклу Стирлинга:

1 — регенератор; 2 — полость сжатия; 3 — рабочий поршень; 4 — шток вытеснителя; 5 — холодильник; 6 — полость расширения

описал численные разностные методы для решения полученных дифференциальных уравнений в частных производных [120].

В настоящее время программа узлового анализа Финкельштейна введена в состав коммерческой вычислительной сети.

Узловой метод анализа Уриели. Наиболее полное рассмотрение вопросов моделирования двигателей Стирлинга с помощью узлового метода анализа провел Уриели в 1977 г., работающий в университете Уитуотерсрэнд под руководством профессора Рейллиса. Основные принципы этих исследований достаточно хорошо и подробно были изложены Уриели, Рейллисом и Берковичем в 1977 г. [277].

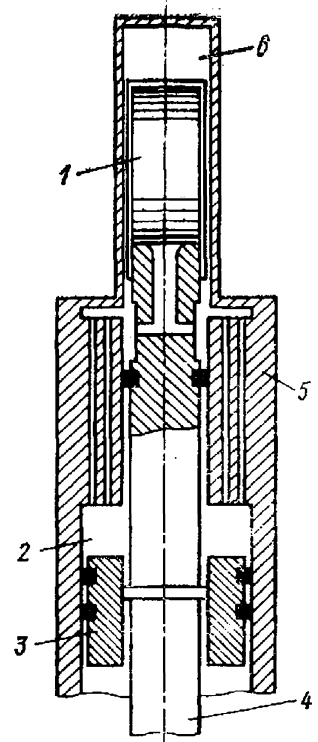
В работе [277] содержится распечатка полной программы Уриели на языке ФОРТРАН. Очевидно, что программа применима и к двигателям, компоновка которых отличается от исследуемой модели. Однако опыт работы с другими программами показывает, что для полной реализации рабочего варианта программы Уриели необходимо затратить большие усилия.

Исследования, проведенные по узловому методу под руководством проф. Рейллиса в университете Уитуотерсрэнд, включают как экспериментальную работу по обоснованию рассчитанной модели, так и анализ других теоретических моделей.

Узловой метод анализа фирмы «Санпауэр». В общих чертах метод моделирования двигателей Стирлинга применительно к свободнопоршневым двигателям Била был разработан Гедеоном в 1978 г. в фирме «Санпауэр» (г. Атенс, шт. Огайо) [138]. Численное моделирование представляет собой составную часть пресектирования солнечной энергетической установки. Наряду с экспериментальными и теоретическими работами фирма осуществляет работы по дальнейшему усовершенствованию конструкции двигателя и программ его расчета.

Программа фирмы «Санпауэр» представляет собой комплекс программ, позволяющих моделировать цикл на различных уровнях сложности, выбираемых контролирующей программой. В соответствии с критерием, заложенным в вводимом материале, программа в значительной степени самооптимизирующаяся.

Несомненно, в фирме «Санпауэр» собраны сведения о многих практических исследованиях и экспериментальных работах по двигателям Стирлинга, подкрепленных численным моделированием, за исключением сведений фирмы «Филипс» и фирм, работающих



поршневого двигателя Била, разработанного фирмами «Микэникл Текнолоджи Инкорпорейшн»—«Санпауэр Инкорпорейшн» и изготовленного фирмой «Файрчайлд Индустриз» по контракту с Министерством энергетики США [296].

Эта программа во многих отношениях аналогична созданной одновременно с ней программой Уриели, описанной выше. Она достаточно полно представлена в упомянутой выше работе и, вероятно, предназначалась для распространения Управлением, выдающим публикациями по вопросам энергетики в США. Краткое описание этой программы приведено в работе [297].

Ожидается, что проверка этой программы может быть осуществлена при разработке свободнопоршневого двигателя, описанного Голдуотером и Марроу [143]. Очевидно, что эта программа также будет использована в коммерческих целях.

Программа узлового анализа Исследовательского центра им. Льюиса. Рой Тью и другие сотрудники Исследовательского центра им. Льюиса (НАСА) (г. Кливленд, шт. Огайо) разработали программу узлового анализа двигателя Стирлинга, являющуюся составной частью общей программы ДОО/НАСА по исследованию двигателей Стирлинга для автомобильной промышленности. Следует отметить, что описание программы, приведенное Мартини в 1978 г., менее строгое, чем упомянутые выше программы [218].

Одновременно с теоретическими работами в Исследовательском центре им. Льюиса проводили и экспериментальные исследования [70].

Программа узлового метода анализа Файнгольда—Вандербруга. В 1977 г. Файнгольд и Вандербруг разработали основные принципы программы узлового метода анализа для моделирования двигателя Стирлинга в лаборатории реактивного движения (г. Пасадена, шт. Калифорния) [114]. Программа полностью изложена и напечатана в виде приложения к итоговому сообщению, в котором обсуждается применение двигателей Стирлинга для использования в подводных силовых и энергетических системах.

Программа узлового метода анализа Органа. Д-р Орган, работавший ранее в Королевском колледже Лондонского университета и перешедший в Инженерную школу университета в Кембридже, опубликовал несколько статей, свидетельствующих о том, что в стадии разработки находится большая программа узлового метода анализа, которая, однако, полностью не закончена.

Программа узлового метода анализа фирм «Филипс», «Юнайтед Стирлинг» и MAN/MWM. Из опубликованных статей можно сделать вывод, что существуют программы узлового метода, применяемые фирмой «Филипс» и фирмами, работающими по ее лицензиям. Однако подробности в этих статьях отсутствуют. Ясно только, что программам адиабатного цикла отдается предпочтение перед более сложными программами узлового метода анализа.

Выводы. Моделирование двигателей Стирлинга с помощью узлового метода анализа — работа, вызывающая большие затраты времени и средств; она предназначена для специалистов в области

разработки и применения двигателей Стирлинга, а также для преподавателей, занимающихся обучением инженеров.

В настоящее время нет критериев для сравнения или оценки различных программ по моделированию двигателей Стирлинга, описанных выше. В 1978 г. Мартини создал справочник, содержащий материал по оценке различных теоретических методов [217]. Однако он, к сожалению, уделил внимание в основном изотермическому анализу, ограничившись лишь упоминанием о более сложном узловом методе.

Программы Уриели и Файнгольда—Вандербруга полностью внесены в список литературы, упомянутый в разделе узлового метода анализа. Однако ни одна из этих программ не подтверждена экспериментальными данными. Программы Шока и Тью также не подтверждены экспериментально. Более того, ко времени написания этой книги ни одна из программ не была признана экономически целесообразной.

Программа Финкельштейна доступна экономически, однако необходимое подтверждение ее соответствия реальным двигателям отсутствует.

Программа фирмы «Санпауэр» доступна в коммерческом плане и используется в разработках свободнопоршневых двигателей Била. Применимость этой программы для двигателей с кривошипно-шатунным механизмом (двигатели с закрепленным поршнем) установлена в меньшей степени. Вероятно, это не составит проблемы, так как принято считать, что моделирование свободного поршня вызывает большие трудности, чем закрепленного.

В настоящее время желающим иметь представление о моделировании или оптимизации двигателя Стирлинга с помощью ЭВМ следует выбрать вариант программы фирмы «Санпауэр» с использованием модели Финкельштейна. Однако эти рекомендации могут существенно измениться за короткий срок, так как фирма «Филипс», а также фирмы, работающие по ее лицензиям, могут организовать консультативные службы, используя свою компетентность и опыт в данной области.

Какая бы модель ни была выбрана, ясно, что сотрудникам фирм или отдельным лицам, которые серьезно занимаются моделированием и оптимизацией двигателей Стирлинга, надо затратить время и энергию на изучение методики и ее практическое воплощение.

Адиабатный цикл вызывает необходимость использования ЭВМ, что не всегда доступно при установившейся практике работы большинства инженеров. Этот цикл, значительно отличающийся от реальных условий, более пригоден для расчета, чем изотермический цикл, по сравнению с узловым анализом. Поэтому читателю можно рекомендовать работы [198, 286, 270, 271, 305 и 306].

Изотермический анализ считается приемлемым на начальной стадии проектирования. В 1978 г. Мартини разработал методы, позволяющие проводить анализ с проведением расчетов на небольших карманных калькуляторах [217].

На первоначальных стадиях данного этапа работы достаточно провести расчеты по циклу Шмидта, используя приведенные выше уравнения. Для получения аналогии с действительными характеристиками реального двигателя следует расчетные значения КПД и полезной мощности уменьшить в 2 или 3 раза по усмотрению исследователя.

Г Л А В А 3

ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ ЭТАП ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ СТИРЛИНГА

Введение

Эффективная мощность двигателя и число Била. Профессор Бил из университета штата Огайо установил, что эффективная мощность многих двигателей Стирлинга

$$P = 0,15pfV_0, \quad (3.1)$$

где P — эффективная мощность двигателя, Вт; p — среднее давление рабочего тела в цикле, МПа; f — частота вращения двигателя, Гц; V_0 — вытесняемый рабочим поршнем объем, см³.

Данное уравнение дает приблизительные результаты; оно может быть преобразовано к безразмерному виду $P/(pfV_0) = \text{const}$ и определено как число Била. Установлено, что это уравнение в определенной степени справедливо для двигателей Стирлинга всех типов и уровней мощностей — от свободнопоршневых до двигателей с различными механизмами передачи движения.

В большинстве случаев температурные уровни нагревателя и холодильника двигателей Стирлинга составляют соответственно 650 и 65 °С; совершенно очевидно, что число Била является функцией этих двух температур. На рис. 3.1 сплошной линией показана одна из характерных зависимостей числа Била от температуры нагревателя T_E . Эта зависимость отражает лишь частный случай и может изменяться в достаточно широких

пределах, ограниченных для большинства двигателей Стирлинга двумя штриховыми линиями. Для спроектированных двигателей с высоким КПД и низкой температурой холодильника числа Била расположены вблизи верхней предельной кривой, для менее удачно спроектированных двигателей — со средними значениями КПД и высокой температурой холодильника — у нижней.

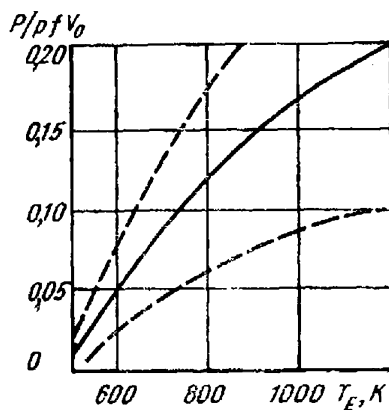


Рис. 3.1. Зависимость числа Била $P/(pfV_0)$ от температуры нагревателя T_E

Очевидно, что области применения такой простой зависимости, какой является число Била, ограничены. Тем не менее оно позволяет проводить оценочные расчеты для вновь разрабатываемых машин и быть полезным для начинающих работать в этой области.

Многие воспринимают потенциальные возможности двигателей Стирлинга чрезмерно оптимистично. Существуют варианты переделки небольших ДВС в двигатели Стирлинга мощностью в несколько киловатт с использованием в качестве рабочего тела воздуха при низком давлении и нагреве от обычной печи или аккумулятора. В этом случае число Била может быть критерием для оценки вариантов. Для примера рассмотрим небольшой двухцилиндровый ДВС с диаметром и ходом поршня, равными 50 мм. Такой двигатель может быть переделан в двигатель Стирлинга при использовании дополнительных теплообменников — нагревателей, регенератора и холодильника. Предположим, что среднее давление рабочего тела в двигателе равно 0,2 МПа; тогда эффективная мощность двигателя при частоте вращения $n = 1200$ об/мин

$$P = 0,15pfV_0 = 0,15 \cdot 0,2 (1200/60) (\pi/4) 5^2 \cdot 5 \approx 75 \text{ Вт.}$$

Очевидно, что такое низкое значение мощности указывает на нецелесообразность описанных вариантов. Кроме того (и это вполне вероятно), мощность механического трения может превышать эффективную мощность двигателя; в этом случае вращение вала двигателя невозможно.

Рассмотрим двигатели Стирлинга большой мощности (в несколько тысяч киловатт), утилизирующие теплоту сельскохозяйственных или промышленных объектов. В перспективе такие двигатели могут быть использованы для привода стационарных электрогенераторов. Предположим, что имеется двигатель с эффективной мощностью $P_e = 746$ кВт, средним рабочим давлением гелия $p_e = 20$ МПа и частотой вращения $n = 1800$ об/мин. В этом случае основные размеры цилиндра могут быть определены из выражения, характеризующего число Била. Есть основания считать, что число Била применимо и для двигателей большой мощности. Кроме того, с усложнением конструкции и обеспечением соответствующей системы охлаждения необходимо в уравнении (3.1) принять число Била в 2 раза большим, т. е. равным 0,3. С точки зрения решения проблем уплотнений, подшипников и износа поршневых колец выявляются преимущества двигателей с большим диаметром D и меньшим ходом S поршня. Для данного случая примем, что ход S поршня равен половине диаметра D , т. е. $S/D = 0,5$. Тогда объем, вытесняемый рабочим поршнем,

$$V_0 = (\pi/4) D^2 (D^2/2). \quad (3.2)$$

Так как число Била $P/(pfV_0) = 0,3$, то

$$V_0 = P/(0,3pf) \quad (3.3)$$

или

$$\pi D^3/8 = P/(0,3pf) \quad (3.4)$$

и

$$D = \sqrt[3]{8P/(0,3\pi pf)}. \quad (3.5)$$

При $p = 746$ кВт, $p = 20$ МПа, $f = 30$ Гц

$$D = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 7,46 \cdot 10^5}{0,3\pi \cdot 20 \cdot 30}} = 21,9 \text{ см},$$

т. е. диаметр поршня (цилиндра) $D = 22$ см, а ход поршня $S = 11$ см.

Эффективный КПД двигателя. Аналогичное приближенное выражение может быть определено и для эффективного КПД двигателя. В большинстве случаев его значение составляет приблизительно 50 % термического КПД цикла Карно. Наибольшее значение в отдельных случаях может превышать 60 %, а наименьшее составляет 30—40 % термического КПД цикла Карно. Вследствие постоянного усовершенствования конструкции двигателей и снижения производственных затрат во всех случаях необходимо более осторожно подходить к оценке эффективности двигателей.

В зависимости от реалистической или оптимистической точки зрения предполагаемое значение эффективного КПД может быть принято равным 40 или 50 % термического КПД цикла Карно. Поэтому эффективный КПД двигателя может быть выражен следующим простым соотношением:

$$\eta_e = \frac{\text{эффективная мощность}}{\text{подводимая теплота}} = 0,5 (T_{\max} - T_{\min})/T_{\max}. \quad (3.6)$$

Выбор значений абсолютных температур T_{\max} и T_{\min} зависит от условий работы двигателя. Значение T_{\max} определяется конструкционным материалом нагревателя. Как правило, в двигателях взамен жаростойких сталей применяют обычные конструкционные марки сталей, способные работать при температуре ~ 600 °С. Температура T_{\min} определяется системой охлаждения двигателя. Для двигателя с водяным охлаждением T_{\min} обычно находится в диапазоне 20—80 °С. Принимая для данного случая $t_{\max} = 600$ °С и $t_{\min} = 20$ °С, можно оценить эффективный КПД двигателя Стирлинга:

$$\eta_e = 0,5 (600 + 273) - (20 + 273)/(600 + 273) \approx 33 \text{ \%}.$$

Полученное значение принято считать достаточно высоким; оно достигается путем тщательного проектирования конструкции двигателя. В большинстве случаев, особенно на начальных этапах проектирования двигателя Стирлинга, его эффективный КПД обычно составляет половину или даже меньшую часть указанного значения. В отдельных случаях эффективный КПД может быть равен и 30 %.

Рассмотренные выше приближенные методы расчета эффективных значений мощности и КПД пригодны лишь для их предварительной оценки. И тем не менее они позволяют получить ориентировочное представление об основных параметрах двигателя, которые могут быть полезными при обсуждении новых, еще неизвестных конструкций.

Степень сжатия. Независимо от компоновочных схем двигателей Стирлинга повышение в них степени сжатия $V_{\max}/V_{\min} > 2,5$ вызывает серьезные затруднения. Работы в этом направлении связаны с ростом внутреннего объема теплообменников, приводящим к неадекватному изменению поверхности теплообмена и увеличению гидравлического сопротивления.

Из-за низкой степени сжатия отношение p_{\max}/p_{\min} в двигателях Стирлинга по сравнению с ДВС также мало; лишь в редких случаях $p_{\max}/p_{\min} > 2$. Диапазон изменения давления в двигателях очень незначителен, а само изменение давления происходит, по-видимому, по синусоидальному закону. Это имеет важное значение для конструкции двигателя и, в частности, для работы коленчатого вала и подшипников.

Рассмотрим уровни давления в двигателе Стирлинга. Если предположить, что минимальное давление рабочего тела в двигателе равно 0,1 МПа, а $p_{\max}/p_{\min} = 2$, то максимальное и среднее давления составляют соответственно 0,2 и 0,15 МПа. При увеличении минимального давления до 10 МПа максимальное давление (в первом приближении) равно 20 МПа, а среднее — 15 МПа. Из сравнения видно, что диапазон изменения давления повышается (в МПа): от 0,2 — 0,1 = 0,1 МПа до 20 — 10 = 10 МПа, а уровень среднего давления увеличится соответственно с 0,15 до 15 МПа. Так как работа, производимая двигателем, прямо пропорциональна диапазону изменения давления и зависит от его абсолютных уровней, то для повышения эффективной мощности двигателя необходимо увеличить максимальное и минимальное давления в цикле.

Работа двигателя определяется средним давлением рабочего тела, а расчет цилиндров проводится по максимальному давлению. Для отношения давлений $p_{\max}/p_{\min} = 2$ можно принять, что $p_{\max} = (4/3) p_{\text{ср}}$.

Материалы, используемые для цилиндров двигателя

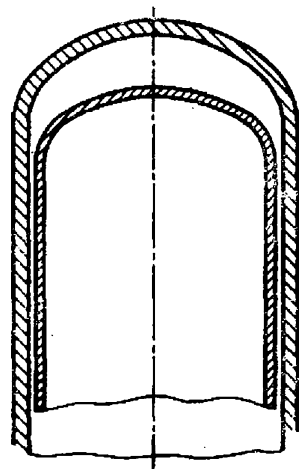
При заданном давлении рабочего тела необходимая толщина стенки цилиндра может быть определена из уравнения

$$\sigma = pd/(2t), \quad (3.7)$$

где σ — максимальное напряжение; p — максимальное давление рабочего тела; d — внутренний диаметр цилиндра; t — толщина стенки.

Используемое в расчетах максимальное напряжение зависит от материала. Оно должно составлять лишь часть (~80 %) допускаемого напряжения. Диапазон изменения напряжений в металле обычно составляет 138—1034 МПа и изменяется в зависимости от температуры (с повышением температуры допускаемое напряжение резко падает). Поэтому в расчетах цилиндра на прочность необходимо учитывать и этот фактор. Обычно максимальный предел прочности сталей достигается при термической или механической обработке, однако максимальный предел прочности может наступить и при высоких или умеренно повышенных температурах. Более

Рис. 3.2. Куполообразные формы головок цилиндра и вытеснителя, используемые в конструкциях двигателей Стирлинга для уменьшения местных концентраций напряжений



подробное рассмотрение свойства материалов будет проведено ниже. Тем не менее на начальных этапах необходимо принимать во внимание, что правильный выбор материалов — это ключ к успеху, и на это обстоятельство следует обращать самое серьезное внимание.

Для термонапряженных узлов двигателя необходимо выбирать материалы с высокими предельными допускаемыми напряжениями при рабочих температурах. К таким материалам относятся сплавы с повышенным содержанием никеля и хрома. На первых этапах работы во многих случаях могут быть использованы обычные коррозионно-стойкие стали, содержащие 18 % хрома и 8 % никеля.

К немаловажным факторам, требующим внимания, относятся также и различные источники концентраций напряжений (углы, отверстия, пазы и т. п.), в которых значения местных напряжений могут быть достаточно высокими. Местные напряжения обуславливают образование трещин, их дальнейшее развитие с последующим повреждением отдельных элементов или узлов двигателя. При правильном выборе соответствующих радиусов скруглений, галтелей, отверстий большого диаметра и т. п. можно избежать этих неприятностей. Все основные аспекты данного вопроса хорошо известны и достаточно широко освещены в технической литературе.

Особое значение приобретает вопрос о концентрации напряжений в элементах двигателя при высоких температурах. По этой причине днища большинства вытеснителей выполняют скругленной или куполообразной формы; последняя более предпочтительна (рис. 3.2). Для уменьшения торцового зазора или сведения его к минимальному значению криволинейную внутреннюю поверхность цилиндра выполняют подобно куполообразной поверхности вытеснителя.

Влияние некоторых тепловых факторов на работу двигателей Стирлинга

Теплопроводность материалов. Все материалы в той или иной степени теплопроводны (металлы в большей степени, керамические и пластические — в меньшей). Способность материалов передавать теплоту характеризуется коэффициентом теплопроводности k .

Количество теплоты, передаваемое вдоль стенки цилиндра,

$$Q_c = kA \Delta T/l, \quad (3.8)$$

где k — коэффициент теплопроводности материала цилиндра; A — площадь поперечного сечения цилиндра, $A = \pi dt$; ΔT — разность температур торцовых сторон цилиндра; l — длина цилиндра.

Поэтому

$$Q_c = \pi k dt \Delta T/l. \quad (3.9)$$

Используя число Била, можно написать следующую приближенную зависимость:

$$P = (c \Delta T) pf \frac{\pi}{4} d^2 L, \quad (3.10)$$

где L — ход поршня.

Так как из уравнения (3.7) следует, что $p = 2t\sigma/d$,

$$P = c \Delta T \frac{2t\sigma}{d} f \frac{\pi}{4} d^2 L = \frac{\pi}{2} c \Delta T \sigma t f d L. \quad (3.11)$$

Поэтому

$$\frac{P}{Q_c} = \frac{c\sigma f L l}{2k} = \left(\frac{c\sigma}{2k} \right) f L l = K f L l, \quad (3.12)$$

где $K = c\sigma/2k = \text{const}$.

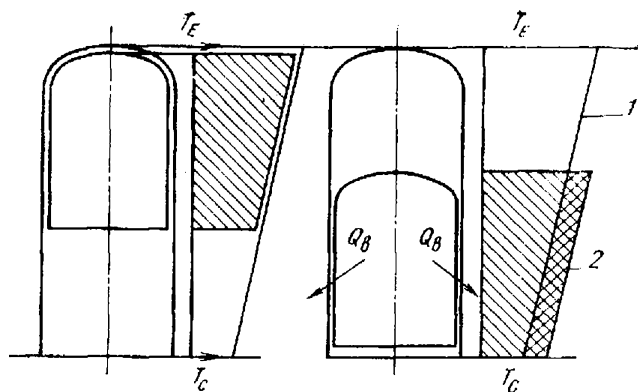
Из последнего уравнения следует, что отношение P/Q_c , во-первых, не зависит от диаметра цилиндра, толщины его стенки и отношения температур, а во-вторых, оно прямо пропорционально длине цилиндра, ходу поршня и частоте вращения вала двигателя. Следовательно, надо стремиться к повышению этого отношения, что может быть достигнуто при использовании материала с большим допустимым напряжением σ и низким коэффициентом теплопроводности k .

Наиболее подходящим материалом для изготовления цилиндра является коррозионно-стойкая сталь, удачно сочетающая необходимые при работе в условиях повышенных температур свойства. Кроме того, коррозионно-стойкая сталь имеет невысокую стоимость и отработанную технологию изготовления. Этим определяется ее широкое распространение на начальных стадиях проектирования. В некоторых случаях замена этой стали на более дорогостоящие материалы на последующих стадиях проектирования вызывает различные осложнения при дальнейшем совершенствовании конструкции.

Перенос теплоты вытеснителем. Важным процессом передачи теплоты в двигателе Стирлинга является процесс переноса теплоты вытеснителем. Он возникает при движении вытеснителя в цилиндре двигателя и вызывает дополнительное увеличение тепловых потерь вследствие теплопроводности. При этом по длине цилиндра и вытеснителя устанавливается градиент температур, обуславливающий перенос теплоты из горячей зоны двигателя в холодную. В начальный момент нахождения вытеснителя в ВМТ распределение температур по длине вытеснителя и в смежной с ним стенке цилиндра линейное (рис. 3.3). При движении вытеснителя вниз происходит конвективный и радиационный перенос теплоты от стенок вытеснителя с большей температурой к относительно холодным стенкам цилиндра, что приводит к росту тепловых потерь.

Рис. 3.3. Схема теплообмена при возвратно-поступательном движении вытеснителя:

1 и 2 — изменение температуры стенки по длине соответственно цилиндра и вытеснителя



Аналогичное явление наблюдается и при обратном ходе вытеснителя вверх. В этом случае температура стенки цилиндра выше температуры стенки вытеснителя, и тепловой поток направлен от цилиндра к вытеснителю. Такой механизм переноса теплоты вытеснителем, названный Финкельштейном «переливными потерями», широко известен как «челночный» процесс теплообмена. Его влияние может быть значительным, особенно в небольших криогенных машинах. Поэтому основное внимание в работах по сго изучению уделяется определению возникающих потерь, увеличивающих общие тепловые потери от теплопроводности, полная количественная оценка которых достаточно сложна.

Разумеется, что тепловые потери в челночном процессе теплообмена будут минимальными при небольшом ходе поршня. Однако в этом случае при заданном объеме, вытесняемом рабочим поршнем, необходимо использовать цилиндры большого диаметра с толстыми стенками и значительной площадью поперечного сечения. Поэтому использование короткоходового вытеснителя, с одной стороны, уменьшает тепловые потери от челночного процесса теплообмена, а с другой, — приводит к росту потерь теплоты теплопроводностью [220]. Обобщение рекомендаций по оценке количества переносимой теплоты вытеснителем в челночном процессе теплообмена сводится к следующей приближенной зависимости:

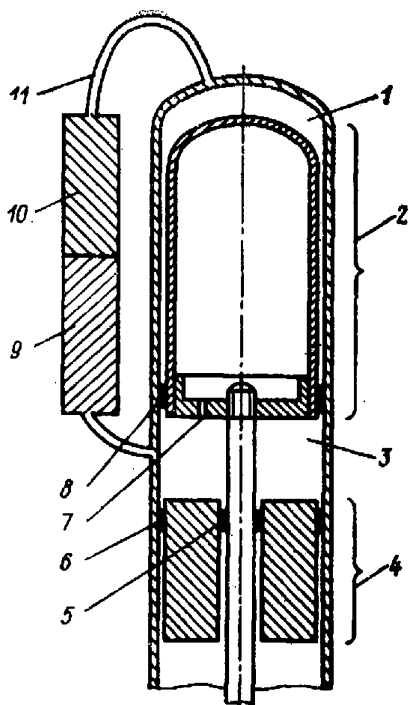
$$Q_B = 0,4L^2kD(T_E - T_C)/(SL),$$

где Q_B — количество переносимой теплоты вытеснителем в челночном процессе теплообмена, Вт; L — ход вытеснителя, см; k — коэффициент теплопроводности рабочего тела (газа) Вт/(м·К), D — диаметр вытеснителя, см; T_E — температура нагревателя, К; T_C — температура холодильника, К; S — кольцевой зазор между вытеснителем и цилиндром, см; L — длина вытеснителя, см.

Условия работы рабочих и вытеснительных поршней

Различные компоновочные схемы механических систем двигателей Стирлинга с возвратно-поступательными элементами рассмотрены в гл. 4. Возвратно-поступательные элементы можно разделить на две группы: рабочие поршни и вытеснители. На рис. 3.4 представлена схема с рабочим поршнем и вытеснителем в одном цилиндре.

Рис. 3.4. Схема расположения рабочего поршня и вытеснителя в цилиндре и отличительные особенности условий их работы:



1 — полость расширения с температурой T_E ; 2 — вытеснитель (значительный перепад температур ΔT , незначительный перепад давления Δp); 3 — полость сжатия с температурой T_C ; 4 — рабочий поршень (высокий перепад давления Δp , незначительный перепад температур ΔT); 5 — уплотнение штока вытеснителя; 6 — уплотнение рабочего поршня; 7 — перепускное отверстие; 8 — уплотнение вытеснителя; 9 — холодильник; 10 — регенератор; 11 — нагреватель

Верхняя часть цилиндра над вытеснителем с высокой температурой рабочего тела называется полостью расширения, а пространство между нижней частью вытеснителя и рабочим поршнем с температурой рабочего тела, приблизительно равной температуре окружающей среды, — полостью сжатия. Между собой полости соединяются через теплообменники (нагреватель, регенератор и холодильник).

Назначение рабочего поршня — преобразовывать энергию газа в механическую энергию двигателя. Это осуществляется непосредственно (в свободнопоршневых двигателях) или через кривошипно-шатунный или другие механизмы. Рабочий поршень испытывает нагрузки от давления газа, сил трения и инерции.

При работе на поршень действует разность давления, существующая между рабочей полостью цилиндра и картером. Поэтому уплотнения поршня выполняют двойную роль — предотвращают утечки рабочего тела из рабочей полости и не допускают попадания в нее масла из картера. Последнее является чрезвычайно важным обстоятельством, так как попадание масла ухудшает характеристики регенератора и способствует выходу его из строя.

Температура газа над рабочим поршнем и под ним приблизительно одна и та же — близка к среде, окружающей двигатель; поэтому рабочий поршень не подвержен тепловому воздействию, за исключением термического расширения в радиальном направлении.

Из изложенного выше следует, что рабочий поршень работает при значительном перепаде давления и практически постоянной температуре, т. е. при $\Delta p \neq 0$ и $\Delta T \sim 0$.

Условия работы вытеснителя совершенно иные и характеризуются отсутствием перепада давления и наличием градиента температур, т. е. $\Delta p \approx 0$ и $\Delta T \neq 0$. Имеющийся небольшой перепад давления на вытеснителе определяется лишь гидравлическим сопротивлением теплообменников. Поэтому вытеснитель имеет легкую конструкцию, выдерживающую лишь небольшой перепад давления и испытывающую незначительное воздействие инерционных сил.

В то же время вытеснитель должен иметь минимальные тепловые потери, которые определяются коэффициентом теплопроводности материала вытеснителя. Эти условия определяют классическую конструкцию вытеснителя — легкую пустотелую тонкостенную обечайку, закрытую сверху колпаком, причем $L/D = 2 : 1$ или $3 : 1$ (см. рис. 3.4). Конструкция обечайки может быть выполнена с поперечными горизонтальными пластинами, которые могут быть приварены, припаяны или вставлены внутрь вытеснителя. Эти пластины выполняют роль радиационных экранов; основная их задача — уменьшить внутренний процесс конвективного теплообмена.

Современные двигатели с высокой удельной мощностью имеют высокое давление рабочего тела. Так, в автомобильных двигателях Стирлинга давление рабочего тела (водорода) может достигать 20 МПа. Здесь важным обстоятельством является состояние внутреннего объема вытеснителя, который может находиться под давлением или не испытывать его. В последнем случае во избежание смятия стенки обечайки должны быть достаточно прочными. При высоком давлении рабочего тела это приводит к увеличению массы вытеснителя, росту инерционных сил и повышению тепловых потерь вследствие теплопроводности. Один из возможных вариантов конструкции — вытеснитель под давлением, заполняемый рабочим телом. Такой вытеснитель имеет толстые стенки, рассчитанные на значительные перепады давления.

Лучшим альтернативным решением является создание вытеснителя с небольшим круглым отверстием, равным примерно 0,254 мм, что позволяет выравнивать давление газа внутри полости вытеснителя с давлением в цилиндре двигателя. При установившемся режиме работы двигателя расход газа через отверстие должен быть незначительным, а его давление внутри вытеснителя приблизительно равным среднему давлению в цикле. Этим объясняется небольшой диаметр самого отверстия. Важно также ограничить впуск и выпуск газа из вытеснителя, так как в противном случае его внутренний объем обуславливает увеличение общего мертвого объема двигателя, что приводит к снижению эффективной мощности и КПД.

Для уменьшения конвективных тепловых потерь внутренний объем вытеснителя должен быть заполнен тепловой изоляцией из пористых, волокнистых или порошковых материалов, способных выдерживать высокие температуры. Как показывает практика, наилучшим материалом является порошковый.

Двигатели двойного действия. Это многоцилиндровые двигатели, в каждом цилиндре которого имеется поршень, выполняющий двойную роль — рабочего поршня и вытеснителя. Соединение цилиндров в двигателе последовательное, а именно: полость сжатия, находящаяся под поршнем-вытеснителем каждого цилиндра, соединяется через холодильник, регенератор и нагреватель с полостью расширения, расположенной над поршнем-вытеснителем соседнего цилиндра. Условия работы поршня-вытеснителя характеризуются значительным перепадом давления и высоким градиентом температур;

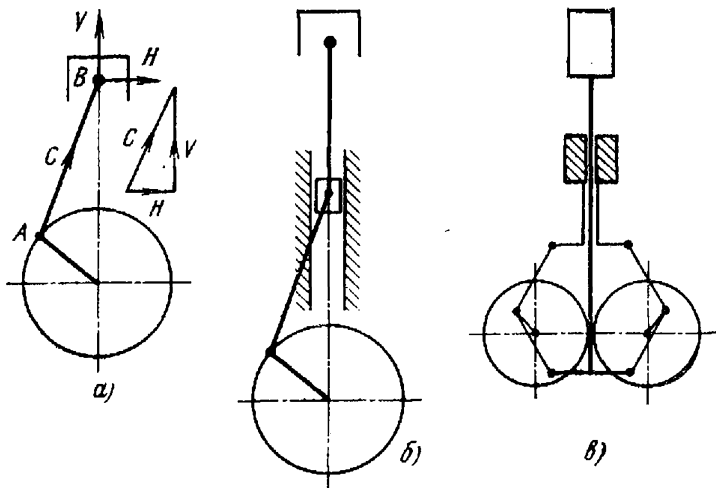


Рис. 3.5. Кинематические схемы механизмов передачи движения в двигателях Стирлинга:

a — кривошипно-шатунный механизм; *б* — ползунный кривошипно-шатунный механизм; *в* — ромбический кривошипно-шатунный механизм

полезная мощность с каждого поршня вытеснителя передается коленчатому валу двигателя.

Поперечные силы, действующие на поршни. Для преобразования поступательного движения поршней во вращательное движение вала в двигателях Стирлинга могут применяться различные кинематические механизмы, которые вызывают поперечные силы, действующие на рабочий и вытеснительный поршни и прижимающие их к боковым стенкам цилиндра. Примером может служить простейший кривошипно-шатунный механизм (рис. 3.5, *a*). Усилие C , действующее по оси шатуна $A-B$, может быть разложено в подшипнике B на вертикальную V и горизонтальную H составляющие.

Горизонтальная составляющая H , как поперечная сила, действующая на поршень, вызывает переменную по величине и направлению силу сопротивления D движению поршня в цилиндре и способствует износу трущихся поверхностей трения. Значение этой силы пропорционально коэффициенту трения μ и определяется зависимостью $D = \mu H$. Направление силы сопротивления всегда противоположно вектору скорости поршня.

Износ поверхностей трения независимо от наличия или отсутствия поперечных сил всегда нежелателен. Особенно это важно в тех случаях, когда поршневые уплотнения должны обеспечивать постоянный высокий перепад давления. Поэтому для уплотнений необходимо создать такие условия работы, при которых возможно разграничение их функций на собственно уплотнительные и на воспринимающие усилия от действия поперечных сил приводного механизма. Одна из таких возможностей разграничения функций предусмотрена при использовании ползуна в приводном механизме (см. рис. 3.5, *б*), применяемого фирмами MAN/MWM и «Юнайтед Стирлинг» в выпускаемых ими двигателях. Об этом подробнее описано в гл. 12 и 13.

Механизмом, исключая действие поперечных сил в цилиндропоршневой группе, является ромбический привод (см. рис. 3.5, в), широко применяющийся в одноцилиндровых двигателях Стирлинга фирмы «Филипс». Описание этого двигателя приведено в гл. 10.

Уплотнения

Проблема уплотнений — одна из сложных для двигателей Стирлинга. С ростом их мощности изменяются требования, предъявляемые к уплотнениям. Обычно увеличение мощности связано с повышением давления рабочего тела и применением водорода или гелия, считающимися более предпочтительными рабочими телами, чем воздух или двуокись углерода. Поэтому к поршневым уплотнениям таких двигателей предъявляются дополнительные требования по обеспечению постоянной массы газа в рабочей полости и исключению его утечек в картер.

В двигателях небольшой мощности картер может испытывать давление, равное минимальному давлению рабочего тела в цикле. В этом случае поршневое уплотнение должно обеспечить постоянный перепад давления между рабочей полостью и картером, изменяющийся в диапазоне от 0 до $p_{\max} - p_{\min}$, где p_{\max} и p_{\min} — давление рабочего тела соответственно максимальное и минимальное. Вместе с тем в таких двигателях необходимо наличие дополнительного уплотнения для находящегося в картере коленчатого вала. Одним из возможных способов решения этой проблемы являются специально сконструированные электрические генераторы, помещаемые внутри картера, вывод электрической мощности из которого может быть осуществлен через обычное неподвижное уплотнение.

В двигателях большой мощности применение нагруженного картера из-за увеличения его размеров и массы нецелесообразно. Поэтому поршневые уплотнения таких двигателей должны работать в условиях постоянно меняющегося значительного перепада давления в диапазоне от $p_{\max} - p_{\text{атм}}$ до $p_{\min} - p_{\text{атм}}$, где $p_{\text{атм}}$ — атмосферное давление в картере.

Значительный объем работ по совершенствованию уплотнений проведен фирмой «Филипс». Эти работы велись по двум направлениям: совершенствование обычных, выполненных с большой точностью уплотнений и разработка новых, более современных диафрагменных уплотнений (см. гл. 10). Направления исследований других фирм связаны с поиском альтернативных решений для диафрагменных уплотнений. Значительные усилия были предприняты фирмой «Юнайтед Стирлинг» по созданию многослойных уплотнений, описание которых приведено в гл. 13. Аналогичные сальниковые уплотнения разработаны и фирмой «Форд» для двигателей двойного действия с приводом от косой шайбы. Разработка уплотнений применительно к автомобильным двигателям составляла также важную часть программы НАСА.

Для подвижных уплотнений, работающих без смазочного материала, в двигателях Стирлинга обычно используют фторорганиче-

ские соединения — политетрафторэтилен ПТФЭ, известный под названием тефлон*, который имеет очень низкий коэффициент трения. Специально разработанный на основе ПТФЭ фторпроизводный материал под названием «Рулон А» (Rulon A) обладает значительно лучшей износоустойчивостью и другими свойствами по сравнению с чистым тефлоном. Поэтому «Рулон А» считается наиболее предпочтительным материалом для уплотнений в двигателях Стирлинга. Некоторые интересные данные по использованию этого материала в двигателях Стирлинга фирмы «Дженерал Моторс» приведены Персивалем в работе [258], выдержки из которой помещены в гл. 11.

Один из вариантов конструкций поршневого уплотнения, разработанный проф. Билом и достаточно успешно использованный автором в работе, приведен на рис. 3.6. Уплотнение изготовлено из пруткового или полосного материала «Рулон» методом механической обработки; номинальный диаметр 50,8 мм; форма конусная: верхний диаметр больше, а нижний меньше номинального на 0,254 мм. Надрезанное по верхнему торцу специальным инструментом уплотнение имело тонкий кольцевой «лепесток» высотой ~9,5 мм. Крепление уплотнения на рабочем поршне осуществлялось с помощью эпоксидного клея или специальной обоймы. В начальный момент вставленное в цилиндр уплотнение плотно прилегает к его стенкам, а затем между поршнем и цилиндром возникает зазор, после нескольких движений рабочего поршня «лепесток» раскрывается. Для работы такого уплотнения необходимо поверхность цилиндра закалить, отшлифовать и отполировать.

Другой вариант поршневого уплотнения из материала «Рулон» показан на рис. 3.7. Уплотнение представляет собой обычное контактное разрезное поршневое кольцо, аналогичное поршневым кольцам ДВС, но меньшей толщины. Ранее было отмечено, что использование двух тонких уплотнительных колец прямоугольного сечения толщиной 2,4—3,2 мм более эффективно, чем одного толстого; такие кольца вставляют в поршневые канавки и отжимают к стенкам цилиндра с помощью упругих металлических колец.

Для работы описанных выше уплотнений необходима установка дополнительных направляющих колец (рис. 3.7). Эти кольца могут быть как разъемными, так и неразъемными. Их устанавливают посредством монтажных подкладок на концах поршня. В обоих случаях направляющие кольца имеют неподвижную посадку на поршне и точную установку в цилиндре. Кроме того, профиль этих колец должен быть таким, чтобы контакт с цилиндром проходил по линии окружности или по крайней мере по небольшой кольцевой поверхности.

Для других двигателей (в особенности для свободнопоршневых) хорошо зарекомендовали себя уплотнения, выполненные с жестким допуском (рис. 3.8) (Это хорошо подогнанный в цилиндр поршень.) Для достижения желаемых результатов необходимо, чтобы длина

* В СССР политетрафторэтилен ПТФЭ выпускается под маркой фторопласт-4 — прим. пер.

поршня была больше его диаметра по крайней мере в 2 раза, а по всей длине его поверхности должны быть предусмотрены пазы шириной и глубиной 1,6—2,4 мм и шагом 10 мм.

Обнаруженные утечки газа в конструкциях с такими уплотнениями пропорциональны кубу зазора между поршнем и цилиндром. Поэтому в этом случае чрезвычайно важно добиться одновременного обеспечения относительно свободного движения поршня и минимального значения зазора. Окончательные размеры уплотнения обеспечиваются хонингованием и притиркой. Для исключения влияния термического расширения необходимо применять сходные по своим свойствам материалы поршня и цилиндра. Оптимальные результаты могут быть получены при использовании анодированных, хромированных и цементированных стальных поверхностей.

Для рассмотренных случаев (особенно для двигателей, работающих при высоком давлении) оптимальным конструктивным решением является цилиндр, состоящий из тонкостенной стальной гильзы и корпуса цилиндра.

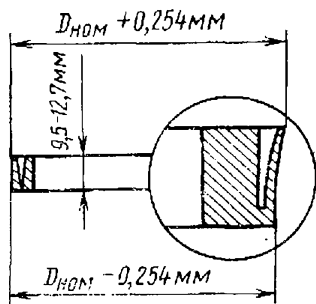


Рис. 3.6. Конструкция поршневого уплотнительного кольца из материала «Рулон»

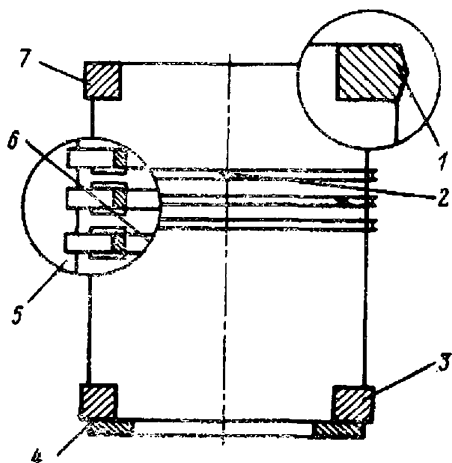


Рис. 3.7. Уплотнительное и направляющее поршневые кольца из материала «Рулон»:

1 — конический профиль направляющего кольца; 2 — замок; 3 — жесткое направляющее кольцо с неподвижной посадкой в поршне и кольцевым контактом в цилиндре; 4 — подкладочное кольцо; 5 — эластичное уплотнительное поршневое кольцо из материала «Рулон»; 6 — упругое металлическое кольцо; 7 — крепление направляющего кольца на выносном клее

и корпуса цилиндра. Стандартные стальные гильзы ДВС могут быть использованы и для двигателей Стирлинга. Независимо от метода обработки поверхностей трения полезно нанести на них слой дисульфида молибдена.

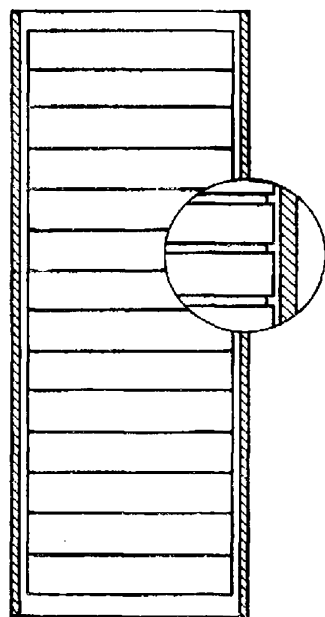


Рис. 3.8. Лабиринтное уплотнение с жестким допуском

Рассмотренные выше уплотнения могут быть использованы в экспериментальных двигателях и для различных исследований. Очевидно, что одни и те же уплотнения будут работать в каждом отдельном случае по-разному, а тем более в случаях, часто меняющихся. Поэтому необходима продуманная и хорошо поставленная работа по разработке уплотнений для двигателей Стирлинга.

Для любой конструкции уплотнения принято считать, что мощность трения и ресурс работы уплотнения в значительной степени зависят от скорости u поршня. При заданном вытесняемом объеме V_0 и частоте вращения n ход поршня

$$L = 4V_0/(\pi D^2), \quad (3.13)$$

а средняя скорость

$$u = 2Ln. \quad (3.14)$$

Как видно из выражения (3.13), скорость поршня обратно пропорциональна квадрату его диаметра. Она может быть уменьшена при увеличении диаметра цилиндра. Однако такое решение нежелательно, так как при увеличении контактирующей поверхности уплотнения происходит рост силы трения и возникают значительные утечки рабочего тела. Оптимальное компромиссное решение отмечается при $L/D = 0,5$.

Подробное обсуждение экспериментальных данных по испытаниям уплотнений двигателей Стирлинга фирмы «Дженерал Моторс» было проведено Персивалем в 1974 г. [258].

Вопросы смазывания

Все изложенное выше касалось требований к уплотнениям с точки зрения решения проблемы снижения утечек рабочего тела из цилиндра двигателя. Другой чрезвычайно важной задачей уплотнения является предотвращение проникновения смазочного масла из картера в рабочую полость. Попадание масла в цилиндр отрицательно влияет на работу двигателя. При перемешивании с рабочим телом масло, находясь во взвешенном состоянии, проникает в регенератор и осаждается в его насадке, что приводит к увеличению падения давления рабочего тела и снижению эффективной мощности двигателя. Из-за уменьшения поглощаемой газом теплоты; подводимой в полость расширения, повышается температура нагреваемых узлов двигателя. Для компенсации снижения мощности необходима дополнительная подача топлива, обуславливающая дальнейший рост температуры этих узлов. Это вызывает коксование масла в регенераторе и, как следствие, значительное падение давления рабочего тела. Такое прогрессирующее ухудшение характеристик узлов двигателя приводит к перегреву труб нагревателя или насадки регенератора, т. е. к аварийному состоянию двигателя.

Эти проблемы можно решить при использовании подшипников с герметичной консистентной смазкой, пропитанных маслом подшипников из фосфористой бронзы или при использовании подшипников из фторорганических соединений на основе ПТФЭ. Но такое реше-

ние возможно лишь для экспериментальных двигателей и на весьма непродолжительное время. Для обеспечения продолжительного ресурса работы двигателя до настоящего времени не получено удовлетворительных результатов, и вероятно, что масло все же будет использоваться какое-то время для смазывания подшипников приводного механизма. В этом случае проблема предотвращения попадания масла в рабочую полость остается, и необходимы значительные усилия для ее решения.

Во многих случаях для подшипников используются антифрикционные графитовые материалы, пропитанные бронзой, серебром и другими металлами. К сожалению, в условиях сильно обезвоженной среды графит теряет свойства смазочного материала. Имеется незначительное число опубликованных данных о применении графитосодержащих материалов для подшипников, работающих в среде водорода или гелия при высоких давлениях.

В настоящее время фундаментальное изучение процессов трения и изнашивания различных составных материалов в условиях бескислородной среды является актуальной проблемой.

Несколько иначе решаются вопросы работоспособности уплотнений и направляющих опор в свободно поршневых двигателях Стирлинга, в которых появляется возможность использовать рабочее тело в качестве смазочного материала. В таких двигателях масло и консистентный смазочный материал отсутствуют. Преимуществом таких двигателей является также и отсутствие поперечных усилий, действующих на поршень от приводного механизма.

Подшипники

В двигателях Стирлинга обычно $p_{\max}/p_{\min} \leq 2$, а диапазон изменения давления меньше, чем в ДВС. Это означает, что и нагрузки на подшипники коленчатого вала значительно ниже по сравнению с другими поршневыми двигателями. Поэтому размеры подшипников для двигателей Стирлинга, выбираемые по общепринятым правилам для ДВС, могут быть уменьшены.

Создание индивидуальных методов проектирования и изготовления двигателей Стирлинга является более предпочтительным, но и более трудоемким, чем использование некоторых заимствованных решений из существующей практики двигателестроения. В особенности это касается подшипников и коленчатого вала. Существующие стандартные методы расчета и конструирования ДВС и его отдельных элементов предусматривают различные методики вплоть до учета влияния давления газа и сил инерции. Осторожный подход в этом случае обеспечивает правильный выбор подшипников, шатунной шейки коленчатого вала, шатунов и других элементов двигателя Стирлинга. Следует отметить, что размеры и соотношения, полученные расчетным путем, являются зачастую недостоверными и вызывают опасения до тех пор, пока правильность их не подтвердится работой двигателя. Эта особенность хорошо известна конструкторам и инженерам, чья деятельность связана с испытаниями ДВС.

Основные конструктивные параметры

Основными независимо выбранными конструктивными параметрами двигателя Стирлинга являются следующие:

- 1) отношение температур $\tau = T_C/T_E$, т. е. отношение температуры в полости сжатия к температуре в полости расширения;
- 2) отношение вытесняемых объемов $k = V_C/V_E$, т. е. отношение вытесняемых объемов полостей сжатия и расширения;
- 3) относительный мертвый объем $X = V_D/V_E$, т. е. отношение общего внутреннего объема теплообменников, включая соединительные каналы и отверстия, к вытесняемому объему полости расширения;
- 4) фазовый угол α , на величину которого изменение объема в полости расширения опережает изменение объема в полости сжатия;
- 5) давление рабочего тела — максимальное или среднее;
- 6) частота вращения n двигателя;
- 7) диаметр и ход движущегося возвратно-поступательного элемента конструкции двигателя (поршня) в полости расширения.

Основные расчетные уравнения цикла Шмидта

1. Мгновенный объем полости расширения $V_e = 0,5V_E (1 + \cos \varphi)$.
2. Мгновенный объем полости сжатия $V_c = 0,5kV_E [1 + \cos (\varphi - \alpha)]$.
3. Мгновенный общий объем рабочей полости $V_d = V_e + V_c + V_D$.
4. Мгновенное давление

$$p = p_{\max} (1 - \delta) / [1 + \delta \cos (\varphi - \theta)],$$

где

$$\delta = \frac{(\tau^2 + 2\tau k \cos \alpha + k^2)^{1/2}}{\tau + k + 2S};$$

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{k \sin \alpha}{\tau + k \cos \alpha}; \quad S = \frac{2X\tau}{\tau + 1}.$$

5. Отношение давлений $p_{\max}/p_{\min} = (1 + \delta)/(1 - \delta)$.
6. Среднее давление

$$p_{\text{ср}} = p_{\max} [(1 - \delta)/(1 + \delta)]^{1/2}.$$

Для двигателя $T_E > T_C$

7. Полезная мощность за цикл

$$P = (p_{\max} V_T) \pi \frac{1 - \tau}{k + 1} \left(\frac{1 - \delta}{1 + \delta} \right)^{1/2} \frac{\delta \sin \theta}{1 + (1 - \delta^2)^{1/2}},$$

где $V_T = (V_E + V_C) = (1 + k) V_E$.

8. Мощность на единицу массы рабочего тела

$$P_M = \frac{\pi (\tau - 1) (1 + \delta \cos \theta) (\delta \sin \theta)}{(1 - \delta^2)^{1/2} [1 + (1 - \delta^2)^{1/2}] \left[\tau + \frac{k}{2} (1 + \cos \alpha) + S \right]}.$$

Термический КПД цикла

$$\eta = \frac{T_E - T_C}{T_E} = (1 - \tau).$$

9. Количество теплоты, подводимое за цикл в полость расширения,

$$Q_E = \pi p_{ср} V_E \frac{\delta \sin \theta}{1 + (1 - \delta^2)^{1/2}}.$$

10. Количество теплоты, отводимое за цикл из полости сжатия,

$$Q_C = \tau Q_E.$$

Для холодильной машины $T_E < T_C$

11. Количество теплоты, поглощаемой за цикл в холодной полости расширения,

$$Q_E = p_{\max} V_T \frac{\pi}{k+1} \left(\frac{1-\delta}{1+\delta} \right)^{1/2} \frac{\delta \sin \theta}{[1 + (1 - \delta^2)^{1/2}]}.$$

12. Количество поглощаемой теплоты на единицу массы рабочего тела

$$Q_m = \frac{\pi (1 + \delta \cos \theta) \delta \sin \theta}{(1 - \delta^2)^{1/2} [1 + (1 - \delta^2)^{1/2}] \left[\tau + \frac{k}{2} (1 + \cos \alpha) + S \right]}.$$

13. Холодильный коэффициент $\frac{T_E}{T_E - T_C} = \frac{1}{1 - \tau}$.

14. Количество теплоты, отводимое из полости сжатия в охлаждающую среду, $Q_C = \tau Q_E$.

15. Мощность, требуемая для привода холодильной машины, $P = (1 - \tau) Q_E$.

Для теплового насоса $T_E < T_C$

16. Количество теплоты, отводимой из горячей полости (полость сжатия) за цикл,

$$Q_C = p_{\max} V_T \frac{\pi \tau}{k+1} \left(\frac{1-\delta}{1+\delta} \right)^{1/2} \frac{\delta \sin \theta}{1 + (1 - \delta^2)^{1/2}}.$$

17. Количество теплоты, отводимой из полости сжатия, на единицу массы рабочего тела

$$Q_m = \frac{RT_{ср} \pi (1 + \delta \cos \theta) \delta \sin \theta}{(1 - \delta^2)^{1/2} [1 + (1 - \delta^2)^{1/2}] \left[\tau + \frac{k}{2} (1 + \cos \alpha) + S \right]}.$$

18. Коэффициент, характеризующий эффективность теплового насоса, $T_C / (T_E - T_C) = \tau / (1 - \tau)$.

19. Количество теплоты, отводимое из полости расширения (теплота источника), $Q_E = Q_C / \tau$.

20. Мощность, необходимая для привода теплового насоса, $P = Q_C (1 - \tau) / \tau$.

Оптимизация конструктивных параметров. Из приведенных выше уравнений для цикла Шмидта очевидно, что полезная мощность за цикл и тепловые нагрузки на теплообменники, определяемые в зависимости от общего вытесняемого объема V_T , есть линейные функции частоты вращения вала двигателя n , давления рабочего тела p_{\max} и габаритных размеров двигателя. Влияние же четырех основных параметров τ , k , α и X на характеристики двигателя менее очевидно. Следует отметить, что существует неопределенность при выборе комбинаций рассматриваемых четырех параметров для получения оптимальных характеристик двигателя. Это является очень важным обстоятельством, так как указанные параметры должны определяться на стадии конструкторской проработки и, за исключением параметра τ , изменить их можно только путем изменения самой конструкции двигателя.

Влияние на параметр мощности $P/(p_{\max}V_T)$ каждого из четырех параметров τ , k , X и α при условии постоянства трех остальных показано на рис. 3.9—3.12. На рис. 3.9 показано влияние отношения температур на параметр мощности для различных температур полости расширения T_E , диапазон которых находится как выше, так и ниже температуры полости сжатия $T_C = 300\text{ К}$ ($\alpha = 90^\circ$, $k = 0,8$; $X = 1,0$). Поэтому приведенная зависимость справедлива как для двигателя, так и для холодильной машины. При температуре $T_E > T_C$ параметр мощности положителен и плавно возрастает с увеличением температуры в полости расширения. При $T_E < T_C$ двигатель работает как холодильная машина, а с уменьшением температуры в полости расширения мощность, необходимая для ее привода, постепенно возрастает. Очевидно, что мощность двигателей можно увеличить применением для цилиндра полости расширения и теплообменников высокотемпературных материалов (в холодильной машине необходимо стремиться к достижению минимально возможной температуры охлаждения).

Зависимость параметра мощности от отношения вытесняемых объемов при $\alpha = 90^\circ$, $\chi = 1,0$ приведена на рис. 3.10. При заданных значениях τ , α и X существует вполне определенное оптимальное

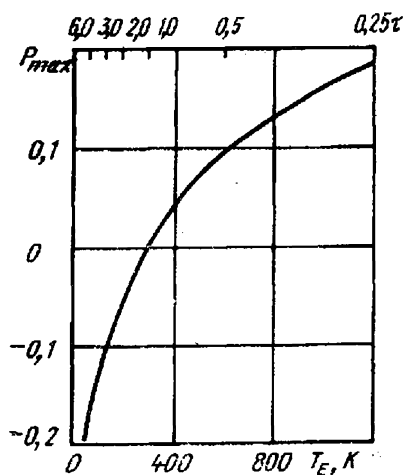


Рис. 3.9. Зависимость параметра мощности $P_{\max} = P/(p_{\max}V_T)$ от температуры полости расширения T_E

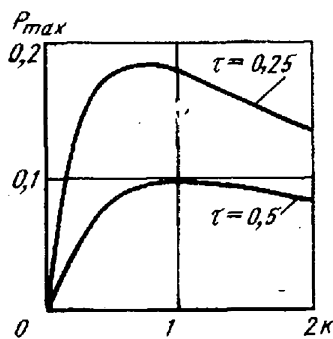


Рис. 3.10. Зависимость параметра мощности P_{\max} от отношения вытесняемых объемов k

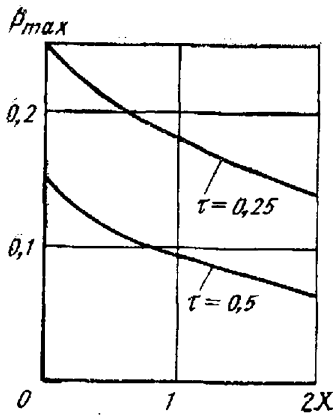


Рис. 3.11. Зависимость параметра мощности P_{\max} от относительного мертвого объема X

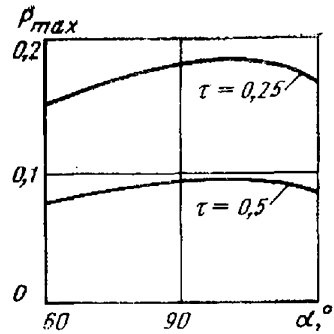


Рис. 3.12. Зависимость параметра мощности P_{\max} от фазового угла α

значение k , для которого параметр мощности максимален. Однако сравнение двух кривых с τ , равными 0,25 и 0,5, показывает, что оптимальное значение k не постоянно, а изменяется от 0,75 (при $\tau = 0,25$) до 1 (при $\tau = 0,5$). При изменении α и χ меняется также и оптимальное значение k . Таким образом, единого оптимального значения k не существует.

Зависимости относительного мертвого объема $X = V_D/V_E$ от параметра мощности при постоянных τ , k и α приведены на рис. 3.11. Вывод из рассмотрения этого очевиден: с увеличением мертвого объема свыше определенного минимального значения параметр мощности уменьшается. Мертвый объем должен быть по возможности минимальным.

Влияние фазового угла α на мощность цикла при постоянных τ , k и α показано на рис. 3.12. Параметр мощности особенно чувствителен к изменению фазового угла α в диапазоне 60—120°. Для принятых условий оптимальное значение параметра мощности находится в диапазоне $\alpha = 90 \div 115^\circ$.

Изменения параметра мощности двигателя в зависимости от двух параметров — фазового угла α и отношения вытесняемых объемов k при постоянных значениях $\tau = 0,3$ и $X = 1,0$ — показано на рис. 3.13. Любое изменение τ или X вызывает образование ряда аналогичных, но все же различных перекрывающихся поверхностей. Вершина такой поверхности, характеризующая максимальное значение параметра мощности, определяется при заданных значениях τ и X оптимальной комбинацией отношения вытесняемых объемов k и фазового угла α . Две поверхности образованы различными параметрами мощности $P/(p_{\max}V_T)$ и $P/(M_TRT_C)$. Вершины этих поверхностей соответствуют различным комбинациям фазовых углов и отношений вытесняемых объемов. Для поверхности параметра мощности $P_m = P/(M_TRT_C)$ $\alpha_{\text{опт}} = 0,45\pi$ и $k_{\text{опт}} = 2,9$. Для поверхности параметра мощности $P_{\max} = P/(p_{\max}V_T)$ $\alpha_{\text{опт}} = 0,54\pi$ рад и $k_{\text{опт}} = 0,74$. Это необычное обстоятельство имеет простое объяснение — оптимизация конструкции по параметру мощ-

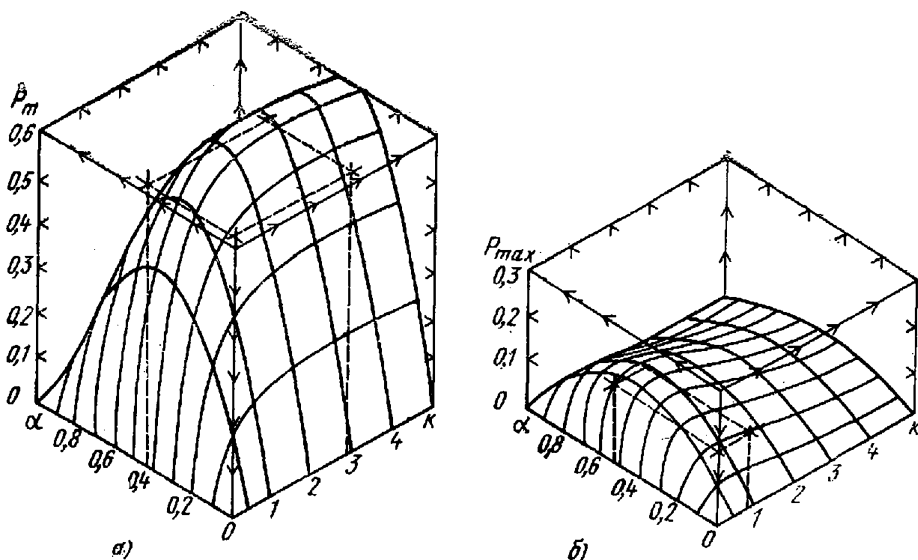


Рис. 3.13. Трехмерное изображение зависимостей параметров мощности от фазового угла α и отношения вытесняемых объемов k при $\tau = 0,3$; $k = 1$:

а — $P_m = P/(M_T RT_c)$; $\alpha_{\text{опт}} = 0,45\pi$; $k_{\text{опт}} = 2,9$; б — $P_{\text{max}} = P/(p_{\text{max}} \dot{V}_T)$; $\alpha_{\text{опт}} = 0,54\pi$; $k_{\text{опт}} = 0,74$

ности $P/(M_T RT_c)$ соответствует выбору такой компоновки машины, которая позволяет максимально возможно использовать определенную массу рабочего тела. Оптимизация конструкции по параметру $P/(p_{\text{max}} \dot{V}_T)$ приводит к компоновке машины с максимально возможной мощностью, ограниченной максимальным давлением и общим вытесняемым объемом.

Максимальное давление рабочего тела является конструктивным параметром, влияющим на прочность, а следовательно, и на массу машины, в то время как общий вытесняемый объем V_T определяет ее размеры. Следовательно, оптимизация должна проводиться по параметру мощности $P/(p_{\text{max}} \dot{V}_T)$. Однако с момента определения основной компоновки машины по α , k , τ и X может быть использован и параметр мощности $P/(M_T RT_c)$. Оба эти параметра — $P/(M_T RT_c)$ и $P/(p_{\text{max}} \dot{V}_T)$ — равнозначны и обуславливают одну и ту же мощность двигателя за цикл.

В качестве примера на рис. 3.14 приведены рабочие диаграммы для оптимальных комбинаций фазовых углов α и отношений вытесняемых объемов k при постоянных значениях τ и X . Для всех трех случаев давление выражено в долях его максимального значения в цикле, что позволяет осуществить сравнение рассматриваемых диаграмм. Аналогичным образом для всех трех случаев максимальное значение общего внутреннего объема принято одинаковым и равным произвольно выбранному значению 4,6. Для каждого случая крайние левые диаграммы относятся к рабочим диаграммам полости расширения, средние — к полости сжатия, а крайние правые — к общему внутреннему объему.

Диаграмма, показанная на рис. 3.14, а, получена при следующей комбинации параметров: $\alpha_{\text{опт}} = 0,45\pi$ рад, $k = 2,9$, $\tau = 0,3$ и

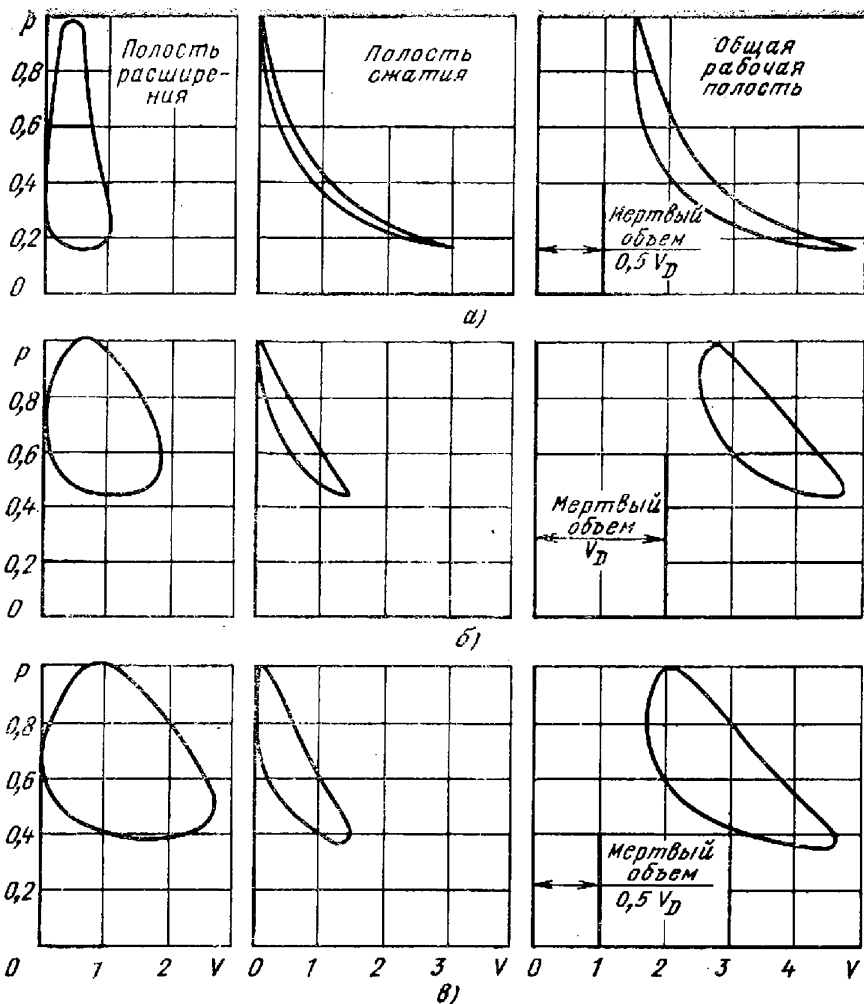


Рис. 3.14. Рабочие p, V -диаграммы двигателей с оптимальными комбинациями конструктивных параметров при $\tau = 0,3$; $X = 1$ (левые диаграммы относятся к полости расширения, средние — к полости сжатия, правые — к общей рабочей полости) *:

а — по параметру мощности $P_M = P/(M_T RT_C)$ с $\alpha_{\text{опт}} = 0,45\pi$; $k_{\text{опт}} = 2,9$; $\tau = 0,3$; $X = 1$; *б* — по параметру мощности $P_{\text{max}} = P/(p_{\text{max}} V_T)$ с $\alpha_{\text{опт}} = 0,54\pi$; $k_{\text{опт}} = 0,74$; $\tau = 0,3$; $X = 1$; *в* — по параметру мощности P_{max} при $0,5V_D$, т. е. с одинаковыми размерами теплообменников (случай *а*)

$X = 1$; оптимальная компоновка осуществлялась по $P/(M_T RT_C)$. Комбинация параметров (рис. 3.14, б) следующая: $\alpha_{\text{опт}} = 0,54\pi$ рад; $k = 0,74$; $\tau = 0,3$ и $X = 1$; оптимальная компоновка осуществлялась по параметру $P/(p_{\text{max}} V_T)$. Комбинация параметров, представленных на рис. 3.14, в, такая же, как и в случае, приведенном на рис. 3.14, б, причем мертвый объем V_D такой же, как мертвый объем в случае, приведенном на рис. 3.14, а.

* Для сравнения на всех рабочих диаграммах давление приведено в долях максимального значения, а максимальный общий объем рабочей полости одинаковый для всех случаев.

Из описанного выше ясно, что два двигателя, характеризуемых диаграммами, представленными на рис. 3.14, а и б, сравнимы по массе и размерам. Для обоих двигателей максимальное давление и максимальный общий внутренний объем одинаковы, а мертвый объем в одном из двигателей в 2 раза больше, чем в другом. Несмотря на это обстоятельство, полезная работа двигателя в случае, приведенном на рис. 3.14, б, в 1,38 раза превосходит полезную работу двигателя в случае, показанном на рис. 3.14, а. При уменьшении мертвого объема (рис. 3.14, в) полезная работа двигателя увеличивается в 2,24 раза. Рассмотренный пример убедительно подтверждает правомерность использования для оптимизации параметра мощности $P/(\rho_{\max} V_T)$.

Аналогичные сравнения для криогенных газовых машин были проведены Уокером в 1962 г. Использование параметра холодопроизводительности $Q_E/(\rho_{\max} V_T)$ для изучения оптимизации является предпочтительным, так как этот параметр при заданных размерах и массе определяет компоновку машины с максимальной холодопроизводительностью.

Обобщенные графики

Несмотря на убедительность приведенных на рис. 3.13 диаграмм, легко представить, что существует бесконечное множество различных сочетаний конструктивных параметров. Поиск вариантов оптимальных сочетаний параметров — трудоемкий процесс. Для преодоления указанных трудностей строят обобщенные графики, подобные тем, что приведены для двигателей (рис. 3.15) и для холодильных машин (рис. 3.16). Оптимальные значения параметра мощности P_{\max} представлены на рис. 3.15.

Для указанного параметра при различных значениях α и k и постоянных τ и X образованы поверхности, подобные приведенным на рис. 3.13. При определении координат вершин каждой из поверхностей эти значения, характеризующие максимальное значение параметра $P/(\rho_{\max} V_T)$, вместе с $\alpha_{\text{опт}}$ и $\tau_{\text{опт}}$ наносили на соответствующие диаграммы (см. рис. 3.15). Все графики были построены в зависимости от температуры полости расширения; принимали, что температура полости сжатия $T_c = 300 \text{ K} = \text{const}$. Затем были определены и нанесены на графики координаты вершины поверхностей для различных значений τ и X . Подобный метод был использован и для получения аналогичных графиков для холодильных машин, оптимизированных по параметру холодопроизводительности $Q_E/(\rho_{\max} V_T)$ (см. рис. 3.16).

Работу по определению координат вершин поверхностей для любых постоянных значений τ и X и при начальных параметрах α и k выполняли с применением самооптимизирующей ЭЦВМ по программе, созданной с использованием метода наибыстрейшего спуска, описанного Уокером в 1962 г.

Применение обобщенных графиков для конструирования. Графики, приведенные на рис. 3.15 и 3.16, рекомендуется использовать

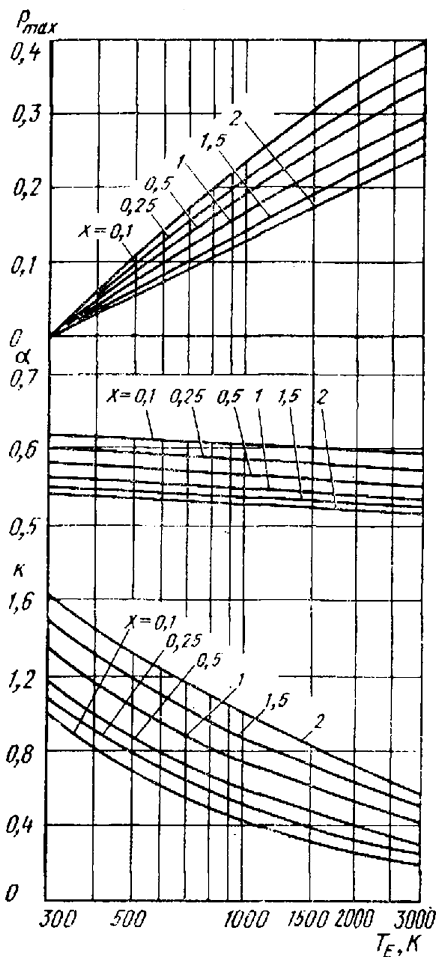


Рис. 3.15. Обобщенные графики двигателей Стирлинга

Оптимальные значения конструктивных параметров k и α определяют в зависимости от X и τ при $T_C = 300$ К. Точки пересечения заданной температуры T_E , ограниченной предельно допустимой рабочей температурой материала цилиндра с выбранными значениями X , определяют оптимальные значения α и k . Соответствующие значения параметров мощности $P_{max} = P/(P_{max} V T)$ вычисляли по верхнему графику. В реальных двигателях параметр мощности в 2,5–3 раза меньше теоретического значения

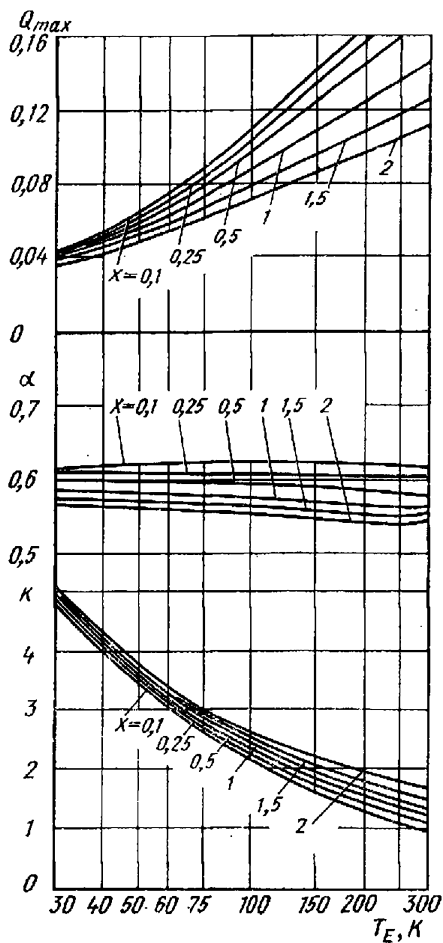


Рис. 3.16. Обобщенные графики для холодильных машин с циклом Стирлинга

Оптимальные значения конструктивных параметров k и α в зависимости от X и τ при $T_C = 300$ К. Значения расчетных параметров холодопроизводительности Q_{max} , характеризующихся количеством теплоты, поглощаемой в полости расширения, отличаются от действительных значений приблизительно в 3 раза

на предварительных стадиях конструирования машин с циклом Стирлинга.

В случае двигателя необходимо, во-первых, установить допустимую температуру T_E для полости расширения, которая определяется характером теплового источника и теми конструкционными материалами, которые могут быть применены для теплообменников и цилиндра полости расширения. При выбранных значениях температуры T_E на трех графиках проводят вертикальные линии. Из графиков по точкам пересечения вертикальных линий с сетками кривых

для выбранных отношений мертвого объема можно определить соответствующие оптимальные фазовые углы α и отношения вытесняемых объемов k . Аналогичным образом может быть определено и значение параметра мощности $P/(p_{\max}V_T)$. Так как T_E известно, а T_C принимается (значение этой температуры в двигателе с водяным охлаждением приблизительно равно 300 К), то может быть рассчитан и параметр $P/(p_{\max}V_T)$. Таким образом, зная τ , X , α и k и используя приведенные выше уравнения, можно перейти к непосредственному конструированию двигателя.

Рассчитанные данные, полученные для цикла Шмидта, весьма оптимистичны. Как показывает опыт, мощность и эффективность реального двигателя составляет не более 30—60 % значений, предсказываемых по теории Шмидта.

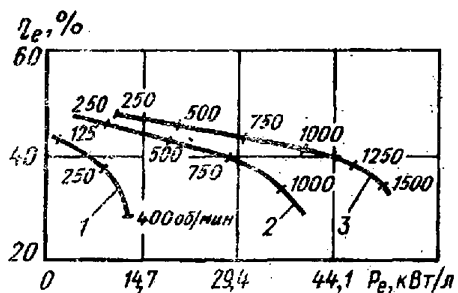
Рабочее тело

В теории Шмидта физические свойства рабочего тела не рассматриваются, за исключением идеального газа, подчиняющегося характеристическому газовому уравнению состояния $pV = RT$. Допущения, на которых основана теория Шмидта, подразумевают использование идеализированного рабочего тела со свойствами, не встречающимися в природе. Предположение об отсутствии гидравлического сопротивления осуществимо только в том случае, если рабочее тело имеет нулевую вязкость. Аналогично идеальная регенерация и изотермичность процессов сжатия и расширения могут быть достигнуты только в том случае, если рабочее тело обладает нереальными значениями удельной теплоемкости и теплопроводности.

Для практических целей интерес представляют только три рабочих тела — воздух, гелий и водород. Воздух наиболее доступен. Гелий и водород представляют интерес с точки зрения своих термодинамических свойств (высокие коэффициенты теплоотдачи, обеспечение течения газа с относительно низкими гидравлическими потерями).

В двигателях с высокой удельной мощностью и высоким эффективным КПД, работающих при высоком давлении и большой частоте вращения (свыше 2000 об/мин), необходимо использовать водород или гелий с тем, чтобы обеспечить высокие коэффициенты тепло- и массообмена при относительно невысоком уровне гидравлических потерь. В этом случае трудной задачей остается проблема уплотнений. Кроме того, системы регулирования мощностью таких двигателей достаточно сложные, поскольку они должны включать реверсивное устройство, клапаны и, возможно, компрессор для изменения давления рабочего тела, находящегося в баллоне высокого давления. Такой двигатель имеет высокую стоимость. Очевидно, что будут использоваться двигатели относительно большой мощности, в которых преимущества, связанные с низким уровнем шума и малым загрязнением атмосферы отработавшими газами, оправдывают более высокую их стоимость (чем ДВС). В криогенных газовых машинах, работающих в режиме ожижения с высокой холодопроизводитель-

Рис. 3.17. Расчетные зависимости эффективного КПД и литровой мощности P_e одноцилиндрового двигателя Стирлинга мощностью 165 кВт от различной частоты вращения при $t_{нагр} = 700^\circ\text{C}$; $t_{охл} = 25^\circ\text{C}$; $p_{max} = 11 \text{ МПа}$:
 1 — воздух; 2 — гелий; 3 — водород



ностью или в рефрижераторном режиме, должны быть также использованы в качестве рабочего тела гелий или водород.

Двигатели, в которых рабочим телом является воздух, не могут иметь такие высокие коэффициенты тепломассообмена, как в случае применения водорода или гелия. Обычно подобные двигатели имеют большие размеры, малую удельную мощность и низкий КПД. Однако рабочее тело в них может быть пополнено атмосферным воздухом. Затруднений в выборе уплотнений и конструкционных материалов для них практически не существует. Поэтому эти двигатели имеют простую конструкцию, низкую стоимость и высокую надежность. Двигатели, работающие на воздухе, имеют низкие характеристики и не могут составить конкуренцию ДВС ни в случае применения их в транспортных системах, ни в других характерных для них областях. Однако существует настоятельная и все увеличивающаяся потребность в двигателях малой мощности (менее 1 кВт) и высокой надежности (со средними характеристиками), способных длительное время работать автономно (свыше одного года) и использовать природное топливо или радиоизотопные источники энергии. Такие двигатели необходимы для систем навигации, метеорологии и дальней связи, где они могут быть использованы в качестве приводов для электрогенераторов. Требованиям таких систем отвечают двигатели Стирлинга, работающие на воздухе.

Сравнительные расчетные характеристики двигателя с различными рабочими телами — воздухом, гелием и водородом — приведены на рис. 3.17. Кривые построены путем моделирования по усовершенствованной расчетной методике для одноцилиндрового двигателя Стирлинга мощностью 165 кВт. На графике приведена зависимость эффективного КПД двигателя от литровой мощности двигателя для различных частот вращения и трех различных рабочих тел (воздух, гелий, водород). При высоких значениях литровой мощности и высоких частотах вращения водород значительно превосходит гелий, а кривая для воздуха значительно смещена от кривых для водорода и гелия. Необходимо отметить, что при низких частотах и малой литровой мощности существенного различия между воздухом, гелием и водородом нет. Выбор рабочего тела, четко определяющий область применения двигателя, является существенным моментом. Такой выбор следует осуществить на стадии конструирования. Для двигателей с высокими характеристиками и большими частотами вращения следует использовать водород или гелий, а для двигателей

с удовлетворительными характеристиками и невысокими частотами вращения — воздух, так как он имеет существенные преимущества, обеспечивает простоту конструкции и низкую стоимость двигателя.

В будущем возможно применение и других рабочих тел. В настоящее время представляют интерес химически реагирующие и двухфазные, двухкомпонентные рабочие тела, о которых будет изложено в гл. 6.

ГЛАВА 4

КЛАССИФИКАЦИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Введение

В двигателях Стирлинга предусмотрены две полости с периодически изменяющимися объемами при различных температурных уровнях. Полости между собой соединяются посредством регенератора и вспомогательных теплообменников. Эти простые узлы можно скомпоновать в различные системы, которые согласно классификации Финкельштейна носят имена изобретателей или исследователей, впервые использовавших их в своей работе. Такие системы применяли еще в XIX в., а часть из них с последующей модернизацией была заимствована и для современных двигателей. Наряду с указанными системами используются также и новые разработки; насколько они перспективны — покажет время.

Единственным критерием, устанавливающим характерную особенность таких систем, является способ управления потоком рабочего тела. В данном случае имеются две возможности: поток управляется с помощью клапанов или путем изменения объемов. В некотором отношении эти две механические системы являются аналогичными, однако по конструкции отдельных узлов, работе и областям применения они совершенно различны.

Система управления потоком рабочего тела посредством клапанов имеет неограниченные преимущества с точки зрения обеспечения гибкости регулирования самого потока и возможностей изменения отношения давления p_{\max}/p_{\min} . С другой стороны, наличие клапанов усложняет механическую систему, превращая ее в источник повышенного уровня шума и дополнительного износа поверхностей рабочих элементов, что при недостаточном уровне обслуживания приводит к снижению ресурса работы.

В настоящей книге двигателями Стирлинга будут называться лишь те двигатели, в которых управление потоком рабочего тела происходит путем изменения объемов. Двигатели, в которых поток управляется клапанами, названы именем Эриксона. Эти два названия выбраны в некоторой степени произвольно в попытке навести какой-либо порядок в сложившейся ситуации, так как в существующей литературе нет установившихся отличительных признаков для подобных машин. Названия «двигатели Стирлинга» или «двигатели

тели Эриксона» не являются удовлетворительными, так как под этими названиями подразумевается их работа по идеальным циклам при постоянном давлении или постоянном объеме с изотермическими процессами сжатия и расширения и идеальной регенерацией. Как известно, все двигатели, разработанные Стирлингом, относились к двигателям с замкнутым циклом, управление потоком в которых осуществлялось изменением объемов. Эриксон занимался изготовлением двигателей обоих типов.

Классификация двигателей Стирлинга

Двигатели Стирлинга по принципу действия могут быть классифицированы на двигатели одностороннего (простого) и двойного действия.

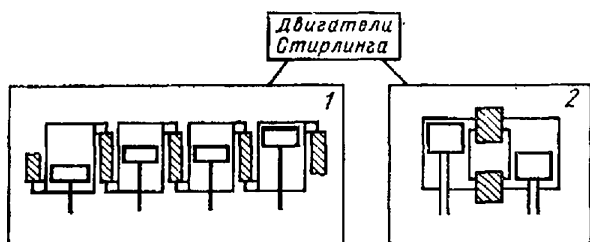
В двигателях одностороннего действия две полости (сжатия и расширения), соединяемые теплообменниками, могут находиться в одном или в двух цилиндрах. В одноцилиндровых двигателях предусмотрены два поршня — рабочий и вытеснительный, а в двухцилиндровых — два рабочих или рабочий и вытеснительный. Каждая из рассмотренных компоновок представляет собой самостоятельные модули, из которых могут быть собраны многоцилиндровые двигатели с передачей мощности на общий коленчатый вал или другой механизм.

Наибольшую известность получили одноцилиндровые двигатели одностороннего действия вытеснительного типа с ромбическим приводным механизмом фирмы «Филипс». Цилиндровая мощность таких двигателей составляет от нескольких ватт до нескольких десятков киловатт. Такие двигатели могут быть выполнены и в многоцилиндровом исполнении с общим коленчатым валом и картером. Характерным примером может служить четырехцилиндровый рядный двигатель мощностью 75 кВт типа 4-235. Один из таких двигателей был установлен на автобусе фирмы ДАФ, а другой — на моторном катере (более подробно об этом изложено в гл. 10).

Конструктивные разновидности двигателей двойного действия. Двигатели двойного действия — это многоцилиндровые двигатели, в которых полости расширения каждого цилиндра последовательно соединены через ряд теплообменников с полостью сжатия соседнего цилиндра (рис. 4.1). В цилиндре предусмотрен один поступательно движущийся элемент — поршень-вытеснитель. Число таких элементов в двигателе равно числу цилиндров. Большим преимуществом двигателей двойного действия по сравнению с двигателями

Рис. 4.1. Варианты компоновочных схем двигателей двойного действия:

1 и 2 — сдвоенные системы цилиндров соответственно смежных и двухцилиндровых



одностороннего действия является сокращение в 2 раза числа поршней. Это упрощает кинематическую схему приводного механизма и снижает стоимость двигателя. К основным недостаткам двигателей двойного действия относятся некоторые ограничения в возможностях конструкции и в меньшей степени режимов их работы. Следует отметить, что разработка прототипных двигателей связана с созданием всего многоцилиндрового двигателя в отличие от многоцилиндрового двигателя одностороннего действия, который может быть собран из единичных модулей. Тем не менее такое значительное сокращение движущихся частей в двигателе имеет важные преимущества, и поэтому все наиболее значительные разработки двигателей мощностью свыше 15 кВт (~20 л. с.) обычно связаны с двигателями двойного действия. Но в области малых мощностей двигатели одностороннего действия имеют несомненные преимущества.

Двигатель одностороннего действия был изобретен в 1815 г. Позднее появились и другие варианты двигателей одностороннего действия.

Двигатели двойного действия были изобретены также в XIX в. В 1885 г. Бэбкоком было дано описание изобретенного французским инженером Шарлем Франшо в 1853 г. двухцилиндрового двигателя двойного действия. Впоследствии, в 1959 г. это изобретение было усовершенствовано Финкельштейном и Полански, а в дальнейшем дополнено многоцилиндровым свободнопоршневым двигателем Финкельштейна. Бэбкоком была также описана основная схема двигателей двойного действия с тремя и более цилиндрами, предложенная знаменитым английским ученым и инженером Уильямом Сименсом, более известным по работам в области получения сталей. Идея Сименса об использовании приводного механизма с качающейся шайбой никогда не была им реализована; только через 80 лет, после значительных изменений, она была применена Венамом в 1949 г. в двигателях Стирлинга, разработанных фирмой «Филипс».

Дальнейшее развитие двигателя Стирлинга двойного действия получили в работах, проводимых рядом фирм. Так, фирмы «Филипс» и «Форд» разработали вариант четырехцилиндрового двигателя Сименса с приводом от косо́й шайбы для автомобиля. Шведская фирма «Юнайтед Стирлинг» имеет различные, выполненные по схеме рис. 13.7 четырехцилиндровые двигатели Сименса с обычным кривошипно-шатунным механизмом, а фирма MAN/MWM — рядные и V-образные двигатели двойного действия.

Работы над свободнопоршневыми двигателями Сименса начал проводить с 1978 г. и автор данной книги, а Финкельштейн разработал новые схемы для многоцилиндровых свободнопоршневых двигателей Сименса с совмещенными циклами [122].

Конструктивные разновидности двигателей одностороннего действия. Существующие компоновки двигателей Стирлинга одностороннего действия (рис. 4.3) можно разделить на два типа: вытеснительные и двухпоршневые (с двумя рабочими поршнями в разных цилиндрах). Первые, в свою очередь, подразделяются на двигатели

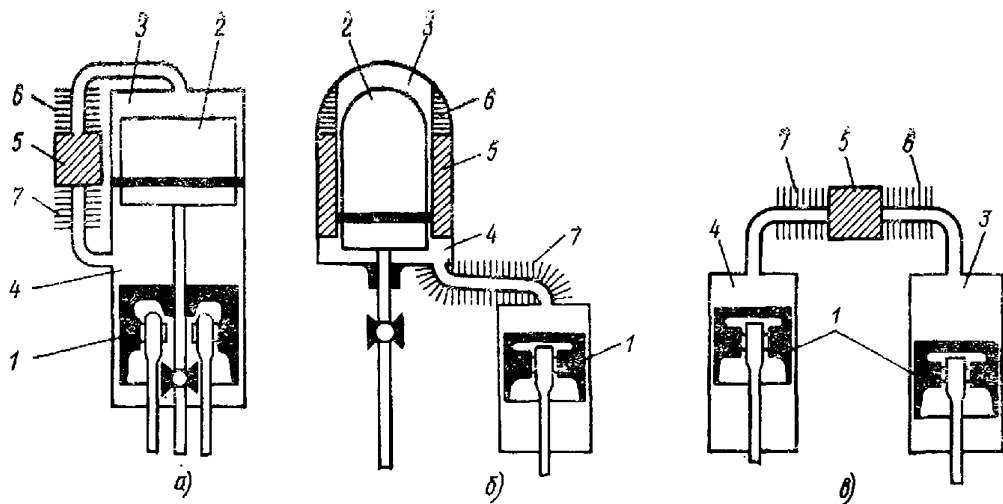


Рис. 4.2. Основные схемы двигателей Стирлинга одностороннего действия: с рабочим поршнем и вытеснителем: а — в одном цилиндре; б — в разных цилиндрах; в — двухпоршневые (с двумя рабочими поршнями); 1 — рабочий поршень; 2 — вытеснитель; 3 — полость расширения; 4 — полость сжатия; 5 — регенератор; 6 — нагреватель; 7 — холодильник

с рабочим и вытеснительными поршнями в одном или разных цилиндрах (рис. 4.2). Как отмечалось ранее, условия работы и функции рабочего поршня и вытеснителя различные: условия рабочего поршня характеризуются значительным перепадом давления и практически постоянной температурой, а вытеснителя — небольшим постоянным перепадом давления и значительным перепадом температур. При работе двигателя газ совершает работу над поршнем (процесс расширения) или наоборот (процесс сжатия); функции вытеснителя заключаются лишь в перемещении газа из одной полости в другую.

В некоторых двигателях вытеснитель заполняется (частично или полностью) пористой металлической насадкой; в этом случае вытеснитель является регенеративным теплообменником и называется регенеративным вытеснителем.

Одноцилиндровые двигатели вытеснительного типа. Схемы различных вариантов одноцилиндровых двигателей одностороннего действия вытеснительного типа (рабочий и вытеснительные поршни находятся в одном цилиндре) приведены на рис. 4.3. Впервые такая схема была применена Робертом Стирлингом в 1816 г. (рис. 4.4). Впоследствии эта же схема нашла широкое применение в двигателях и криогенных газовых машинах, разработанных фирмой «Филипс».

В двигателях с регенеративным вытеснителем, с которыми работал Стирлинг, и в двигателях типа Ренкина—Напира с отдельным внешним регенератором может быть применен и обычный кривошипно-шатунный механизм привода. Очевидно, необходимое изменение объемов может быть достигнуто также и посредством механизма с вибрирующим цилиндром, однако такой тип машин еще не разработан. Интересен и другой, свободнопоршневой вариант двигателя, предложенный профессором Билом и доведенный им до стадии внедрения. По-видимому, такие двигатели имеют широкие перспективы,

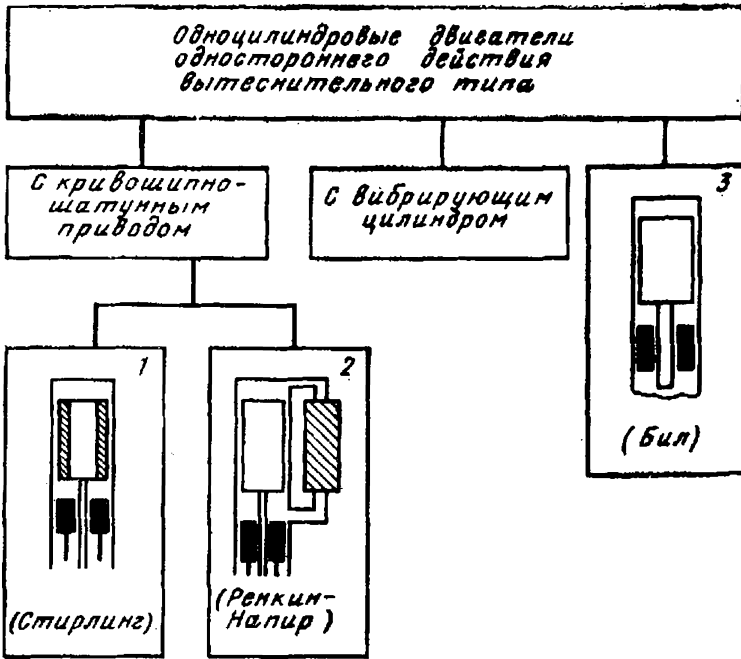


Рис. 4.3. Варианты компоновочных схем одноцилиндровых двигателей одностороннего действия вытеснительного типа:

1 — с регенеративным вытеснителем; 2 — с внешним регенератором; 3 — со свободным поршнем

и в будущем их можно будет использовать в солнечных преобразователях энергии, в кондиционерах воздуха и как тепловые насосы (см. гл. 9).

Двухцилиндровые двигатели вытеснительного типа. Первым двухцилиндровым двигателем с рабочим и вытеснительным поршнями в разных цилиндрах с принципом действия, близким к двигателям двойного действия, был двигатель, построенный Робертом и Джеймсом Стирлингами в 1827 г. Двигатель проработал несколько лет на литейном заводе г. Данди, но в дальнейшем из-за неоднократных

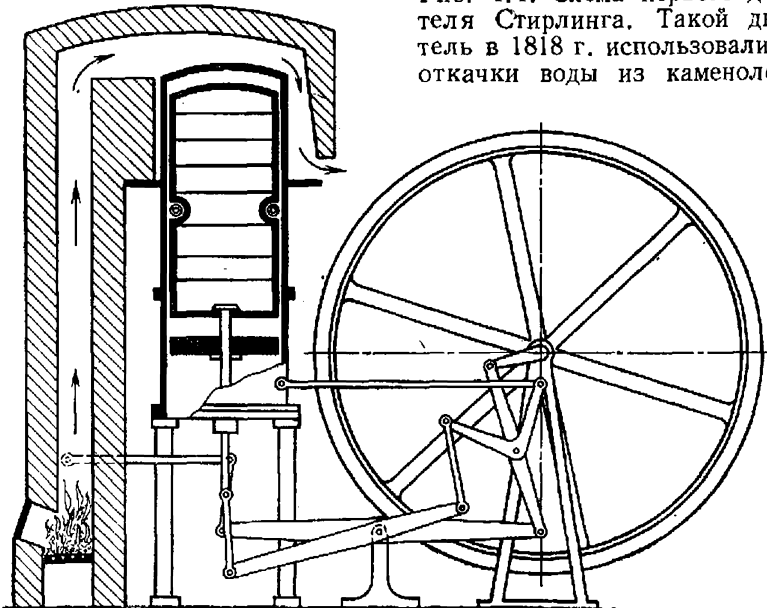


Рис. 4.4. Схема первого двигателя Стирлинга. Такой двигатель в 1818 г. использовали для откачки воды из каменоломни

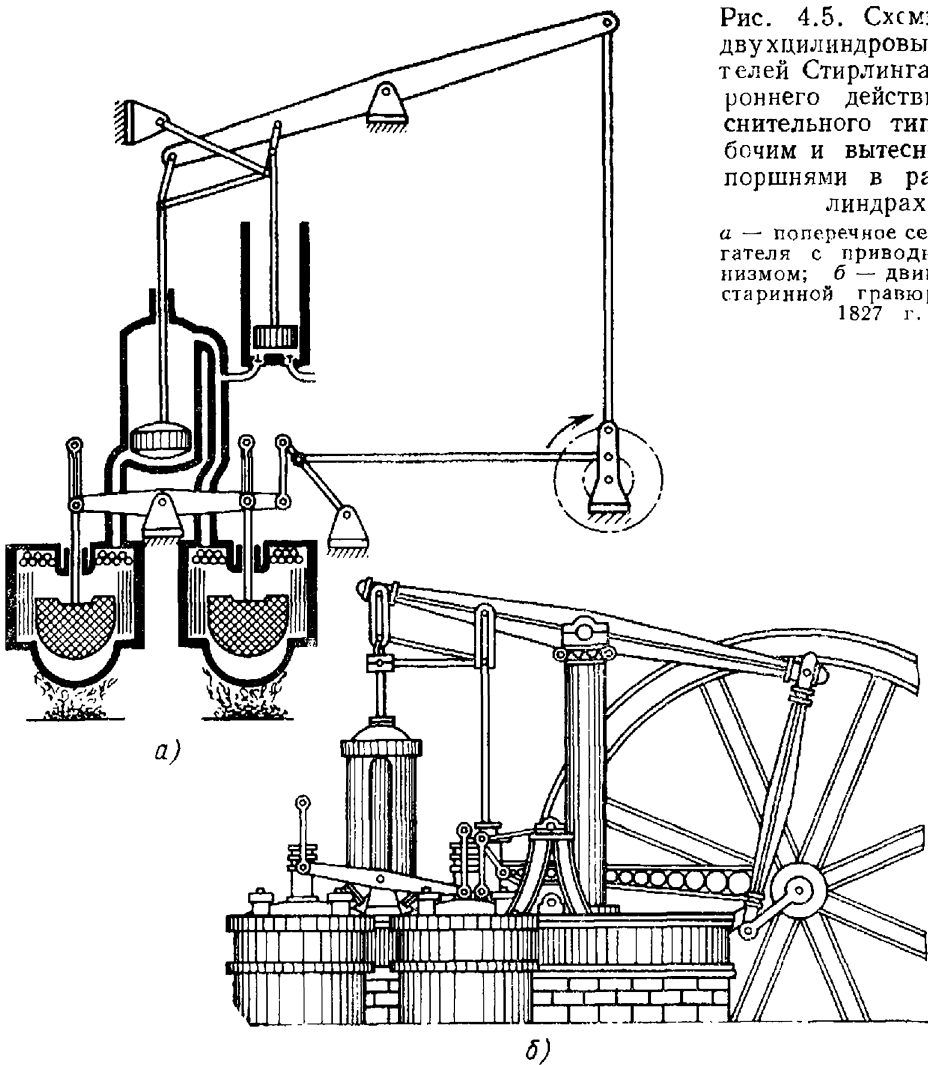


Рис. 4.5. Схемы ранних двухцилиндровых двигателей Стирлинга одностороннего действия вытеснительного типа с рабочим и вытеснительным поршнями в разных цилиндрах:

a — поперечное сечение двигателя с приводным механизмом; *b* — двигатель со старинной гравюры конца 1827 г.

повреждений в вытеснительных цилиндрах, вызванных перегревом, от него отказались (рис. 4.5).

Схемы различных вариантов двухцилиндровых двигателей одностороннего действия вытеснительного типа (рабочий и вытеснительные поршни находятся в разных цилиндрах) приведены на рис. 4.6. Двигатели с регенеративным вытеснителем могут быть названы двигателями Лауберо—Шварцкопффа, а с отдельным регенератором — двигателями Хейнричи. Двигатели с расположенными под прямым углом цилиндрами эксплуатировались в конце прошлого века и известны как двигатели Робинсона. В 1911 г. Ренбов (г. Бристоль, Великобритания) предложил двигатель, который имеет два рабочих поршня и один вытеснитель. Его конструкция позволяет обеспечить высокую надежность привода и облегчает решения задач, связанных с обеспечением надежности системы охлаждения и уплотнений.

Двухпоршневые двигатели одностороннего действия. Многоцилиндровые двигатели Стирлинга, составленные из двухпоршневых

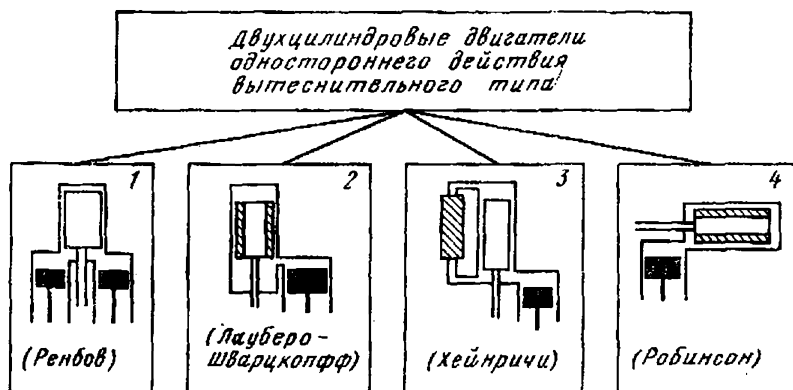


Рис. 4.6. Варианты компоновочных схем двухцилиндровых двигателей одностороннего действия вытеснительного типа:

1 — со сдвоенными цилиндрами расширения; 2 и 3 — с параллельными цилиндрами соответственно с регенеративным вытеснителем и внешним регенератором; 4 — с перпендикулярным расположением регенеративного вытеснителя

модулей, могут быть разделены на четыре большие группы: поршневые, роторные, сильфонно-диафрагменные и свободнопоршневые. Наиболее известные из этих групп — поршневые.

Схемы различных вариантов двухпоршневых модулей одностороннего действия, три из которых с неподвижными цилиндрами, а один с вращающимся, показаны на рис. 4.7. Из всего разнообразия двигателей этого типа лишь в небольшом количестве выпускались в конце прошлого века машины Ридера с параллельными цилиндрами, поршни которых соединялись с коленчатым валом.

Возможности использования роторных и сильфонно-диафрагменных систем безграничны. Основные усилия были направлены на преодоление трудностей, связанных с решением вопросов по неуравновешиваемости и уплотнениям. Известно, что ни одна из этих попыток не привела к коммерческому воплощению таких систем. Схема роторного двигателя, предложенная Цвауером, приведена на рис. 4.8. Две роторные машины типа двигателя Ванкеля расположены на общем валу, а два регенератора — симметрично относи-

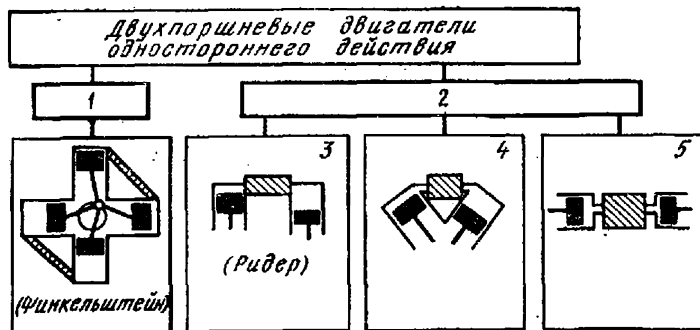


Рис. 4.7. Варианты компоновочных схем двухпоршневых двигателей одностороннего действия с цилиндрами:

1 — вращающимся; 2 — неподвижным; 3 — параллельным; 4 — V-образным; 5 — оппозитивно-расположенным

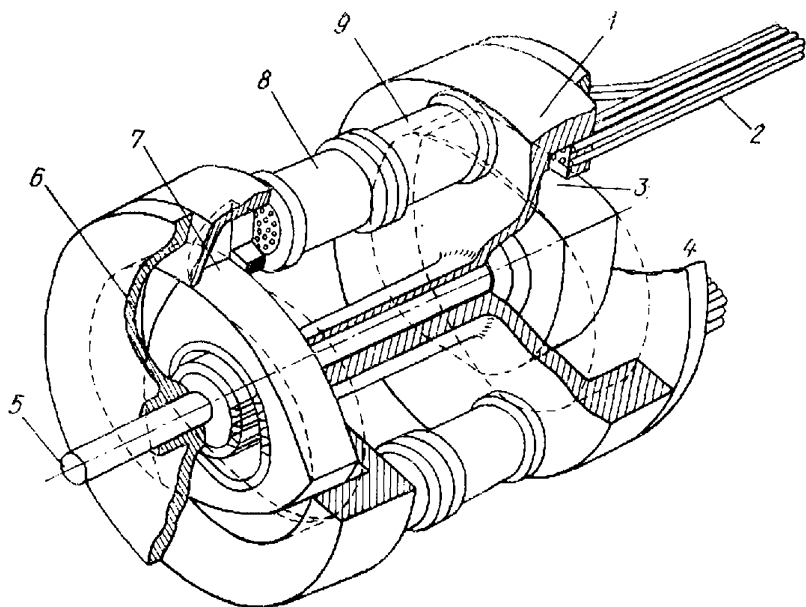


Рис. 4.8. Схема Цвауера—Ванкеля роторного двигателя Стирлинга:

1 — блок расширения; 2 — трубы нагревателя; 3 и 7 — полости; 4 — зона горения топлива; 5 — вал; 6 — блок сжатия; 8 — теплообменник, охлаждаемый водой; 9 — регенератор

тельно продольной оси двигателя. Одна из роторных машин представляет собой блок сжатия, другая — блок расширения. Каждый блок состоит из трех отдельных полостей (камер), в каждой из которых за один оборот вала осуществляются два процесса сжатия и расширения. Таким образом, комбинация из таких двух машин приводит к трем отдельным системам, в каждой из которых осуществляются два полных цикла за один оборот вала. Предполагают, что такая компоновка может привести к компактному двигателю с высокой удельной мощностью.

Сравнение двигателей (вытеснительного и многопоршневого). Как было показано выше, возможны самые разнообразные варианты компоновочных схем двигателей двух типов, некоторые из которых уже доведены до коммерческого воплощения. Однако нет ни одного двигателя, обладающего явными преимуществами по отношению ко всем остальным; имеется лишь ряд определяющих факторов, указывающих на предпочтительный выбор одноцилиндровых двигателей вытеснительного типа небольших размеров. Для мощных двигателей выбор колеблется между многоцилиндровыми, скомпонованными из одноцилиндровых двигателей вытеснительного типа с общим коленчатым валом, и многоцилиндровыми двигателями двойного действия Сименса, имеющими простую конструкцию, меньшее число поступательно-движущихся элементов, что обеспечивает снижение производственных затрат.

Одним из важных факторов, указывающих на преимущества двигателей вытеснительного типа над многопоршневыми двигателями второго типа (с отдельными рабочими поршнями), является то, что для них значительно легче разрешается вопрос об уплотнениях

элементов с возвратно-поступательным движением. Для всех двигателей обоих типов необходимо по крайней мере два динамических уплотнения. На каждый рабочий поршень трех вариантов двигателей (см. рис. 4.3) необходимо по одному уплотнению. Двигатели вытеснительного типа следует укомплектовать дополнительным уплотнением для штока вытеснителя, так как в одноцилиндровом двигателе шток проходит через рабочий поршень, а в двухцилиндровом — выходит за пределы нижней части вытеснительного цилиндра. Уплотнение для штока вытеснителя имеет меньшее значение по сравнению с уплотнением рабочего поршня, оно оценивается утечками рабочего тела и мощностью механического трения. По-видимому, это является основным преимуществом машин вытеснительного типа. Следует отметить, что проблема уплотнений для рабочих поршней чрезвычайно сложна, в особенности при использовании иных рабочих тел, чем воздух. Преимущество двигателей вытеснительного типа состоит и в том, что общая масса их поступательно движущихся элементов меньше, чем в многопоршневых двигателях второго типа. Это облегчает балансировку и снижает проблему вибрации. Вытеснитель не производит работы; на него действуют лишь давление газа, возникающие вследствие гидравлического сопротивления между полостями, а также силы инерции. Поэтому конструктивно такие двигатели могут быть выполнены более легкими (с менее массивными штоками, траверсами и подшипниками), что приводит к значительному уменьшению движущейся массы и снижению механических потерь.

Выходная мощность двигателя (в первом приближении) линейно зависит от давления рабочего тела. Поэтому повышение удельной мощности непосредственно связано с увеличением давления. Для небольших двигателей целесообразно применять картер под давлением. Это не только обеспечивает уменьшение нагрузки на поршневые кольца, но и снижает требования к прочности, предъявляемые к узлам рабочего поршня, шатуна и подшипников. Такой результат достигается тем, что при использовании картера под давлением действующий на рабочий поршень перепад давления уменьшается до величины ($p_{\text{цикл}} - p_{\text{карт}}$) взамен давления ($p_{\text{цикл}} - p_{\text{атм}}$) при атмосферном давлении в картере. Поэтому масса двигателя может быть снижена и уменьшены механические потери в подшипниках и уплотнениях. Эти преимущества в какой-то степени должны быть скомпенсированы повышенными требованиями к прочности конструкции картера, так как в этом случае он представляет собой некий резервуар под давлением. При необходимости вывода коленчатого вала из картера требуется, по крайней мере, еще одно дополнительное уплотнение.

Проблема уплотнения вращающегося вала решается относительно проще по сравнению с проблемой уплотнения для возвратно-поступательно движущегося рабочего поршня, так как можно разместить электрогенератор внутри самого картера. Однако для двигателя с высоким давлением рабочего тела такое решение может привести к значительному увеличению механических потерь.

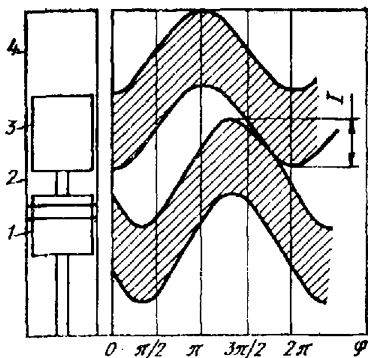
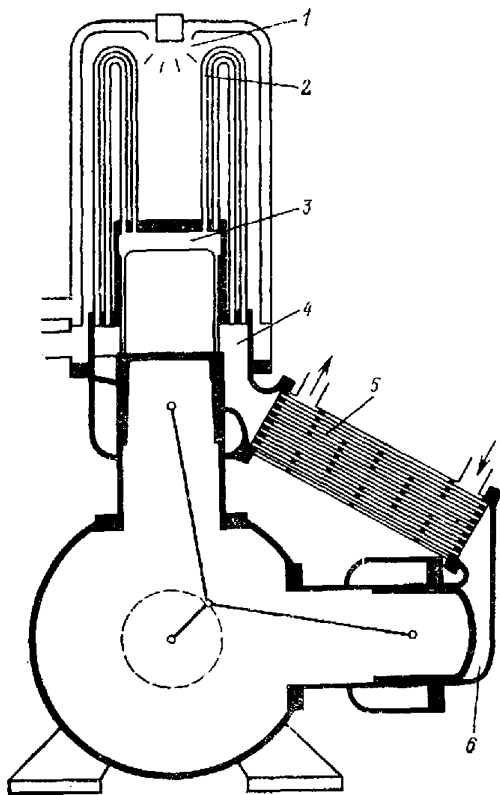


Рис. 4.9. Схема перемещений рабочего и вытеснительного поршней в одноцилиндровом двигателе одностороннего действия:

1 — вытеснитель; 2 — рабочий поршень; 3 — полость расширения; 4 — полость сжатия; 1 — общий рабочий объем цилиндра для вытеснителя и рабочего поршня

Рис. 4.10. Схема V-образного двухцилиндрового двигателя одностороннего действия вытеснительного типа с рабочим и вытеснительным поршнями в разных цилиндрах:

1 — камера сгорания; 2 — нагреватель; 3 — полость расширения; 4 — регенератор; 5 — холодильник; 6 — полость сжатия



Возможности использования картера под давлением присущи небольшим двигателям; для двигателей большой мощности картер с минимальным давлением цикла имеет значительную массу.

Сравнение одноцилиндровых и двухцилиндровых двигателей вытеснительного типа. Одноцилиндровый двигатель вытеснительного типа обладает двумя преимуществами по сравнению с двухцилиндровым. Первое из них — меньший мертвый объем, определяемый конструктивной схемой двигателя. В двухцилиндровом двигателе (см. рис. 4.3, б) полость сжатия разделена на части, находящиеся в вытеснительном и рабочем цилиндрах, включая и соединительный канал. Объем этой полости не может быть уменьшен до нуля, поэтому полость сжатия имеет больший нерабочий объем, который необходимо учитывать в общем относительном мертвом объеме X двигателя; следует отметить, что любое его увеличение приводит к снижению полезной мощности двигателя.

Второе преимущество одноцилиндрового двигателя вытеснительного типа заключается в том, что вытеснительный и рабочий поршни имеют общую часть рабочего объема цилиндра, перемещения поршней в которой происходит в разные периоды времени. Частичное перекрытие ходов поршней видно из рис. 4.9; такая компоновка позволяет обеспечить наиболее эффективное использование имеющегося рабочего объема цилиндра.

По-видимому, минимальные массы и размеры картера под давлением обеспечиваются лишь в одноцилиндровом двигателе. С увели-

чением номинальной мощности двигателя масса картера под давлением становится определяющим фактором в общей массе машины, поэтому в двигателях большой мощности не применяют картер под давлением.

К преимуществам двухцилиндровых двигателей вытеснительного типа можно отнести большую гибкость при проектировании узлов коленчатого вала и шатунов, а также различные варианты размещения уплотнения для штока вытеснителя в неподвижном цилиндре (в одноцилиндровом двигателе такое уплотнение расположено в рабочем поршне, что вызывает дополнительные трудности при обслуживании).

На рис. 4.10 приведена одна из схем V-образного двухцилиндрового двигателя. Промышленное производство таких двигателей мощностью 10 кВт запланировано на ближайшее время шведской фирмой Ф. Ф. В., относящейся к фирме «Юнайтед Стирлинг» [174].

Классификация двигателей Эриксона

Регенеративные двигатели с клапанным управлением потока рабочего тела (двигатели Эриксона), так же как и родственные им двигатели Стирлинга, разнообразны по типам, компоновкам и размерам. Иногда их классификацию можно проводить по аналогии; единственное различие между ними — отсутствие или наличие клапанов, обеспечивающих циклическое изменение потока газа в рабочей полости. При такой характерной для них особенности из рассмотрения исключаются газовые клапаны, применяемые в системе регулирования двигателей Стирлинга для изменения давления рабочего тела.

Подробно двигатели Эриксона в данной книге не рассматриваются, но представляется, что краткое сообщение

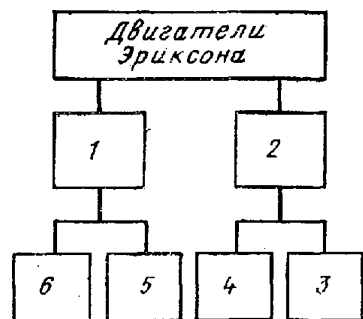


Рис. 4.11. Классификация двигателей Эриксона:

1 — с вытеснителем; 2 — с рабочим поршнем; 3 — с одним рабочим поршнем; 4 — с двумя рабочими поршнями; 5 — с переменным рабочим объемом; 6 — с постоянным рабочим объемом

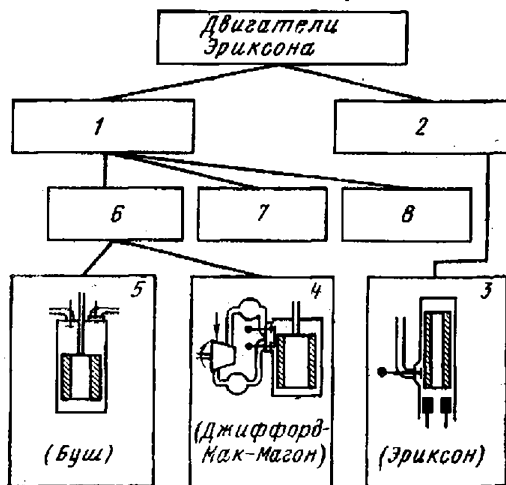
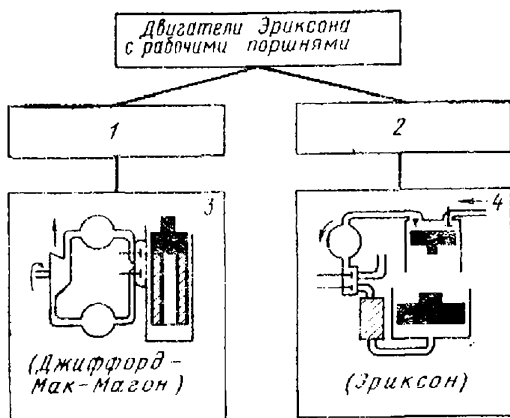


Рис. 4.12. Варианты компоновочных схем двигателей Эриксона вытеснительного типа:

1 — с постоянным рабочим объемом; 2 — с переменным рабочим объемом; 3 — с регенеративным вытеснителем и независимым рабочим поршнем; 4 — с механическим приводом клапанов; 5 — с газуправляемыми клапанами; 6 — с внешним приводом вытеснителя; 7 — с прерывистым движением вытеснителя, управляемого клапаном; 8 — с поршневым приводом вытеснителя

Рис. 4.13. Варианты компоновочных схем двигателей Эриксона:

1 — с одним рабочим поршнем; 2 — с двумя рабочими поршнями; 3 — с регенеративным вытеснителем, соединенным с рабочим поршнем; 4 — с чередующимся потоком через регенератор (схема аналогична варианту с регенеративным теплообменником)



об их основных разновидностях может быть полезным. Возможности использования любого теоретического и экспериментального материала, помещенного в данной книге, применительно к двигателям Эриксона проблематичны.

Классификация двигателей Эриксона приведена на рис. 4.11. В большинстве случаев их можно разделить на два основных типа двигателей: с вытеснительным и рабочим поршнями, классифицируемых в дальнейшем по каждому типу. Двигатели вытеснительного типа могут иметь как постоянный, так и переменный рабочий объем. Двигатели с рабочим поршнем подразделяются на одно- и двухпоршневые.

На рис. 4.12 представлены некоторые из вариантов двигателей вытеснительного типа, часть из которых хорошо известна по именам их изобретателей. В качестве примера двигателя с переменным рабочим объемом рассматривается лишь один двигатель. Именно таким был первый двигатель Эриксона. Двигатель состоял из размещенных в одном цилиндре и смещенных по фазе рабочего поршня и регенеративного вытеснителя, приводимых в действие кривошипно-шатунным механизмом. В таком двигателе могут быть использованы как газуправляемые клапаны, так и клапаны с механическим приводом. Потенциально подобные системы наиболее целесообразны для больших установок с ядерными реакторами, в которых рабочее тело двигателя может быть использовано как холодильный агент для реактора.

Большие возможности имеют двигатели с постоянным рабочим объемом. Три отдельные группы машин (см. рис. 4.12) отличаются способом привода вытеснителя. Машины с внешним приводом вытеснителя и газуправляемыми клапанами запатентованы Бушем как генераторы давления, а машины с механическим приводом клапанов выпускаются как криогенные машины Джиффорда—Мак-Магона. Свободнопоршневой двигатель вытеснительного типа с пневмоприводом, известный как двигатель Бака, использовался фирмой «Аэроджей» для аппарата «искусственное сердце»; более подробно он рассмотрен в гл. 15. В литературе его часто называют двигателем Стирлинга. Двигатель Буша, исследовавшийся в Массачусетском технологическом институте, был назван как «тепловой газовый двигатель с перепуском».

Классификация двигателей Эриксона с рабочим поршнем приведена на рис. 4.13.

ТЕПЛООБМЕННИКИ В ДВИГАТЕЛЯХ СТИРЛИНГА

Введение

Теплообменники являются основными частями двигателей Стирлинга, однако удачная конструкция теплообменников сама по себе не определяет совершенство двигателя в целом.

В двигателях Стирлинга теплообменники можно подразделить на следующие четыре типа (рис. 5.1): нагреватель, регенератор, холодильник и подогреватель воздуха (в случае использования углеводородных топлив). Для холодильных машин терминология несколько отличается от терминологии, используемой в тепловых двигателях; взамен «нагревателя» используется термин «конденсатор», а «подогреватель» заменяется на «теплообменник предварительного охлаждения». Для машин, работающих в режиме тепловых насосов с подводом теплоты при температуре окружающей среды, «нагреватель» является «поглотителем» (абсорбером), а «холодильник» — «нагревателем».

Во всех рассмотренных случаях, работает ли машина Стирлинга в режиме двигателя, холодильной машины или теплового насоса, направление теплового потока всегда одно и то же — в полость расширения и из полости сжатия, но уровни температур при этом различны:

в двигателях температурный уровень нагревателя близок к максимально допустимым рабочим температурам конструкционных материалов, а температурный уровень холодильника — к температуре окружающей среды;

в холодильных машинах конденсатор работает в условиях низких температур, а холодильник — также при температуре окружающей среды;

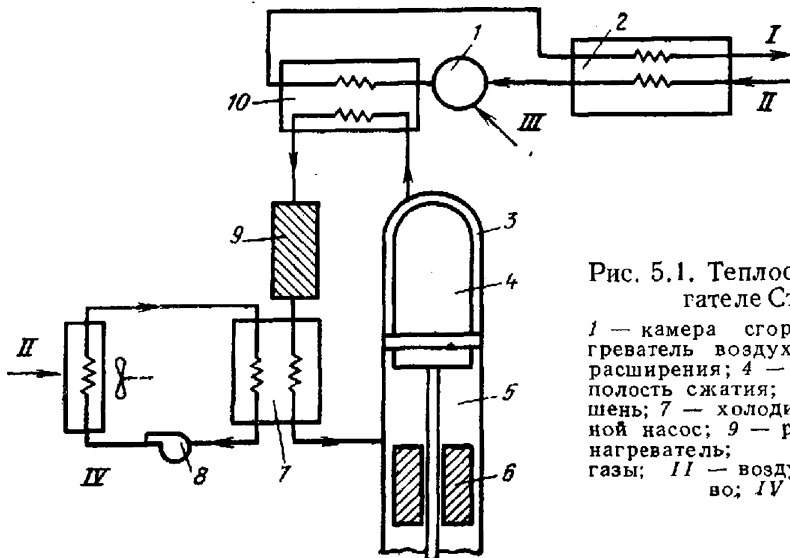


Рис. 5.1. Теплообменники в двигателе Стирлинга:

1 — камера сгорания; 2 — подогреватель воздуха; 3 — полость расширения; 4 — вытеснитель; 5 — полость сжатия; 6 — рабочий поршень; 7 — холодильник; 8 — водяной насос; 9 — регенератор; 10 — нагреватель; I — отработавшие газы; II — воздух; III — топливо; IV — вода

в тепловых насосах температура абсорбера равна температуре окружающей среды, а холодильник имеет повышенную температуру.

Ввиду принципиального подобия назначения теплообменников во всех типах машин в дальнейшем будут рассмотрены лишь теплообменники, относящиеся к двигателям Стирлинга.

Назначение теплообменников

Как известно, теплообменники предназначены для передачи теплоты от среды с более высокой температурой к среде с более низкой температурой. В двигателях Стирлинга нагреватель, воспринимающий теплоту от внешнего источника при высокой температуре, передает ее рабочему телу двигателя, находящемуся в рабочей полости, примыкающей к полости расширения. В *холодильнике* тепловой поток изменяет свое направление, и поглощенная в нем от рабочего тела теплота отводится в охлаждающую среду (воздух или воду) при низкой температуре.

Регенератор в двигателе Стирлинга выполняет роль «термодинамической губки», которая попеременно получает и отдает теплоту рабочему телу. Это своего рода тепловой накопитель со специфическими свойствами — значительным перепадом температур, изменяющимся от температуры холодильника до температуры нагревателя. Тепловая нагрузка на регенератор велика, обычно она превышает тепловую нагрузку нагревателя в 3—4 раза.

Подогреватель двигателя предназначен для подогрева воздуха, *поступающего* в камеру сгорания. При этом достигается экономия топлива и повышается эффективный КПД двигателя.

В отличие от нагревателя, холодильника и регенератора подогреватель не оказывает существенного влияния на работу двигателя. Двигатель может хорошо работать и без подогревателя, но экономичность его работы будет ниже. В тех случаях, когда надо обеспечить высокий эффективный КПД двигателя, подогреватель воздуха необходим. При использовании радиоизотопных источников энергии, энергии солнца или аккумуляторов теплоты необходимость в подогревателях воздуха, естественно, отпадает. Так как в настоящее время в большинстве двигателей Стирлинга используется обычная система сжигания топлива, подогреватели воздуха в них, как правило, необходимы.

Распределение температур и тепловой баланс двигателя Стирлинга

Типичное распределение температур в двигателе Стирлинга приведено на рис. 5.2. Поступающий в двигатель воздух имеет на входе в подогреватель температуру, равную температуре окружающей среды. В подогревателе температура воздуха повышается, и он поступает в камеру сгорания, где происходит процесс сгорания

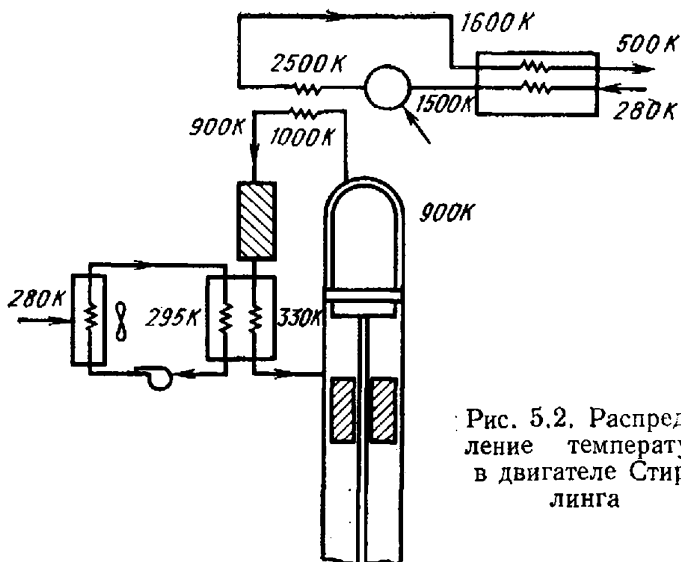


Рис. 5.2. Распределение температур в двигателе Стирлинга

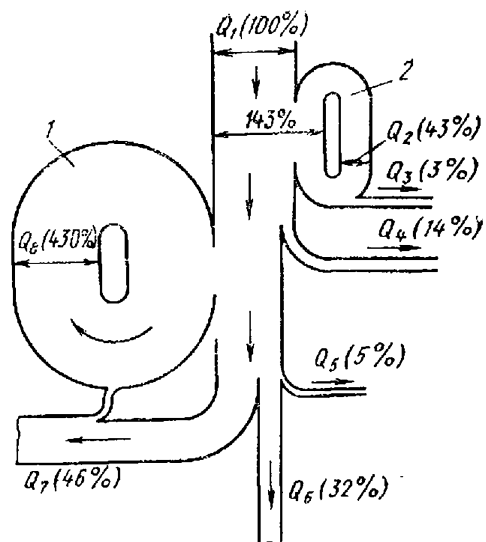
топлива, сопровождающийся высокой температурой. Из камеры продукты сгорания проходят последовательно через нагреватель и подогреватель воздуха, где осуществляется нагрев рабочего тела и подогрев поступающего в двигатель воздуха, а затем выходят в атмосферу. Обычно, исходя из требований охраны окружающей среды, до половины всего количества отработавших газов может быть возвращено (рециркулировано) в камеру сгорания, что приводит к увеличению массового расхода относительно инертного газа в камере сгорания, снижению максимальной температуры и к уменьшению концентрации окислов азота (NO_x) в отработавших газах. Следует отметить, что наличие системы подачи воздуха с рециркулирующей части отработавших газов вызывает необходимость дополнительной мощности вентилятора, устанавливаемого на входе холодного воздуха в двигатель. Поэтому камера сгорания и подогреватель воздуха работают при давлении, близком к атмосферному. Кроме того, для подачи топлива и его распыления предусмотрен также топливный насос.

Рабочее тело из регенератора поступает в полость расширения, его температура в нагревателе повышается от теплоты продуктов сгорания топлива. Так как обычно рабочим телом двигателей Стирлинга служит водород или гелий при высоком давлении, следует отметить их достаточно высокие свойства переноса теплоты по сравнению со свойствами переноса теплоты продуктов сгорания, находящихся при атмосферном давлении. Поэтому при заданном тепловом потоке разность температур между внешней стенкой нагревателя и продуктами сгорания достаточно значительная, в то время как между рабочим телом и внутренней стенкой нагревателя разность температур существенно меньше.

В холодильнике теплота от рабочего тела отводится циркулирующей в двигателе водой с небольшой разностью температур на входе и выходе, что обусловлено ее высокими свойствами переноса.

Рис. 5.3. Тепловой баланс двигателя Стирлинга:

1 — регенератор; 2 — подогреватель; Q_1 — подводимая теплота топлива (100 %); Q_2 — теплота рециркуляции отработавших газов (43 % Q_1); Q_3 — тепловые потери в подогревателе воздуха и другие неучтенные потери теплоты (3 % Q_1); Q_4 — тепловые потери, отводимые с продуктами сгорания топлива (14 % Q_1); Q_5 — тепловые потери, эквивалентные работе сил механического трения (5 % Q_1); Q_6 — теплота, эквивалентная эффективной работе (32 % Q_1); Q_7 — теплота, отводимая в систему охлаждения (46 % Q_1); Q_8 — теплота регенерации (430 % Q_1)



Затем теплота рассеивается в атмосферу через охлаждаемый воздухом радиатор, для обдува которого предусмотрен вентилятор. Циркуляция воды в двигателе производится с помощью небольшого водяного насоса.

Для стационарных двигателей охлаждение водой может осуществляться из естественных водных источников (реки, озера). Однако вследствие загрязнения воды автономная система охлаждения двигателя предпочтительнее.

Диаграмма теплового баланса одного из двигателей Стирлинга приведена на рис. 5.3 (Захариас, 1971 г.). Подведенное количество теплоты принято за 100 %. Степень рециркуляции отработавших газов составляет 43 %, безвозвратные потери теплоты в подогревателе — 3 %, а потери с отработавшими газами — 14 % располагаемой теплоты.

Остальная часть баланса распределена следующим образом: потери с охлаждающей водой — 46 %, механические потери — 5 %; примерно 32 % теплоты превращается в полезную работу двигателя. Необходимо отметить высокий уровень теплового потока в регенераторе (430 %), превышающего более чем в 4 раза подводимую теплоту и соответственно в 9 и 12 раз тепловой поток в холодильнике и полезную работу двигателя. Особенностью двигателя Стирлинга является и значительная степень рециркуляции отработавших газов.

Приведенная диаграмма отражает существенную разницу в тепловых балансах двигателей Стирлинга и ДВС. Для дизелей в первом приближении можно считать, что вся подводимая теплота распределяется поровну (по 33 %) на полезную работу, охлаждение и потери с отработавшими газами. Поэтому потери теплоты с отработавшими газами у дизеля в 2 раза больше, чем у двигателя Стирлинга, а потери в систему охлаждения значительно ниже.

В дизелях большие потери теплоты с отработавшими газами обусловлены тем, что процесс сгорания топлива в них происходит *внутри* цилиндра и нагреватель, как таковой, для них не нужен; следовательно, теплота продуктов сгорания, не превращенная в полезную работу, должна отводиться или с отработавшими газами,

или системой охлаждения. Иное положение в двигателе Стирлинга, в котором процесс сгорания топлива происходит *вне* цилиндра. Любые потери с отработавшими газами являются прямыми потерями, так как не участвуют в производстве полезной работы и, следовательно, поэтому должны быть сведены к минимуму соответствующим применением более совершенных конструкций подогревателей. Все количество теплоты, *подводимое через нагреватель* к двигателю и не превращенное в полезную работу, должно отводиться в этом случае системой охлаждения.

Для дальнейших рассуждений вернемся к тепловому балансу двигателя Стирлинга и рассмотрим некоторые вопросы, относящиеся к уменьшению тепловых потерь с отработавшими газами, например, от 15 до 10 или даже до 5 %. Очевидно, что такое снижение связано с повышением доли располагаемой теплоты, превращаемой в полезную работу (от 32 до 35 %), а также с соответствующим увеличением тепловых потерь в систему охлаждения до 55—60 %, включая конвективный и радиационный отвод теплоты от двигателя. Значительная тепловая нагрузка системы охлаждения и чувствительность КПД двигателя Стирлинга к повышению рабочей температуры в холодильнике являются одними из главных препятствий для применения их в транспортных средствах.

Влияние нестационарного режима движения потока рабочего тела

Нестационарный, циклически изменяющийся режим движения потока рабочего тела вызывает серьезные трудности при проектировании теплообменных аппаратов для двигателей Стирлинга. В большинстве случаев работа обычных промышленных теплообменников рассматривается при установившемся режиме движения потока с относительно медленно изменяющимися параметрами. Иная картина наблюдается в двигателях Стирлинга, где режим течения рабочего тела нестационарный. Такой режим характеризуется значительными изменениями давления, плотности и скорости потока, направление которого за цикл *изменяется* дважды. Эти обстоятельства существенным образом усложняют проектирование регенераторов и других теплообменных аппаратов для двигателей Стирлинга.

Для идеального цикла Стирлинга обычно исходят из того, что рабочее тело, перемещаясь из полости расширения в полость сжатия и обратно, последовательно проходит в обоих направлениях через нагреватель, регенератор и холодильник. Такое толкование является весьма упрощенным. В действительности рабочее тело никогда не проходит весь описанный выше путь, так как его частицы совершают лишь колебательные движения в ограниченных зонах двигателя.

Циклические траектории отдельных частиц рабочего тела, рассчитанные Уокером в 1960 г. по изотермической теории Шмидта для криогенной машины Стирлинга, приведены в зависимости от угла поворота коленчатого вала на рис. 5.4. Следует отметить, что нет ни одной частицы, которая проходила бы за цикл более двух

Рис. 5.4. Циклические траектории с отдельных частиц рабочего тела в зависимости от угла поворота φ коленчатого вала, рассчитанные по изотермической теории Шмидта для криогенной машины с циклом Стирлинга (начало кривых соответствует положению вытеснителя в ВМТ):

1 — полость сжатия; 2 — холодильник; 3 — регенератор; 4 — конденсатор 5 — полость расширения

зон двигателя, например, через полость расширения и конденсатор, конденсатор и регенератор, регенератор и холодильник, холодильник и полость сжатия или через весь регенератор.

Это обстоятельство и связанные с ним проблемы теплообмена впервые были отмечены автором еще в 1960 г., что впоследствии нашло свое подтверждение. Однако должное современное отражение и развитие данный вопрос получил лишь с использованием моделирующих программ и применением дисплея для изображения траекторий частиц [297].

При расчете траекторий частиц автором были определены и циклические изменения массовых расходов потока рабочего тела (водорода) в полости и из полостей сжатия и расширения для двух значений среднего давления в цикле (рис. 5.5).

Приведенные графики в некоторой степени трудны для восприятия, однако для понимания основополагающих аспектов работы двигателя они заслуживают самого пристального внимания. На каждом графике имеются две зависимости массовых расходов потока в полость и соответственно из полости расширения и полости сжа-

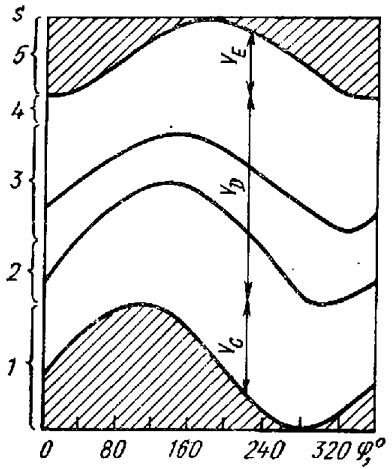
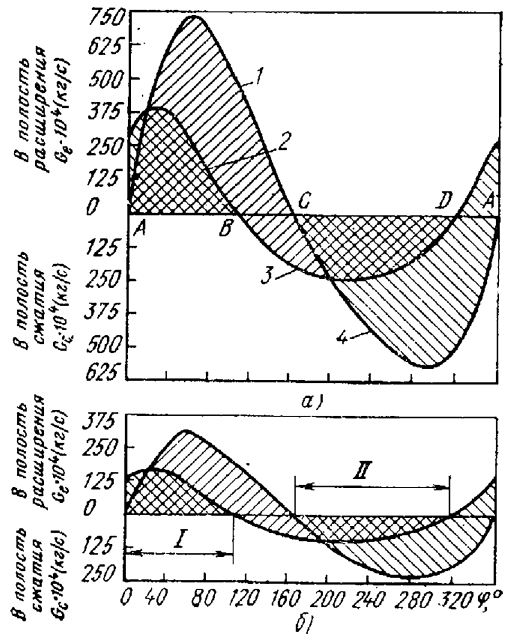


Рис. 5.5. Зависимости массовых расходов потоков рабочего тела в полость расширения G_e и в полость сжатия G_c от угла поворота коленчатого вала φ в криогенной машине Стирлинга для средних давлений в цикле:

а — $p_{ср} = 2,6$ МПа; б — $p_{ср} = 1,1$ МПа; 1 — поток в полость расширения; 2 — поток из полости сжатия; 3 — поток в полость сжатия; 4 — поток из полости расширения; I и II — периоды дутья соответственно горячего и холодного;

— поток газа, выходящий из мертвого объема; — поток газа, поступающий в мертвый объем; — общий поток, проходящий через мертвый объем



тия. Кривые, расположенные *выше* оси абсцисс, относятся к потоку, поступающему *в* полость расширения, и к потоку, выходящему из полости сжатия; кривые, лежащие *ниже* оси абсцисс, соответственно к потоку *из* полости расширения и к потоку *в* полость сжатия. Площадь перекрытия кривых характеризует период *общего потока газа, проходящего через мертвый объем*, т. е. через все теплообменники.

За период $A—B$ общий поток газа проходит через мертвый объем в направлении полости расширения и определяется двумя потоками: потоком из полости сжатия в мертвый объем и потоком из мертвого объема в полость расширения. За период $B—C$ поток газа выходит из мертвого объема в двух направлениях: в полость расширения и полость сжатия. Этот период можно охарактеризовать как режим холостого хода (опорожнения) мертвого объема.

За период $C—D$ общий поток газа проходит через мертвый объем в направлении полости сжатия и определяется двумя потоками: потоком из полости расширения в мертвый объем и потоком из мертвого объема в полость сжатия. За период $D—A$ мертвый объем заполняется потоком газа из двух полостей: сжатия и расширения и может быть определен как период «наполнения» мертвого объема.

При рассмотрении приведенных зависимостей следует отметить, что время прохождения общего потока газа через мертвый объем, определяемый в основном объемом регенератора, нагревателя и холодильника, в большинстве случаев составляет не более половины всего времени цикла. Кроме того, средние массовые расходы общего потока значительно меньше средних массовых расходов потоков в полости и из полостей сжатия и расширения.

Большинство существующих зависимостей, устанавливающих связь между процессами теплообмена и гидравлическим сопротивлением потоку движущейся жидкости, выражены в безразмерных критериях подобия с соответствующими коэффициентами и показателями степени. Одно из них — уравнение Диттуса—Белтера, характеризующее интенсивность процесса конвективного теплообмена при турбулентном режиме течения потока в гладких круглых трубах, имеет следующий вид:

$$Nu = 0,23 (Re)^{0,33}, \quad (5.1)$$

где $Nu = hd/k$ — критерий Нуссельта; Re — критерий Рейнольдса, $Re = \rho Vd/\mu$; h — коэффициент теплоотдачи; d — характерный геометрический размер; k — коэффициент теплопроводности рабочего тела; ρ — плотность рабочего тела; V — скорость рабочего тела; μ — коэффициент динамической вязкости рабочего тела.

Уравнение конвективного теплообмена

$$Q = hA \Delta T, \quad (5.2)$$

где Q — тепловой поток; h — коэффициент теплоотдачи; A — поверхность теплообмена, $A = \pi dLn$; ΔT — разность температур рабочего тела и стенки; L — длина трубы; n — число труб.

Постоянно изменяющийся массовый расход потока совместно с циклически изменяющимся давлением в пределах отношения $p_{\max}/p_{\min} = 2$ приводит к соответствующим постоянным изменениям скорости V и плотности ρ рабочего тела, существенным образом влияющим на коэффициент теплоотдачи и на весь процесс теплообмена в целом. Постоянные изменения коэффициента теплоотдачи оказывают влияние на разность температур ΔT между газом и стенкой, обуславливая изменение их абсолютных значений, что, в свою очередь, изменяет, хотя и незначительно, теплофизические свойства рабочего тела (теплопроводность, теплоемкость и вязкость).

Следует отметить, что все процессы тепломассообмена, происходящие в двигателе Стирлинга, по своей природе быстротечны. До настоящего времени нет простых и удобных методов, описывающих такой вид потока. Поэтому на предварительном этапе работы необходимо исходить из средних значений массовых расходов и определять процессы теплообмена и гидравлические сопротивления по предполагаемым данным. Это позволит в первом приближении определить длину и диаметры труб теплообменников — нагревателя и холодильника, а также оценить размеры регенератора.

Необходимо признать также, что использование в расчетах средних значений массовых расходов является грубым приближением к реальной действительности. Поэтому для получения в последующих модификациях двигателей оптимальных характеристик необходимо провести тщательный анализ уже существующих конструкций или анализ результатов их всесторонних испытаний.

Тем не менее начало решения этих проблем уже положено, и приведенные кривые массовых расходов являются полезным дополнением к имеющимся в литературе сведениям по теплообмену и гидравлическому сопротивлению.

Некоторые вопросы проектирования теплообменников

Наилучший материал по вопросам, относящимся к теплообменникам двигателей Стирлинга, помещен в классической работе Кейса и Лондона *. Эта книга проста и доступна лицам, желающим заняться проектированием и анализом теплообменников; она является необходимым дополнением к настоящей главе. Материал книги может быть использован для проектирования компактных трубчатых, оребренных и регенеративных теплообменников. Ниже рассмотрены лишь некоторые специальные вопросы, относящиеся к особенностям конструкции теплообменников двигателей Стирлинга, которые не рассмотрены или рассмотрены в недостаточной степени в указанной книге.

Основная причина рассмотрения особенностей теплообменников двигателей Стирлинга вызвана необходимостью более эффективного использования их внутреннего мертвого объема и объемов соедине-

* Кейс В. М., Лондон А. Л. Компактные теплообменники. М.: Энергия, 1967. 340 с.

тельных магистралей. Как было отмечено ранее, увеличение мертвого объема в двигателе приводит к уменьшению степени сжатия V_{\max}/V_{\min} и уменьшению отношения давления p_{\max}/p_{\min} . В результате полезная площадь рабочей диаграммы двигателя небольшая, а эквивалентная ей мощность интенсивно снижается с увеличением мертвого объема. С другой стороны, эффективный КПД двигателя может оставаться постоянным или даже увеличиваться при условии, что увеличение мертвого объема оказывает положительное влияние на повышение эффективности регенератора и других теплообменников.

Если увеличение мертвого объема связано лишь с простым увеличением объема теплообменников (переразмеренные теплообменники), то в этом случае, вероятно, следует ожидать снижения не только мощности, но и эффективного КПД двигателя.

Стремление к обеспечению минимально возможного мертвого объема не должно быть самоцелью, так как может привести к недостаточной поверхности теплообменников с последующим ухудшением их эффективности. Кроме того, уменьшение мертвого объема связано с чрезмерным увеличением гидравлического сопротивления вследствие роста перепада давления, что вызывает снижение эффективной мощности и КПД двигателя. Оптимальная взаимозависимость поверхности теплообмена и гидравлического сопротивления, обусловленного внезапным изменением направления потока, обеспечивается при тщательной проработке вариантов использования внутреннего мертвого объема теплообменников. Этому необходимо уделять большое внимание, что впоследствии будет вознаграждено удачно выбранной конструкцией двигателя. Оснащение двигателя контрольно-измерительными приборами и в особенности датчиками давления также способствует значительному увеличению мертвого объема и может привести к ухудшению характеристик двигателя. Поэтому каждый исследователь должен помнить о последствиях, связанных с установкой контрольно-измерительных приборов в машине оптимальной конструкции.

Нагреватели

Большинство нагревателей двигателя Стирлинга можно разделить на два типа — трубчатые и ребристые, теплопередача в которых осуществляется следующими процессами:

конвективным теплообменом (теплоотдачей) между внешней нагреваемой средой и наружной поверхностью труб или ребер;

теплопроводностью через стенки труб к их внутренней поверхности или от корневых участков внешних ребер к поверхностям внутренних ребер;

конвективным теплообменом от внутренних поверхностей труб или ребер к рабочему телу двигателя.

В большинстве двигателей рабочее тело находится под давлением и имеет относительно большую плотность и высокие скорости перемещения. Для таких условий процесс внутреннего теплообмена достаточно хорошо разработан. Обычные конструкционные материалы

обладают высокими коэффициентами теплопроводности, поэтому при заданном тепловом потоке через стенки трубы или цилиндра отмечается лишь небольшой градиент температур. Для системы нагрева двигателя с обычным способом сжигания топлива при атмосферном давлении коэффициент теплопередачи определяется внешним конвективным теплообменом.

Продукты сгорания топлива имеют относительно небольшую плотность и незначительные скорости, что определяет для заданного теплового потока большую разность температур между нагревающим газом и наружной поверхностью труб или ребер.

Конструктивной особенностью многих двигателей Стирлинга является продольное расположение камер сгорания относительно оси цилиндра, что обуславливает равномерный радиальный нагрев труб или ребер нагревателя. Однако абсолютно равномерного распределения температур получить трудно, поэтому возможны искажения температурного поля. Для предотвращения появления «горячих пятен» и предохранения конструкции от прогара средняя рабочая температура материала головки цилиндра должна быть *ниже* допустимой температуры применяемого конструкционного материала приблизительно на 100°C . Однако уменьшение средней температуры нагрева влечет за собой снижение эффективной мощности и эффективного КПД двигателя.

Оребренные нагреватели применяются в двигателях с кольцевым регенератором. Как правило, это относится к небольшим двигателям мощностью менее 1 кВт, где необходимы простота и компактность конструкции.

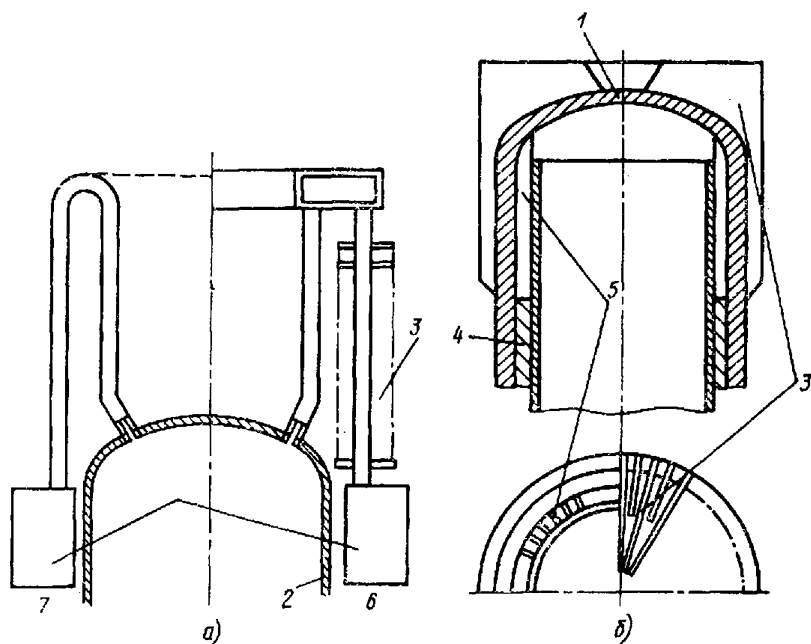


Рис. 5.6. Типичные схемы нагревателей двигателей Стирлинга:

а и б — нагреватели соответственно трубчатый и цельевого типа с ребрами; 1 — головка двигателя; 2 — цилиндр; 3 — внешние ребра; 4 — регенератор; 5 — внутренние ребра; 6 и 7 — нагреватели соответственно с изогнутыми трубами и коллектором

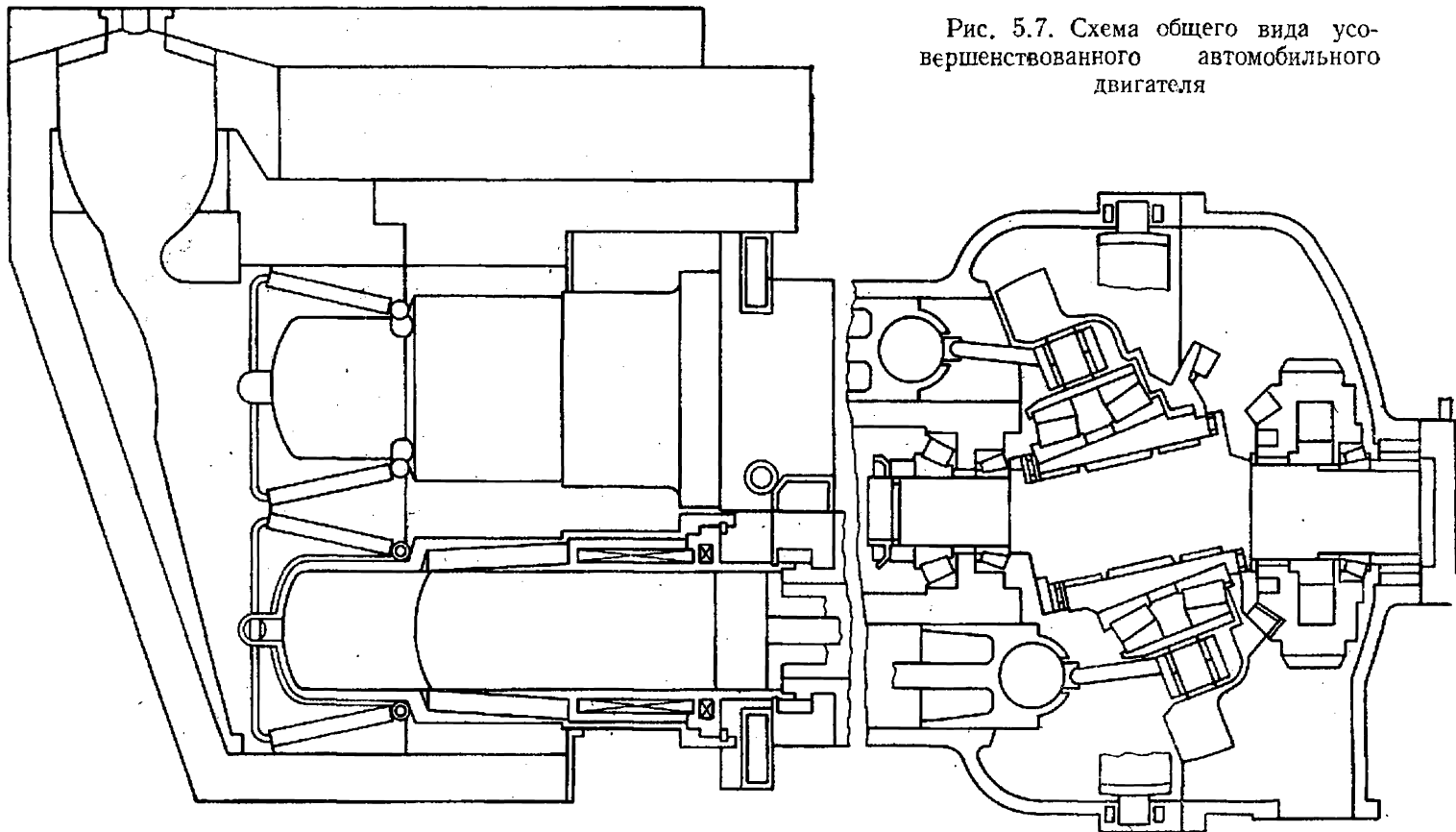


Рис. 5.7. Схема общего вида усовершенствованного автомобильного двигателя

Для больших двигателей используются трубчатые нагреватели, некоторые из вариантов которых, разработанные фирмой «Филипс» и фирмами, работающими по ее лицензиям, приведены в гл. 9—13.

Конструкция трубчатого нагревателя представляет собой двойной ряд сильно изогнутых труб; это создает определенные трудности в изготовлении и вызывает необходимость применения сложной технологии их пайки к головке цилиндра (рис. 5.6). Для труб нагревателя используются коррозионно-стойкие стали с высоким содержанием никеля; для изготовления головок цилиндров применяют обычную коррозионно-стойкую сталь. Пайка труб осуществляется или погружением, или в вакуумных печах. Трубчатые нагреватели обычно применяют в конструкциях двигателей с разделенным на отдельные части регенератором, в каждую из которых входит от трех до шести труб нагревателя. Это делает конструкцию гибкой, что позволяет трубам нагревателя относительно свободно перемещаться как в начальный момент нагрева двигателя, так и в конце его работы (при охлаждении). Трещины, как следствие термического перенапряжения, были общей особенностью первых конструкций трубчатых нагревателей.

В настоящее время конструкция нагревателя с обычными сильно изогнутыми трубами заменена более совершенной конструкцией с кольцевым коллектором в верхней его части, что облегчает изготовление и дает возможность использовать различные размеры труб для внутреннего и внешнего рядов нагревателя. Нередко встречаются конструкции нагревателей с оребренным внешним рядом труб. Такое решение позволяет улучшить условия теплопередачи, так как температура продуктов сгорания снижается при прохождении через первый внутренний ряд труб.

Наличие различных температур у внутренних и внешних труб совместно с высоким давлением в них рабочего тела заранее накладывает строгие ограничения на применение в нагревателях тонкостенных труб. (гл. 12 [390]).

Новое направление разработок фирмы «Филипс» в части трубчатых нагревателей связано с проектированием различных конструкций коллекторов для верхних и нижних труб нагревателя (рис. 5.7). Будучи соединенными с керамическими вставками, выполняющими роль тепловых изоляторов на нагретой зоне цилиндра, они дают возможность применить водяное охлаждение для расширительных полостей цилиндров, изготавливаемых из относительно недорогих марок сталей. На это интересное направление возлагают большие надежды, так как оно связано со значительным снижением стоимости двигателей Стирлинга. Полученное снижение стоимости двигателей позволит обеспечить широкую перспективу их применения [229].

Непрямой способ нагрева

Изложенное выше имеет отношение к прямому способу нагрева, при котором теплота от химического, солнечного или радиоизотопного источников энергии непосредственно передается рабочему телу через трубы или ребристые поверхности нагревателя.

Важные преимущества имеет и непрямой способ нагрева рабочего тела двигателя, осуществляемый с помощью дополнительного жидкометаллического теплообменного контура, теплоносителем в котором обычно является эвтектический сплав NaK или Na. Эти преимущества заключаются в том, что такая система нагрева позволяет обеспечить высокие коэффициенты теплоотдачи от жидкометаллического теплоносителя к *внешним* поверхностям труб нагревателя, сравниваемых с коэффициентами теплоотдачи для их внутренних поверхностей. В результате значительно уменьшается длина труб нагревателя, что приводит к снижению мертвого объема двигателя.

Кроме того, в этом случае достигается равномерное распределение температуры нагрева труб и ребер нагревателя — на них отсутствуют горячие пятна, что позволяет повысить среднюю температуру этих поверхностей, максимально приблизив ее к допускаемому пределу.

Использование в промежуточном контуре нагрева тепловых труб с Na или с эвтектикой (NaK) позволяет отделить источники тепловой энергии от двигателя. Это особенно перспективно для двигателей, работающих от солнечной энергии, или двигателей, использующих теплоту сжигания городских, сельскохозяйственных или промышленных отходов. Непрямой способ нагрева хорошо сочетается с применением тепловых аккумуляторов в двигателях Стирлинга, предназначенных для наземного транспорта и подводных энергетических установок.

Некоторые вопросы и возможности практического использования непрямых способов нагрева в двигателях Стирлинга, разработанных фирмами «Филипс» и «Дженерал Моторс», кратко рассмотрены в гл. 10 и 11.

Холодильники

Для двигателей Стирлинга могут быть использованы аналогичные, как и для ДВС, системы с воздушным или водяным охлаждением. Однако, как отмечалось ранее, из-за меньших тепловых потерь с отработавшими газами тепловая нагрузка на систему охлаждения двигателей Стирлинга в 2 раза больше, чем у ДВС той же мощности. Кроме того, с повышением температуры охлаждения у двигателей Стирлинга значительно снижается эффективный КПД и ухудшаются механические свойства полимерных материалов, используемые обычно для уплотнений. Поэтому желательно, чтобы температура охлаждения была по возможности минимальной.

Указанные выше причины практически исключают применение воздушной системы охлаждения в двигателях Стирлинга, за исключением отдельных случаев применения в небольших моделях двигателей и двигателей, работающих по открытому циклу; последние имеют малую мощность и низкую частоту вращения и предназначены для длительной без обслуживающего персонала работы.

Поэтому для двигателей со средней и высокой удельной мощностью охлаждение должно осуществляться не непосредственно воздухом,

а через промежуточный жидкостной охлаждающий контур, передающий теплоту от двигателя через радиатор воздуху. Обычно нет причин использовать взамен воды какую-либо иную жидкость; исключения возможны лишь для регионов с суровым климатом, где обычно применяется смесь воды и этилового спирта.

Вода обладает прекрасными теплофизическими свойствами, и ее использование позволяет получать достаточно высокие коэффициенты теплоотдачи при умеренной разности температур стенки и жидкости. Поэтому процесс теплоотдачи между рабочей жидкостью и стенками труб или ребрами холодильника ограничивается лишь одним внутренним конвективным теплообменом. Разработке оптимальной конструкции холодильника должно быть уделено такое же повышенное внимание, как и разработке конструкции нагревателя, несмотря на то, что для последнего иногда необходимы специальные материалы, работающие в условиях, близких к допустимым для конструкционных материалов пределам. Иллюстрацией описанному может служить работа Китзнера [187], в которой приведены результаты о совместно разработанной фирмами «Филипс» и «Форд» конструкции четырехцилиндрового двигателя с приводом от косой шайбы типа 4-98. Отмечено, что для нагревателя достаточно всего 72 трубки, в то время как для холодильника необходимо иметь 2440 трубок диаметром 0,9 мм. В действительности конструкция нагревателя значительно отличается от конструкции холодильника, работающего в условиях, близких к атмосферным, что позволяет использовать в конструкции холодильника более дешевые материалы (алюминиевые сплавы).

Регенераторы

Идеальный регенератор. При предыдущем рассмотрении циклов Стирлинга и Шмидта предполагалась идеальная регенерация теплоты, которая может быть достигнута в случае, когда одна из двух температур рабочего тела или на входе в насадку регенератора (температура T_E в конце процесса расширения), или на выходе из нее (температура T_C в конце процесса сжатия) остается постоянной. Такой случай возможен при бесконечно медленном протекании процессов либо, когда коэффициент теплоотдачи или поверхность теплообмена бесконечно большие величины, а также в тех случаях, когда теплоемкости рабочего тела и насадки соответственно равны нулю и бесконечно большой величине.

И в цикле Стирлинга, и в цикле Шмидта мгновенные значения давления в насадке одни и те же, так как идеальный регенератор не имеет гидравлического сопротивления. Кроме того, для цикла Стирлинга свободный объем считается равным нулю, а для цикла Шмидта — независимо выбранным параметром, составляющим часть общего свободного объема системы.

Характер температурного поля в насадке регенератора для обоих циклов не имеет существенного значения и обычно описывается линейной функцией по длине насадки. Для цикла Шмидта это об-

стоятельство является важным, так как эффективная температура T_D мертвого объема всегда рассчитывается как среднеарифметическое постоянных температур T_E и T_C .

Реальный регенератор. Условия работы регенератора в реальном двигателе значительно отличаются от тех предполагаемых условий, которые рассматривались выше для идеального случая. Температура рабочего тела на входе в насадку не постоянна, а периодически изменяется, так как процессы сжатия и расширения не изотермические. Температура на выходе из насадки регенератора также меняется, что обусловлено не только ее периодическим изменением на входе, но и ограниченными значениями коэффициентов теплоотдачи и поверхности теплообмена насадки, приводящих к конечным скоростям теплоотдачи. Другие параметры потока рабочего тела на входе в насадку (или на выходе из нее) не постоянны, а непрерывно меняются: давление, плотность и скорость изменяются в широких пределах, а изменение температуры происходит в более ограниченном диапазоне.

Теоретические работы по регенераторам. Наиболее исчерпывающий материал по тепловым регенераторам приводится в работе Джекоба (1957 г.), содержащей переработанные классические работы Хаузена, Нуссельта, Шумана и Анзелиуса. Илифф (1948 г.) в одной из своих работ сделал обзор и продолжил работы Хаузена и его коллег. Коппадж и Лондон (1953 г.) собрали и обобщили различные материалы, имеющиеся в литературе, а Кейс и Лондон (1958 г.) заложили рациональную основу для расчета регенераторов, установив соотношения между различными формами компактных теплообменников. Полезные вклады были сделаны также Джонсоном и Типлером (1948 г.). Однако ни одна из работ этих авторов не имела непосредственного отношения к работе регенераторов применительно к машинам Стирлинга; содержащийся в них достаточно большой основополагающий или специфический материал относился к газовым турбинам.

Рабочие условия. Работа регенератора может рассматриваться при различных условиях, однако наибольший интерес представляет установившийся циклический режим его работы. Этот режим характеризуется тем, что в результате повторяющегося нагрева и охлаждения в течение постоянного времени цикла, состоящего из двух периодов (нагрева и охлаждения), температура в любой точке рабочего тела (или насадки) приобретает прежнее значение (т. е. такое же, какое было в такой же момент предыдущего цикла).

На рис. 5.8 представлен тепловой регенератор с противотоком. Предполагается, что в циклическом режиме регенератор работает следующим образом. Рабочее тело, нагретое до постоянной температуры A , поступает в регенератор. Проходя через насадку, оно отдает ей часть теплоты и, охлаждаясь до температуры B , выходит из регенератора. Температура B переменная; она постоянно возрастает, асимптотически приближаясь к температуре A . В определенный момент подача рабочего тела прекращается, и в регенератор поступает холодное рабочее тело с постоянной температурой C . Оно

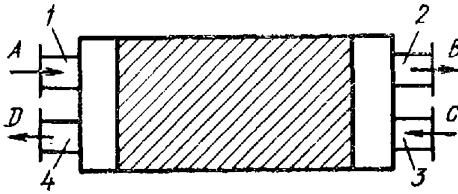


Рис. 5.8. Телловой регенератор с противотоком:

1 — первичный нагревательный поток рабочего тела A поступает в насадку при постоянной температуре на входе (период нагрева или период горячего дутья); 2 — первичный поток рабочего тела A выходит из насадки с переменной температурой всегда меньшей, чем во впускном клапане; эта переменная температура все время возрастает, асимптотически приближаясь к температуре рабочего тела во впускном клапане; 3 — поступление первичного потока рабочего тела прекращается; вторичный поток холодного рабочего тела C с постоянной температурой на входе поступает в насадку (период охлаждения или период холодного дутья); 4 — вторичный поток рабочего тела C выходит из насадки с переменной температурой всегда большей, чем во впускном (холодном) клапане (температура все время уменьшается, асимптотически приближаясь к температуре вторичного потока рабочего тела во впускном клапане)

проходит через насадку, нагревается за счет аккумулированной ранее теплоты до температуры D и выходит из регенератора. Температура D переменная; она все время уменьшается, асимптотически приближаясь к температуре C . С прекращением подачи холодного рабочего тела рабочий цикл регенератора завершается.

Характерные зависимости изменения температуры рабочего тела и насадки от времени приведены на рис. 5.9. Диапазон от a до b — период нагрева (период горячего дутья), в начале которого температура рабочего тела повышается от A до B и, начиная с B , увеличивается, асимптотически приближаясь к постоянной входной температуре горячего потока. В период нагрева, вследствие передачи теплоты от рабочего тела к насадке, температура насадки повышается от X до Y . В точке b поток рабочего тела сменяется на холодный; диапазон от b до $в$ — период охлаждения (период холодного дутья). Вследствие изменения направления потока температура рабочего тела уменьшается от C до D и, начиная с точки D , уменьшается, асимптотически приближаясь к постоянной входной температуре холодного потока. В период охлаждения вследствие передачи теплоты от насадки к рабочему телу температура насадки снижается от Y до X . Изменение температур рабочего тела и насадки по длине регенератора в момент изменения направления потока приведены на рис. 5.10. Верхние кривые характеризуют температуру рабочего тела и насадки в конце подачи (дутья) нагретого рабочего тела и в начале холодного; нижние кривые — температурные условия в конце подачи холодного рабочего тела и в начале горячего. В любой точке по длине насадки температуры могут колебаться в диапазоне между штриховыми и сплошными кривыми в соответствии с определенными зависимостями.

Цикл регенератора состоит из четырех периодов. При рассмотрении потока нагретого рабочего тела время, за которое вся масса рабочего тела проходит какую-либо точку регенератора, принято считать периодом дутья; период реверса — время между двумя последовательными поступлениями в насадку регенератора рабочего

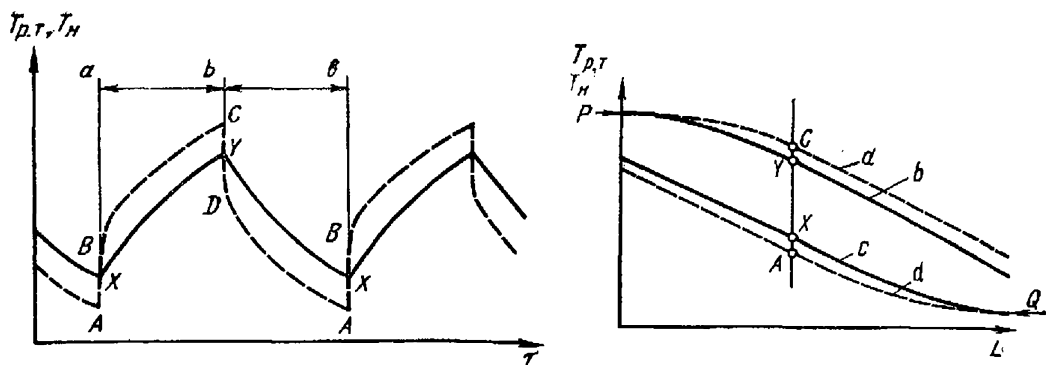


Рис. 5.9. Зависимости температур $T_{\text{от}}$ от времени τ :
 - - - - - рабочего тела; — — — — насадки

Рис. 5.10. Зависимость температуры рабочего тела $T_{\text{рт}}$ и температуры насадки $T_{\text{н}}$ по длине регенератора при циклическом режиме работы для момента изменения направления горячего потока рабочего тела на холодный с соответствующими температурами на входе в регенератор, равными P и Q :

a — в конце горячего дутья; b — в конце горячего и в начале холодного дутья; c и d — в конце холодного дутья; - - - - - рабочее тело; — — — — насадка. Точки A, C, X, Y соответствуют условиям, характеризующимся сечениями $A-B$ и $C-D$ (см. рис 5.9)

тела. Аналогичные периоды дутья и реверса наблюдаются и для течения холодного рабочего тела. Как указал Илифф (1948 г.), в работающих регенераторах периоды дутья и реверса совпадают, так как последняя вводимая порция рабочего тела вытесняется другим рабочим телом через отверстие, служащее для её входа. Если представить себе идеальный регенератор, то период дутья в нем всегда меньше, чем период реверса, на время, которое необходимо затратить частице газа для прохождения от одного конца регенератора до другого. Поэтому, если этим обстоятельством пренебречь, можно предположить, что *время прохождения частицы через регенератор мало по сравнению с полным периодом дутья.*

Для упрощения анализа работы регенератора приняты следующие допущения.

1. Теплопроводность насадки должна быть постоянной. Нуссельт рассматривал следующие случаи:

а) теплопроводность насадки бесконечно велика; это означает, что в насадке нет перепада температур; в этом случае расчеты Нуссельта указывают на неудовлетворительные характеристики регенераторов;

б) теплопроводность насадки бесконечно велика в направлении, параллельном потоку рабочего тела, и конечна в направлении, перпендикулярном потоку. На практике это может быть достигнуто, когда регенератор имеет очень малую длину, а насадка — толстые стенки;

в) теплопроводность насадки в направлении, параллельном потоку, равна нулю, а в направлении, перпендикулярном потоку, бесконечно велика;

г) теплопроводность насадки в направлении, параллельном потоку, равна нулю, а в направлении, перпендикулярном потоку, имеет конечные значения.

Случаи «в» и «г» в наибольшей степени соответствуют реальному регенератору, однако, к сожалению, их анализ весьма сложен. Шульц, Типлер и Ханеманн (1948 г.) рассмотрели влияние продольной теплопроводности по стенкам каналов регенератора и показали, что в различных случаях это влияние дает незначительный эффект. Саундерс и Смоленик (1948 г.) установили, что для многослойных насадок типа сеток или для огнеупорных насадок влияние теплопроводности незначительно.

2. Удельные теплоемкости рабочих тел и насадки не зависят от температуры.

3. Рабочие тела перемещаются во взаимно противоположных направлениях; при этом считается, что в поперечном сечении их температуры на входе постоянны и не зависят от времени.

4. Коэффициенты теплоотдачи и скорости рабочих тел постоянны, не зависят от времени и координат, хотя и могут быть различными для каждого рабочего тела.

5. Массовый расход каждого рабочего тела в течение периода дутья постоянный (хотя они и могут различаться между собой), а периоды дутья могут быть различными.

Имеется небольшое число теоретических работ, в которых рассматривается регенеративный процесс при условиях, отличных от предположений, описанных в пп. 2—4. Большинство имеющихся данных относится к режимам с постоянными перепадами дутья и равными потоками массы. И тем не менее Джонсон, Саундерс и Смоленик исследовали этот случай. Кроме того, Саундерсом и Смолеником для частного случая было также рассмотрено и влияние переменной удельной теплоемкости рабочего тела и насадки. Они пришли к выводу, что предположения, сделанные в п. 2, приводят к ошибке менее чем в 1 %.

Другой интересный (но нереальный) случай, рассматривавшийся Нуссельтом, относился к регенератору с бесконечно малым периодом реверса, т. е. с бесконечно большой частотой изменений направлений рабочих тел. Теория этого случая достаточно проста и соответствует «рекуператору» или обычному противоточному теплообменнику с непрерывным движением двух рабочих тел, разделенных металлическими стенками.

Рассмотрение результатов. Результаты расчетов регенераторов, удовлетворяющих изложенным выше условиям, могут быть представлены различными зависимостями. Представляет интерес ряд кривых, полученных Хаузенем, приведенных на рис. 5.11. Их можно дополнить аналогичными кривыми, рассчитанными Джонсоном, Саундерсом и Смолеником. Эти кривые показывают, что эффективность регенератора зависит от двух безразмерных параметров, называемых (по Хаузену) приведенной длиной Λ и приведенным периодом Π . Приведенная длина (в направлении потока)

$$\Lambda = hAL'/VC_p,$$

где h — коэффициент теплоотдачи между рабочим телом и насадкой на единицу поверхности; A — поверхность насадки на единицу

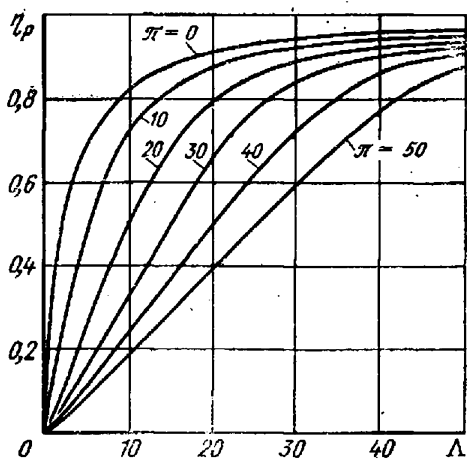


Рис. 5.11. Зависимость КПД η_p регенератора от приведенной длины Λ и приведенного периода Π (по Хаузену)

длины; L' — длина насадки; V — объемная скорость потока рабочего тела; C_p — удельная теплоемкость рабочего тела при постоянном давлении.

Приведенный период

$$\Pi = hAZ/(MC),$$

где Z — время дутья; M — масса насадки; C — удельная теплоемкость насадки.

Обычно

$$\frac{\pi}{\Lambda} = U = VC_p Z/(MCL').$$

Такое отношение представляет собой отношение количества теплоты, воспринятой рабочим телом при дутье, к количеству теплоты, накопленной насадкой; его называют фактором использования.

На практике регенераторы могут иметь различные приведенные периоды и приведенные длины для горячего и холодного дутья. Поэтому следует рассматривать четыре значения этих параметров. В таких случаях Саундерс и Смоленин рекомендует использовать средние значения величин, полагая (на основании расчетов, выполненных Джонсоном), что ошибка будет мала. Это весьма вероятно, так как даже в случае, когда в действительности периоды дутья не равны, приведенные периоды близки, поскольку уменьшение реального времени дутья Z обычно связано с увеличением объемной скорости потока рабочего тела V .

Использование двух приведенных безразмерных параметров и кривых эффективности регенератора ограничено точностью определения исходных данных теплообменника, которые обычно устанавливаются экспериментально при использовании однодутьевой методики эксперимента, впервые описанной Фернасом (1932 г.), а позднее Саундерсом и Фордом, Джонсоном, Саундерсом и Смолеником, Коппаджем, Рэпли, Васишта и Ваном. По этой методике насадку помещают в поток горячего газа, подводимого при постоянной входной температуре, и фиксируют изменение температуры на выходе в зависимости от времени. Теория однодутьевого режима была впервые предложена Шуманом и может быть использована для получения на основе измеренных данных коэффициента теплоотдачи для конкретной насадки. При этом возникают определенные сомнения, могут ли эти данные относиться к регенераторам, работающим в циклическом режиме. Приведенная выше методика позволяет получать приемлемые значения данных по теплоотдаче; однако

из-за отличия реальных условий работы регенератора от теоретических их сравнение представляется затруднительным.

Применение теории к регенерации в машинах Стирлинга. Изложенная выше теория работы регенератора вначале была разработана для ожижительных и газоразделительных установок, а также для воздухоподогревателей различных установок. Эти установки громоздки, в них обычно используются два регенератора: один для нагрева, другой для охлаждения потока газа. Периоды нагрева и охлаждения (времена дутья) составляют от десяти до нескольких часов.

Позднее эта теория была переработана и распространена на регенеративные теплообменники газовых турбин. В этом случае периоды нагрева и охлаждения значительно меньше. Так, Коппидж и Лондон упоминают, что время реверса, составляющее $1/4$ с (два полных цикла в секунду), почти соответствует максимально допустимой частоте, не связанной с чрезмерными потерями на выходе, и допущение о неперемешивающихся потоках справедливо лишь в случае, когда длина пути, проходимого потоком, невелика; теория при этом хорошо описывает процесс для большинства типов поверхностей насадок. Большинство регенераторов в газотурбинных двигателях имеет относительно большую лобовую поверхность и небольшую длину потока, так что, несмотря на то, что период дутья невелик, время пребывания частицы в насадке также очень мало.

По-видимому, изложенная выше теория применима в разумных пределах к регенераторам, используемым в газотурбинных двигателях и подогревателях воздуха, но непригодна для регенераторов двигателей Стирлинга. Эта теория основана на таких предположениях, которые неприменимы к работе двигателя Стирлинга, в основном так как время прохождения частицей насадки регенератора мало по сравнению с полным периодом дутья. В двигателях Стирлинга периоды дутья чрезвычайно малы. Например, при относительно небольшой частоте вращения 1200 об/мин (20 циклов в секунду) время дутья в 10 раз меньше, чем минимально допустимое время в газовой турбине. Ранее отмечалось (см. рис. 5.4), что периоды дутья столь малы, что ни одна частица не проходит через насадку. Из рис. 5.5 следует, что реальное общее время прохождения потока через насадку составляет примерно половину времени полного цикла; оставшееся же время расходуется или на заполнение, или на опустошение мертвого объема. Процесс теплоотдачи в этом случае представляется весьма сложным, так как он связан с повторяющейся от цикла к циклу контактной связью между насадкой и рабочим телом подобно передаче ведра из рук в руки при тушении пожара. Другие существенные допущения теории состоят в том, что параметры на входе (температура, массовый расход и скорость движения рабочего тела) считаются постоянными во времени. Очевидно, для *любого* регенератора системы с циклом Стирлинга эти допущения невыполнимы. Из рис. 5.4 видно постоянное изменение условий на входе в регенератор, а на рис. 5.5 приведено предельное изменение проходящего через нее массового расхода потока.

Максимальный расход потока через насадку составляет примерно лишь половину максимального расхода потока, поступающего в полость расширения и выходящего из нее.

Попытки исследовать регенераторы в двигателях Стирлинга с помощью рекомендуемых методов вызвали необходимость введения усредненных условий потока. При определении этих усредненных значений получается настолько грубое приближение, что окончательные результаты представляются весьма сомнительными. На этом этапе исследования не представляется возможным дать рекомендации по применению какой-либо теории для описания работы регенератора.

Несмотря на то, что в настоящее время положение является неудовлетворительным, есть основания надеяться на его улучшение. В 1968—1969 гг. Квейл и Смит с сотрудниками в Массачусетском технологическом институте получили многообещающие результаты [270 и 271]. Они рассматривали приближенное решение для тепловых характеристик регенератора с циклом Стирлинга, содержащее неизвестные параметры давления (и массового расхода), которые, возможно, изменяются по синусоидальному закону с разностью фаз при максимальных значениях. Было получено полное решение для разности энтальпий потока с помощью описания температурного поля регенератора посредством квадратного полинома. Эта теория остается в значительной степени идеализированной, так как в ней делается предположение о постоянстве во времени температуры газа и насадки в данной точке, а также об отсутствии пристеночных эффектов (трения о стенку). Тем не менее в настоящее время, по-видимому, не существует теории, которая была бы достаточно хорошо развита для непосредственного описания работы регенератора. Кёллер с сотрудниками фирмы «Филипс» в Эйндховене проделал большую работу по исследованию регенераторов в машинах Стирлинга, но, к сожалению, опубликована только небольшая ее часть. Следует отметить, что доктор Кёллер прочитал курс лекций по регенераторам в Высшей технической школе в Делфте в 1969 г., но они не были опубликованы в печати.

Узловые методы [297] Уриели, Финкельштейна и Тью являются попытками смоделировать с наибольшей степенью точности работу всех составных частей двигателя Стирлинга, включая и регенератор. Это достигается условным делением двигателя на ряд элементов с дальнейшим последовательным проведением для каждой узловой точки точного термодинамического анализа.

Узловые методы анализа вызывают необходимость применения высокоскоростных ЭВМ и непригодны для расчета обычными способами. Однако использование обобщенных графиков, составленных по экспериментальным данным, позволяет значительно сократить время расчета оптимальных параметров регенератора и приблизить его ко времени, затраченному при узловом методе анализа.

Экспериментальные данные. Опубликованных сообщений о влиянии несовершенной регенерации на характеристики машин, работающих по циклу Стирлинга, или об экспериментальных исследова-

ниях регенераторов, проведенных при условиях, близких к их работе в реальных машинах, по-видимому, очень мало.

В 1951 г. Дэвис и Сингхэм провели серию экспериментов с небольшим тепловым регенератором, состоящим из латунных и медных проволочных сеток, который был помещен в знакопеременный пульсирующий с частотой 5 Гц поток с постоянным объемом воздуха (при атмосферном давлении). Воздух нагревали с одной стороны регенератора и охлаждали с другой. С обеих сторон насадки осуществляли непрерывную запись температуры воздуха. На основании этих экспериментов были сделаны следующие выводы:

1) для сетчатой насадки КПД регенератора повышается с увеличением массы насадки; однако такой рост КПД связан с постепенным уменьшением расхода;

2) для заданной массы насадки КПД регенератора возрастает с уменьшением диаметра проволоки в сетчатой насадке.

Исследования, проведенные с медными и латунными сетками равной массы, дали примерно одинаковые значения КПД регенератора. Таким образом, несмотря на то, что теплопроводность меди втрое больше, чем латуни, это, по-видимому, не оказывает заметного влияния на КПД. На основании этого пришли к выводу, что при использовании указанных тонких проволок падение теплопроводности весьма незначительно. В этих экспериментах КПД регенератора определяли по исследованию непрерывных записей температуры рабочего тела, производимых на каждом из концов насадки регенератора.

Эксперименты Уокера в 1961 г. [343] на криогенной газовой машине фирмы «Филипс» при работе с рядом различных регенераторов подтвердили второй вывод, полученный Дэвисом и Сингхэмом, а именно, что уменьшение диаметра проволоки приводит к увеличению КПД регенератора. В качестве определяющей характеристики машины, работающей при постоянной частоте вращения и среднем давлении рабочего тела, была взята холодопроизводительность по жидкому воздуху. Уменьшение диаметра проволоки при почти постоянной массе и пористости насадки обуславливает увеличение поверхности теплообмена.

Работа, проведенная Мурреем, Мартином, Бейли и Репли в 1961 г., в некоторой степени проливает свет на характеристики регенераторов при синусоидальном законе изменения параметров потока. Установлено, что частота вращения незначительно влияет на процесс теплоотдачи, в то время как форма волны параметров потока имеет существенное значение. В пульсирующем потоке КПД исследуемой сеточной насадки заметно ниже, чем при установившемся режиме потока. Отмечено, что при неустановившемся режиме потока применение пламеуловителя приводит к увеличению коэффициента теплоотдачи.

Практические рекомендации по конструкции регенераторов. При отсутствии достаточно хорошо разработанной теории ниже приведены лишь некоторые полезные советы по конструированию регенераторов. Их ни в коей мере нельзя принимать за основные правила.

Конструктор регенератора должен попытаться решить проблему нескольких противоречащих один другому требований. Так, например, необходимо уменьшить отклонения температуры насадки от ее номинального значения; таким образом, повышается общий КПД регенератора. Отношение теплоемкости насадки к теплоемкости газа $M_n C_{pn} / M_r C_{pr}$ должно быть максимальным; это может быть достигнуто при применении *большой плотной насадки*.

С другой стороны, должны быть ограничены потери, связанные с трением. Выше было показано, что влияние падения давления в поперечном сечении насадки должно приводить к уменьшению диапазона отклонений давления от среднего значения в полости расширения, что ухудшает p , V -диаграмму этой полости. Это уменьшает полезную работу и эффективность двигателя, а в криогенной газовой машине приводит к снижению количества отводимой теплоты и уменьшению коэффициента холодопроизводительности. При использовании *небольшой очень пористой насадки* потери на трение минимальны.

Третий и наиболее важный аспект касается мертвого объема; его значение влияет на отношение максимального объема рабочей полости к минимальному, а это, в свою очередь, — непосредственно на отношение экстремальных значений давления. Для получения максимальной удельной мощности оба эти отношения должны быть как можно большими, поэтому мертвый объем должен быть по возможности минимальным. Достигается это путем использования *небольших плотных насадок*.

Для улучшения процессов теплообмена и установления минимальной разности температур между насадкой и рабочим телом необходимо обеспечить максимальную поверхность теплообмена между насадкой и рабочим телом. Следовательно, насадка должна быть *многослойной* (желательно, чтобы ее теплопроводность была максимальной в направлении, перпендикулярном потоку, и минимальной в направлении потока).

Следует отметить, что регенератор действует как эффективный фильтр, поэтому любые частицы масла задерживаются в его узких каналах. В криогенной газовой машине любые примеси в рабочем теле, которые конденсируются в низкотемпературной зоне полости расширения, оседают в регенераторе. Накопление осадка приводит к увеличению потерь на трение, что уменьшает диапазон изменения давления в полости расширения; в результате работа криогенной газовой машины постепенно ухудшается. В двигателе любое накопление частиц масла в регенераторе снижает скорость рабочего тела и увеличивает потери давления. Вследствие этого температура в полости расширения увеличивается, и ее возрастание может быть прогрессирующим, так как для возмещения потерь мощности повышается расход подводимого топлива. Возрастание температуры приводит к коксованию масла и, как следствие, к закупориванию прохода для рабочего тела. Рост температуры продолжается до тех пор, пока двигатель не выйдет из строя. Принимая во внимание это обстоятельство, для обеспечения прохождения потока

рабочего тела регенератор должен иметь минимальное сопротивление.

Таким образом, для обеспечения различных параметров могут быть рекомендованы следующие характеристики насадки регенератора:

для максимальной теплоемкости — большая плотная насадка;
для минимальных потерь в потоке — небольшая высокопористая насадка;

для минимального мертвого объема — небольшая плотная насадка;

для максимального теплообмена — многослойная насадка;
для минимального загрязнения — насадка без перегородок.

Очевидно, что выполнить все эти противоречащие одно другому требования невозможно. При современном уровне понимания процесса теплообмена в регенераторе не представляется возможным отдать предпочтение какому-либо виду насадки.

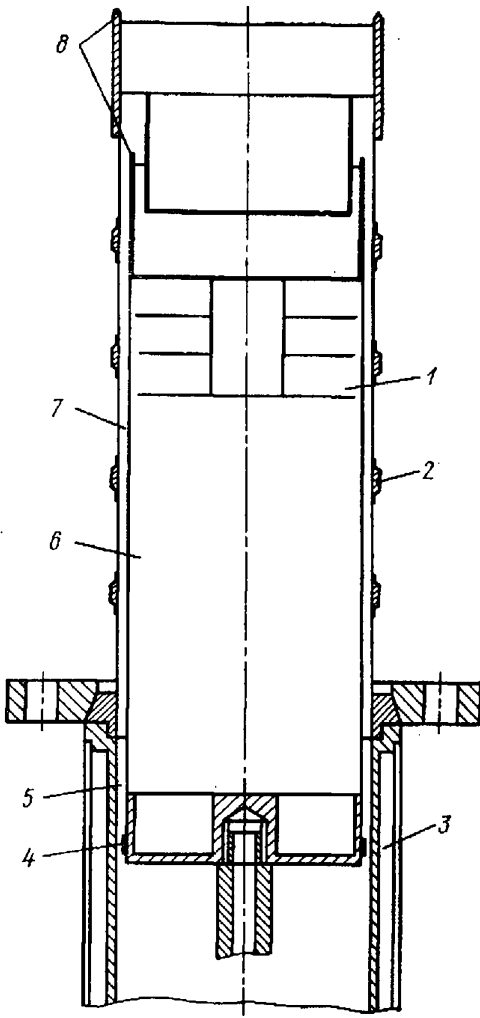
Двигатели. В большинстве конструкций двигателей главное внимание уделяют конструкции регенератора и второстепенное — конструкциям нагревателя и холодильника. Поэтому процессы теплопередачи при подводе и отводе теплоты осуществляются неудовлетворительно. Это обуславливает дальнейший интерес к конструкции регенератора: осуществляются многочисленные экспериментальные попытки, направленные на отработку различных конструкций регенераторов. Однако порой эти попытки не оказывают влияния на работу двигателя. Особенно это относится к случаю, когда эксперименты проводят с целью уменьшения размеров регенератора: размеры уменьшают до такой степени, что двигатель по существу работает без него. Известно, что в небольших двигателях с низким давлением рабочего тела отсутствие регенератора почти всегда приводит к улучшению их характеристик. Это обусловлено тем, что преимущества, связанные с уменьшением мертвого объема и в меньшей степени с уменьшением потерь, обусловленных теплопроводностью корпуса регенератора, и потерь на трение, превышают потери, связанные с теплоемкостью и поверхностью теплообмена насадки регенератора.

Для очень небольших низкочастотных машин (например, для двигателей с диаметром цилиндра 5 см, давлением менее 0,5—0,6 МПа и частотой вращения менее 1000 об/мин) конструкция с внешним регенератором (по крайней мере, для первого варианта) нецелесообразна; оптимальное решение в этом случае состоит, по-видимому, в использовании внутреннего кольцевого регенератора, расположенного вокруг вытеснителя.

Один из вариантов вытеснительной системы с регенеративным кольцевым каналом, успешно использованный профессором Билом, а также автором данной книги, приведен на рис. 5.12. Вытеснитель в виде тонкостенной трубки, изготовленной из коррозионно-стойкой стали с низкой теплопроводностью, закрыт с нагреваемого торца перевернутой цилиндрической крышечкой, изготовленной из сплошного бруска. Таким образом обеспечивается плотное прилегание

Рис. 5.12. Схема кольцеобразного регенератора:

1 — теплозащитный экран; 2 — кольцо жесткости; 3 — рубашка охлаждения; 4 — направляющее кольцо из материала «Рулон»; 5 — эпоксидная смола; 6 — тонкие стенки (для уменьшения потерь теплоты за счет теплопроводности); 7 — регенеративный кольцевой зазор, равный 0,38—0,76 мм; 8 — сварные швы



крышки к трубе. После сборки место соединения может быть заварено, а шов зачищен и отшлифован. С внутренней стороны вытеснителя, как это видно из рисунка, может быть предусмотрен ряд теплозащитных экранов. Нижний конец вытеснителя также закрыт плотно прилегающей пластиной. Так как эта часть вытеснителя работает в холодной зоне, пластина может быть изготовлена из легкого сплава или из коррозионно-стойкой стали. Для обеспечения необходимого уплотнения пластины с нижним концом вытеснителя их соединяют эпоксидным клеем. Хорошие результаты получены для вытеснителя с длиной, равной трем его диаметрам. Цилиндр также изготовлен из низкотеплопроводной коррозионно-стойкой стали. Вытеснитель имеет небольшое поперечное сечение, за исключе-

нием периферийных колец жесткости, снимаемых в процессе обработки. Верхняя часть цилиндра закрыта другой перевернутой цилиндрической крышкой, приваренной извне. Нижний конец цилиндра соединен фланцем с охлаждаемой полостью сжатия цилиндра. Длина цилиндра может быть меньше длины вытеснителя, поэтому нижняя охлаждаемая часть вытеснителя работает внутри полости сжатия цилиндра, что позволяет установить на нижнем конце вытеснителя направляющее кольцо, изготовленное из материала на основе фторопласта и работающее в условиях охлаждения.

По кольцевому каналу, образуемому между вытеснителем и цилиндром и связывающему полости расширения и сжатия, проходит рабочее тело. Этот канал выполняет роль регенератора, так как верхний его конец всегда находится в нагреваемой, а нижний — в охлаждаемой частях цилиндра. Устройство имеет достаточно простую конструкцию, оно весьма эффективно в случае, когда вытеснитель и стенки цилиндра выполнены из очень тонкого материала, позволяющего свести к минимуму потери вследствие его теплопроводности. Зазор между цилиндром и вытеснителем с точки зре-

ния теплообмена имеет очень важное значение и должен находиться в пределах 0,38—0,76 мм. Для обеспечения выравнивания процессов теплообмена и протекания рабочего тела очень важно также выдержать постоянный зазор в кольцевом канале по всей длине. Проблема теплообмена в кольцевом канале с осевым температурным градиентом и с движущимся возвратно-поступательно одним из элементов этого канала, по-видимому, не изучалась и может быть рекомендована для проведения исследовательской работы. Пределы возможного применения регенеративного кольцевого канала окончательно не определены, однако эффективность системы, вероятно, будет снижаться по мере того, как будут увеличиваться диаметр цилиндра, давление и частота вращения двигателя. В первую очередь противоречия, возможно, окажут влияние на работу нагревателя; в этом случае положение может быть улучшено увеличением площади поверхности теплообмена путем внутреннего оребрения, однако без значительного увеличения мертвого объема этого достигнуть трудно. В результате возникает необходимость использования весьма сложных нагревателей, вероятно, трубчатого типа; следовательно, можно сделать вывод, что кольцевые насадки регенераторов оправдывают затраченные средства. В этом случае прогрессивным направлением в развитии двигателей будет, вероятно, направление, сходное с направлением, по которому идет фирма «Филипс».

Криогенные газовые машины. Для криогенных газовых машин наличие регенератора имеет более важное значение, чем для двигателей, но проблема материалов в данном случае не так сложна, как для двигателей.

Для выпускаемых криогенных газовых машин фирма «Филипс» использует кольцевой регенератор, устанавливаемый вокруг вытеснителя; такой регенератор состоит из гильзы, изготовленной из пресованной бумаги с низкой теплопроводностью, в которую произвольно укладывается короткая медная проволока диаметром 0,0254 мм. Автором установлено, что ячейки, сплетенные из медной проволоки и проволоки из фосфористой бронзы, являются эффективной насадкой для регенераторов. Насадка может быть изготовлена из проволоки различной толщины и с разной плотностью ячеек. Так как с увеличением плотности ячеек диаметр проволоки уменьшается, затраты на изготовление единицы поверхности насадки значительно возрастают, то создается положение, когда не ясно, какой материал может быть использован для производства машин. Кольцевой регенератор, полученный штамповкой, имеет высокую стоимость. Но проволочные сетки могут легко «спекаться», образуя прочный полужесткий блок. Один из способов его изготовления состоит в том, чтобы сначала пакету проволочных сеток придать такую форму, чтобы он мог выдерживать нагрузку под действием веса. Затем сетки промывают в растворе азотной (или соляной) кислоты и подвергают кратковременному нагреву в печи при пониженном давлении. В процессе дальнейшей очистки в результате спекания пакет сеток принимает вид твердого монолита, легко поддающегося обработке. Важно расположить сетки так, чтобы проволочки в них были

перпендикулярны оси потока, иначе осевая теплопроводность может иметь слишком большое значение. Спекание под действием небольшой нагрузки не приводит к значительному увеличению осевой теплопроводности сеток, так как из-за заметного уменьшения пористости улучшается набивка насадки.

Невозможно дать точные рекомендации по конструированию насадки регенератора. Однако следующие моменты заслуживают серьезного внимания. Используемая проволока должна быть тонкой (0,0254—0,0508 мм), плотно уложенной и спрессованной так, чтобы промежутки между отдельными проволоками были минимальны. Трудно добиться оптимального значения мертвого объема (по крайней мере, он должен составлять половину общего объема регенератора). Как правило, в конструкции регенератора должны соблюдаться такие соотношения, чтобы общая площадь поперечного сечения канала была равна площади поперечного сечения обычного цилиндра с диаметром, равным его длине.

Некоторые данные по теплообмену и гидравлическому сопротивлению проволочных сеток с плотными ячейками. Данные по теплообмену и гидравлическому сопротивлению для пористой среды были приведены Коппаджем и Лондоном в 1956 г. и дополнены в последующие годы. Однако опубликовано весьма мало данных о потоке в плотных проволочных сетках с размерами, представляющими интерес для регенераторов криогенных машин, работающих по обратному циклу Стирлинга. Представленные здесь данные были получены при измерениях, проведенных в университете Калгари Васишта и Ваном, однако других результатов, с которыми можно было бы сравнить эти данные, нет. Для проведения тарировки измерительной аппаратуры Васишта получил некоторые данные по ячейкам из коррозионно-стойкой стали, размеры которых были сопоставимы с ячейками, исследовавшимися Коппаджем; результаты Васишта хорошо совпадали с данными Коппаджа.

Измеренные данные для двух размеров сеток приведены на рис. 5.13 и 5.14. Сетки изготовлены из фосфористой бронзы, имеющей следующий состав: олово 3,5—3,8 %; фосфор 0,3—0,35 %; железо 0,1 %; свинец 0,05 %; цинк 0,3 %; остальное — медь. Плотность материала 8875 кг/м³; коэффициент теплопроводности 81,3 Вт/(м·К); удельная теплоемкость 0,435 кДж/(кг·К).

Данные по теплообмену представлены в виде зависимостей чисел Нуссельта Nu от чисел Рейнольдса Re , определяемых следующим образом:

$$Nu = (4r_h/k) (h/f),$$

$$Re = \rho_f V d / \mu_f = (4r_h / \mu_f \rho) (W_f / A_f),$$

где r_h — расчетный гидравлический радиус сетки; h — коэффициент теплоотдачи; k — коэффициент теплопроводности; ρ_f — плотность рабочего тела; V — объемная скорость потока рабочего тела в насадке; W_f — массовая скорость потока рабочего тела в насадке; A_f — лобовая поверхность; ρ' — расчетная пористость;

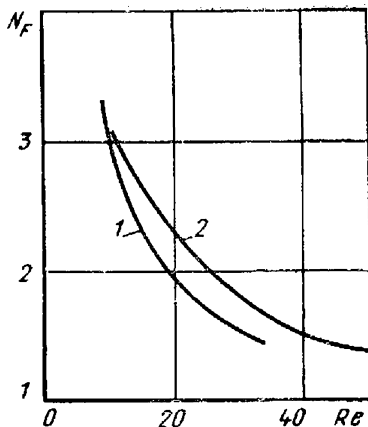
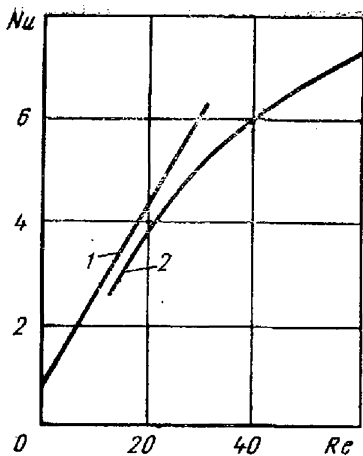


Рис. 5.13. Зависимости $Nu = f(Re)$ для плотных проволочных сеток [369]:
 1 — сетка с числом переплетений 400×400 на длине 25,4 мм (диаметр проволоки 0,0254 мм);
 2 — сетка с числом переплетений 200×200 на длине 25,4 мм (диаметр проволоки 0,0534 мм)

Рис. 5.14. Зависимости $N_F = f(Re)$ для плотных проволочных стенок [369]:
 1 и 2 — то же, что на рис. 5.13

μ_f — динамический коэффициент вязкости рабочего тела. При этом

$$\rho' = \frac{\text{Объем насадки} - \text{объем металла}}{\text{Объем насадки}};$$

$$r_h = \frac{\text{Общий объем свободных полостей}}{\text{Общая площадь поверхности}} = \frac{\text{Объем насадки} \times \text{пористость}}{\text{Общая площадь поверхности}}.$$

Гидравлическое сопротивление характеризуется фактором трения Фаннинга N_F в зависимости от числа Рейнольдса, т. е.

$$N_F = 2\rho_f \Delta P r_{hp}^2 / nL'G_A^2,$$

где ΔP — перепад давления; n — число слоев сетки; G_A — массовая скорость потока на единицу площади.

Подогреватели

Для работы двигателей Стирлинга необходимы подогреватели воздуха. Их желательно применять для всех типов двигателей, за исключением небольших прототипных моделей. Совершенно обязательно применять подогреватели воздуха в тех случаях, когда следует получить высокий эффективный КПД.

Функция подогревателя, как отмечалось ранее, заключается в предварительном подогреве воздуха, поступающего в камеру сгорания. Это позволяет сэкономить топливо и обеспечить двигатель преимущественными характеристиками меньших тепловых потерь от продуктов сгорания. Подобные подогреватели иногда используются в паротурбинных установках с циклом Ренкина и газотурбинных установках с циклом Брайтона; в таких случаях принято говорить, что двигатели работают по «регенеративному циклу».

Поэтому, принимая во внимание уже сложившуюся инженерную терминологию, можно считать, что двигатель Стирлинга также работает по регенеративному циклу. Таким образом, в двигателе Стирлинга имеются два регенератора: *внутренний*, находящийся между холодильником и нагревателем, через который проходит поток рабочего тела под высоким давлением, и *внешний*, являющийся подогревателем воздуха, работающий в основном при атмосферном давлении.

Необходимо отметить, что подогреватель воздуха может быть теплообменником как *регенеративного*, так и *рекуперативного* типа. В общем случае регенеративный теплообменник состоит из очень пористого материала, через который *попеременно* проходят то холодный, то горячий потоки теплоносителя. В рекуперативном теплообменнике для холодного и горячего потоков, перемещающихся, как правило, с постоянной скоростью, имеются отдельные каналы, разделенные стенкой, через которую и осуществляется теплообмен.

Оба типа подогревателей применяют в двигателях Стирлинга. Так, во всех первых двигателях фирмы «Филипс» использовали рекуперативные подогреватели (рис. 10.8), которые, как показано на рис. 10.12 и 10.18, закрывают головку цилиндра. В зависимости от условий теплообмена они могут быть высокоэффективными, что при заданном тепловом потоке ограничивается поверхностью теплообмена, лимитируемой определенными размерами кожуха, массой и технологией изготовления, определяющей их стоимость. Сборочные единицы таких высокоэффективных подогревателей имеют большие размеры и значительную массу; отдельные секции, составленные из тонкостенных гофрированных пластин из коррозионно-стойкой стали с входными и выходными коллекторами, имеют высокую стоимость.

Предполагают, что рекуперативные подогреватели воздуха пластинчато-ребристого типа фирмы MAN/MWM (рис. 12.4) достаточно эффективны и имеют низкую стоимость. Их конструкция, выполненная из тонкой алюминиевой полосы, имеет неоднократно повторяющиеся складки, размещаемые в кожухе теплообменника так, что отработавшие газы двигателя и подогреваемый воздух проходят с разных сторон.

Очистка компактных рекуперативных теплообменников с узкими каналами для прохода газовых потоков вызывает достаточно серьезные трудности. С одной стороны — это сконденсировавшиеся продукты сгорания отработавших газов, с другой — различные загрязнения, содержащиеся в воздухе; удалить продукты загрязнения из теплообменников не просто.

Регенеративные подогреватели воздуха рассматриваются как перспективные с точки зрения их меньшей массы, размеров, стоимости и меньшей тенденции к загрязнению по сравнению с рекуперативными. Они были использованы в многоцилиндровом с приводом от косой шайбы автомобильном варианте двигателя, совместно разработанным фирмами «Филипс» и «Форд». Схема поперечного разреза камеры сгорания с регенеративным подогревателем воз-

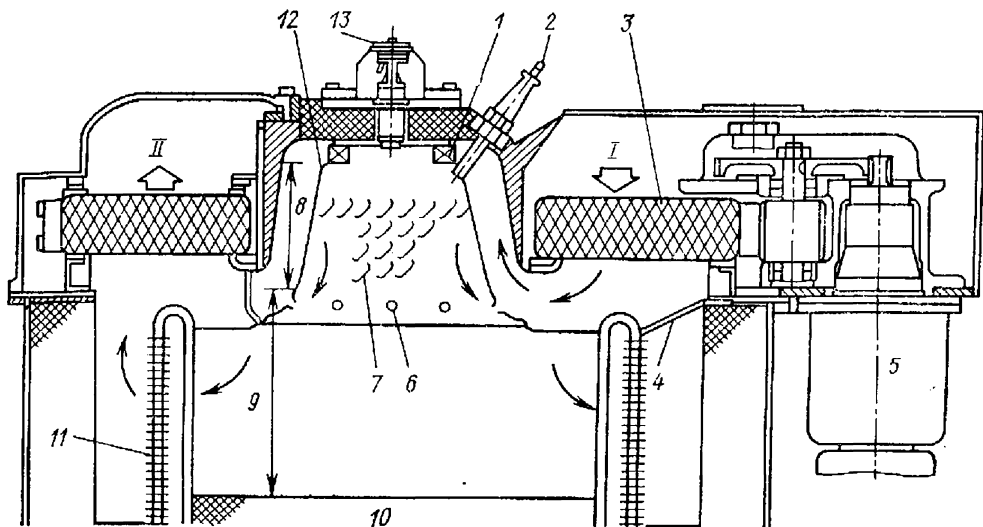


Рис. 5.15. Схема камеры сгорания и подогревателя воздуха в четырехцилиндровом двигателе Стирлинга типа 4-98, разработанного совместно фирмами «Филипс» и «Форд»:

1 — осевой завихритель; 2 — воспламенитель; 3 — подогреватель воздуха регенеративного типа; 4 — перегородка; 5 — двигатель; 6 — каналы для подвода вторичного воздуха; 7 — жалюзи; 8 — первичная зона камеры сгорания (зона сгорания); 9 — вторичная зона (зона смещения); 10 — изоляция; 11 — трубы нагревателя; 12 — коническая камера сгорания; 13 — топливная форсунка; I — воздух; II — отработавшие газы

духа приведена на рис. 5.15. Аналогичные встроенные в автомобильный двигатель конструкции подогревателей разрабатываются и шведской фирмой «Юнайтед Стирлинг».

Во всех случаях регенеративный теплообменник представляет собой одну из моделей «теплового колеса» (рис. 5.16), выполненного в виде диска из пористого материала насадки (обычно керамической, но иногда и металлической) и размещенного поперек двух смежных каналов с горячим и холодным потоками. Диск заставляют медленно вращаться так, чтобы рассматриваемый его элемент поочередно пересекал горячий (отработавшие газы) и холодный (входящий воздух) потоки; на этом принципе и основана работа регенератора. Если потоки изменяют направления, то наблюдается заметный эффект самоочистки регенератора.

Интенсивное изучение регенеративных теплообменников, основанных на принципе «теплового колеса», связано с вопросом транспортного применения газотурбинных двигателей; однако методика их исследований может быть использована и для подогревателей двигателей Стирлинга. Следует отметить, что для диска имеется широкий выбор материалов для

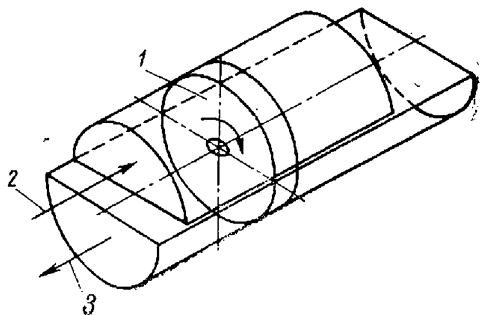


Рис. 5.16. «Тепловое колесо» регенеративного теплообменника:

1 — «тепловое колесо»; 2 — горячий поток; 3 — холодный поток

изготовления, однако наиболее предпочтительными считаются керамические материалы. Это объясняется тем, что вращающееся колесо из керамического материала имеет очень низкий коэффициент термического расширения, а следовательно, обладает потенциальной возможностью работать в условиях циклически меняющихся (горячего и холодного) потоков. В металлических дисках постоянное чередование процессов охлаждения и нагрева вызывает появление трещин и различного рода деформаций, определяемых обычно как состояние термической усталости материала.

Имеется достаточное количество работ по газовым турбинам, относящихся к вопросам регенеративных теплообменников, которые постоянно пополняются полугодовыми сообщениями Министерства энергетики США и трудами международных конференций по газовым турбинам, организуемых Американским Обществом инженеров-механиков, а также материалами ежегодных Конференций по вопросам преобразования энергии.

ГЛАВА 6

РАБОЧИЕ ТЕЛА ДВИГАТЕЛЕЙ СТИРЛИНГА

Введение

Рабочие тела двигателей Стирлинга могут быть самыми различными. Во всех регенеративных двигателях XIX в., за небольшим исключением, использовали воздух с давлением, близким к атмосферному. Лишь в некоторых двигателях давление составляло несколько атмосфер. Отсюда и их название «воздушные двигатели» или «воздушные тепловые машины». Воздух — наиболее доступное рабочее тело (необходимость в сложных уплотнениях отпадает). Такие двигатели были громоздкими, маломощными, с низкой частотой вращения; их эффективный КПД составлял всего несколько процентов. По сравнению с широко распространенными в то время паровыми машинами, они были более безопасными. Следует отметить, что вода как рабочее тело паровых машин, как и воздух, была также доступной.

Значительно позже, на самой ранней стадии работ фирмы «Филипс» над двигателями Стирлинга, в них также применяли воздух. В основном это были небольшие двигатели, лишь один из них — V-образный двигатель двойного действия — имел мощность 22 кВт [334].

Воздушные двигатели фирмы «Филипс» существенно отличались от ранее выпускаемых двигателей. Они имели высокую частоту вращения (~ 2000 об/мин), повышенное давление рабочего тела (примерно 1,37 МПа), а следовательно, и более высокие мощности и КПД.

Позднее, при проведении экспериментальных работ по исследованию воздушных двигателей в режимах криогенно-газовых машин,

фирма «Филипс» в качестве рабочих тел использованы водород и гелий. В этой области фирма добилась значительных успехов; были получены низкие температуры на уровне жидкого воздуха (80 К) путем конденсации воздуха на головке цилиндра в одноступенчатой криогенной машине Стирлинга. Начиная с 1954 г. водород и гелий стали широко применять во всех последующих, за небольшим исключением, двигателях Стирлинга фирмы «Филипс» [228].

Необходимо отметить, что характерным для того времени было более широкое применение водорода, так как гелий был дорогим и менее доступным. Так, в Англии в 1956 г. цены за один кубический фут гелия и водорода (1 куб. фут = $28,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$) отличались в 63 раза, а в 1978 г. в Канаде — только в 2 раза.

В двигателях Стирлинга можно использовать также и более тяжелые газы, однако, как будет показано в дальнейшем, они менее эффективны, чем легкие (водород и гелий). Воздух продолжают применять в небольших моделях двигателей, но использование других газов в качестве рабочих тел ограничено (за исключением отдельных экспериментальных образцов двигателей). Так, в миниатюрном двигателе Стирлинга, разработанном фирмами «Вестингхауз» — «Филипс» для аппарата «искусственное сердце», рабочим телом был аргон (гл. 15).

Рабочие тела двигателей Стирлинга не ограничиваются лишь простыми однокомпонентными газами, рассмотренными выше. В 1931 г. Мелоун, работавший в Англии, достиг значительных успехов с жидкими телами, такими, как вода, бензин, глицерин и т. п. Вода как рабочее тело была использована и в регенеративном двигателе с ядерным источником, предназначенным для другой системы «искусственное сердце» (гл. 15).

Ранее были изучены возможности применения в двигателях Стирлинга диссоциирующих и смешанных рабочих тел, способных периодически изменять в течение цикла фазовое состояние, т. е. переходить от жидкости к газу и наоборот.

Газообразные рабочие тела

Теоретический анализ рабочих тел. Впервые сравнение параметров различных газообразных рабочих тел и установление степени их влияния на характеристики двигателей Стирлинга было выполнено Мейером (1970 г.). Указанные на рис. 6.1 графические зависимости лишь кратко отражают выполненные на ЭВМ оптимизационные расчеты, проведенные фирмой «Филипс» с использованием усовершенствованной моделирующей программы.

Все расчеты относились к одноцилиндровому двигателю Стирлинга мощностью 165 кВт с номинальными температурами нагревателя и холодильника, соответственно равными 700 и 25 °С, и максимальным давлением рабочего тела в цикле 11 МПа.

Показанные на графике зависимости эффективных КПД от литровой мощности приведены для трех рабочих тел (воздуха, гелия

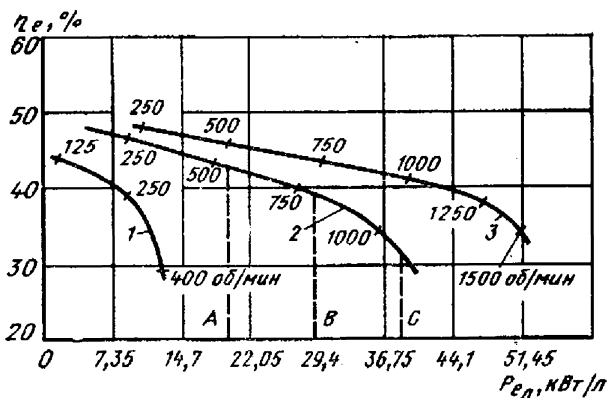


Рис. 6.1. Расчетные зависимости эффективного КПД η_e и литровой мощности $P_{ед}$ одноцилиндрового двигателя Стирлинга мощностью 165 кВт для различной частоты вращения (об/мин) при $t_{нагр} = 700^\circ\text{C}$; $t_{охл} = 25^\circ\text{C}$; $p_{max} = 11 \text{ МПа}$:
 1 — воздух; 2 — гелий; 3 — водород

и водорода). По мере смещения кривых слева направо и вдоль каждой кривой частота вращения возрастает, а размеры двигателей уменьшаются. Для каждой из указанных частот вращения были рассчитаны максимальный эффективный КПД и эффективная мощность.

В верхней левой части графика (вблизи экстремумов) разница между представленными значениями незначительная. Так, при частоте вращения, равной $n = 250$ об/мин, эффективные КПД двигателей, работающих на воздухе, гелии и водороде, соответственно равны 38, 47 и 49 %. Однако литровая мощность всех рабочих тел практически одна и та же и равна $8,9 \text{ Вт/см}^3$. Это позволяет сделать вывод, что при малых мощностях и низких частотах вращения заметного термодинамического преимущества двигателей на водороде или гелии по сравнению с воздухом нет. Однако при использовании воздуха проблема уплотнений в двигателе значительно упрощается, и необходимый в этом случае подпитывающий баллон с сжатым рабочим телом менее необходим, чем в любом другом случае. Подпитка воздухом в данном случае может осуществляться и непосредственно от небольшого компрессора. Следовательно, в небольших простых по конструкции стационарных электрогенераторных установках с длительным ресурсом работы может быть использовано любое из трех рассматриваемых рабочих тел.

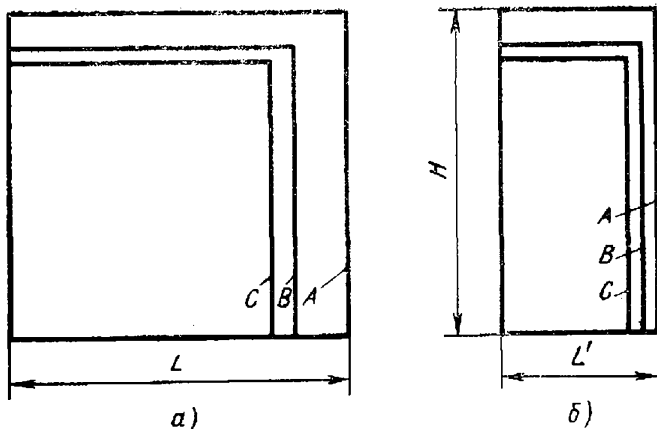
Из анализа правой части графика очевидно, что воздух нецелесообразно использовать для высокооборотных двигателей с высокой удельной мощностью. Более того, с повышением частоты вращения и мощности двигателя использование водорода значительно выгоднее, чем гелия. Поэтому для автомобильных двигателей, где удельная мощность является одним из важных параметров, водород, по всей вероятности, будет наиболее предпочтительным рабочим телом. Чрезвычайно важно также и то обстоятельство, что с применением водорода эффективный КПД может быть значительно повышен.

Выбор гелия как рабочего тела, очевидно, обусловлен требованиями безопасности эксплуатации двигателей Стирлинга в различных условиях (на кораблях, в подводных энергосистемах, тепловых насосах, энергосистемах общего назначения). Водород

Рис. 6.2. Сравнительные расчетные характеристики четырехцилиндровых двигателей Стирлинга мощностью $P_e = 660$ кВт в зависимости от частоты вращения (рабочее тело — гелий)

Размеры A, B, C четырехцилиндровых двигателей Стирлинга вытеснительного типа с ромбическим приводом номинальной мощностью $P_e = 660$ кВт в зависимости от частоты вращения (рабочее тело — гелий) приведены в таблице. Данные получены пересчетом геометрических размеров одноцилиндрового двигателя мощностью $P_e = 165$ кВт с параметрами:

$p_{\max} = 11$ МПа; $t_H = 700$ °С; $t_{\text{охл}} = 25$ °С

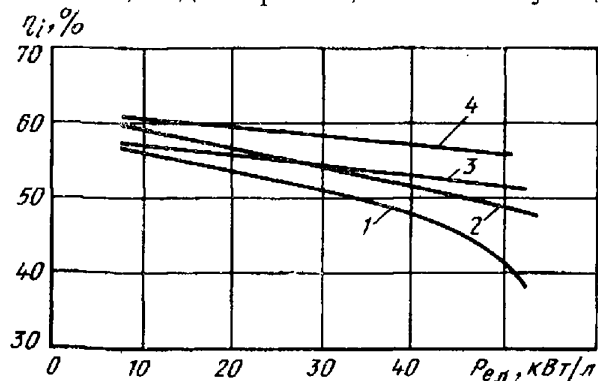


Варианты двигателей	Частота вращения, об/мин	Расчетный эффективный КПД η_i , %	L , м	H , м	W , м
A	525	43,5	2,8	2,7	1,1
B	810	39	2,3	2,4	1
C	1260	31	2,1	2,3	0,95

весьма опасен из-за своего достаточно широкого диапазона воспламеняемости с кислородом, в то время как гелий — инертный газ.

Полученные зависимости дали возможность Мейеру представить конструктивный абрис большого четырехцилиндрового двигателя с ромбическим приводом мощностью 660 кВт (рис. 6.2, а). Возможно, что последующие разработки двигателей двойного действия позволят почти в 2 раза уменьшить его размеры (рис. 6.2, б).

Кроме того, Мейером была проведена оптимизация индикаторного КПД двигателя в зависимости от максимальных температур нагревателя и давления рабочего тела (водорода) (рис. 6.3). На указанном графике имеются две кривые, соответствующие давлению 11 МПа, и две кривые, соответствующие давлению 22 МПа. Каждое



$t_{\text{нагр}} = 800$ °С; $t_{\text{охл}} = 25$ °С; $p_{\max} = 11$ МПа; 3 — при $t_{\text{нагр}} = 700$ °С; $t_{\text{охл}} = 25$ °С; $p_{\max} = 22$ МПа; 4 — при $t_{\text{нагр}} = 800$ °С; $t_{\text{охл}} = 25$ °С; $p_{\max} = 22$ МПа

Рис. 6.3. Расчетные зависимости индикаторного КПД η_i и литровой мощности $P_{e,l}$ одноцилиндрового двигателя Стирлинга мощностью 165 кВт от максимального давления и температуры цикла без учета тепловых потерь в подогревателе воздуха (рабочее тело — водород; частота вращения указана на кривой 3 рис. 6.1) [518]:

1 — при $t_{\text{нагр}} = 700$ °С; $t_{\text{охл}} = 25$ °С; $p_{\max} = 11$ МПа; 2 — при $t_{\text{нагр}} = 800$ °С; $t_{\text{охл}} = 25$ °С; $p_{\max} = 11$ МПа; 3 — при $t_{\text{нагр}} = 700$ °С; $t_{\text{охл}} = 25$ °С; $p_{\max} = 22$ МПа; 4 — при $t_{\text{нагр}} = 800$ °С; $t_{\text{охл}} = 25$ °С; $p_{\max} = 22$ МПа

значения давления характеризуют две температуры нагревателя — 700 и 800 °С. Из указанных зависимостей очевидно, что значительное повышение индикаторного КПД можно достигнуть при применении жаростойких сталей, позволяющих увеличить максимальные уровни давлений и температур. Это особенно заметно при высоких удельных мощностях.

Вопросу влияния рабочих температур нагревателя и холодильника на КПД двигателя при использовании различных рабочих тел было уделено особое внимание в исследованиях Мичелса (1976 г.). По результатам расчета на ЭВМ цикла Стирлинга фирмы «Филипс», он получил зависимости индикаторных КПД двигателя от температур нагревателя и холодильника для трех рабочих тел (водорода, гелия и азота). Все расчеты базировались на одноцилиндровом двигателе фирмы «Филипс» типа 1-98, имеющем следующие параметры: вытесняемый объем $V_0 = 98 \text{ см}^3$, эффективная мощность $P_e = 15 \text{ кВт}$, частота вращения $n = 3000 \text{ об/мин}$, максимальное давление рабочего тела в цикле $p_{\max} = 22 \text{ МПа}$. Температуры нагревателя равны 850, 400 и 250 °С, а температуры холодильника составляют 100 и 0 °С. В процессе исследований основная конструкция двигателя оставалась неизменной, а размеры нагревателя, холодильника и регенератора изменялись лишь в допустимых пределах так, чтобы размеры двигателя были прежними. Теплообменники оптимизировались по максимальному индикаторному КПД, определяемому отношением «мощности двигателя без механических потерь к подводимой к нагревателю теплоте».

Результаты выполненных расчетов приведены на рис. 6.4, где индикаторные КПД даны в зависимости от значения эффективной мощности для различных значений температур рабочих тел, указанных выше.

К сожалению, автором на графиках не была указана частота вращения двигателя (было отмечено, что частота вращения увеличивается вдоль кривой слева направо). Нет никакой информации также и о давлении рабочего тела, кроме замечания о том, что давление и размеры определяли, исходя из максимального значения индикаторного КПД. Поэтому рассматриваемые графики менее полезны, чем те, которые были приведены несколько ранее.

Для определения эффективного КПД (штриховые линии) в расчетах были приняты ориентировочные значения механических потерь, включающие в основном потери мощности на преодоление кинематического трения между деталями двигателя.

Необходимо отметить, что по осям абсцисс на всех графиках предусмотрена логарифмическая шкала, поэтому отмечается существенная разница в значениях мощности на относительно коротком расстоянии между такими точками, как А и В (рис. 6.4, а).

Сравнение кривых, приведенных на рис. 6.1 и 6.4, показывает, что характер их зависимостей различен. КПД уменьшается с увеличением литровой мощности (см. рис. 6.1), а на рис. 6.4 картина обратная, т. е. с увеличением литровой мощности КПД сначала растет, достигая максимума, а затем падает. Это различие объяс-

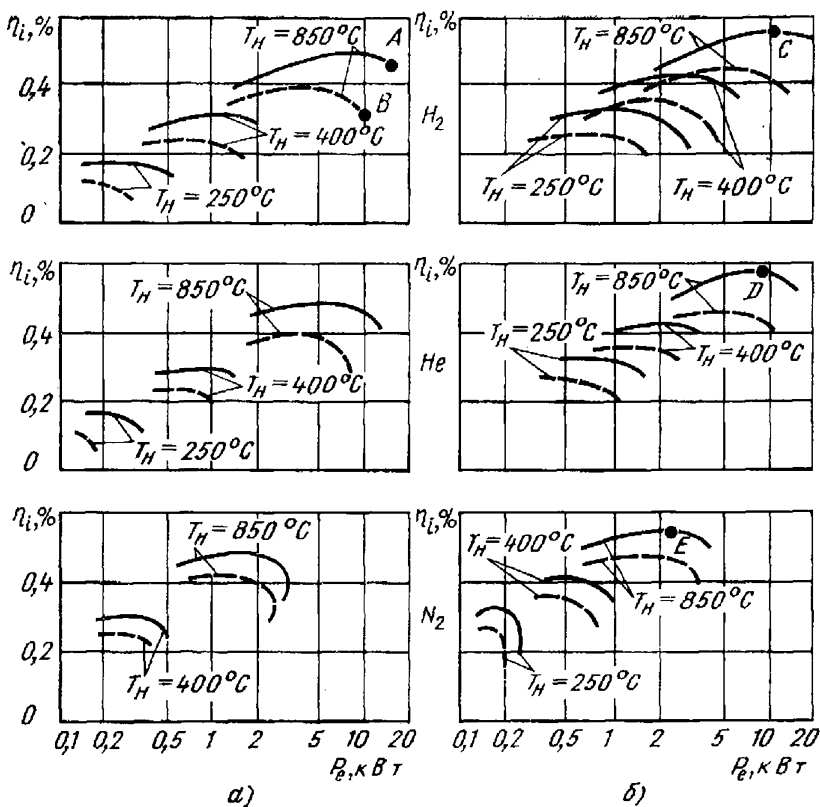


Рис. 6.4. Зависимости индикаторного КПД η_i от эффективной мощности P_e одноцилиндрового двигателя вытеснительного типа с ромбическим приводом (тип 1-98) при различных температурах нагревателя (T_H) и холодильника (T_C) для разных рабочих тел (частота вращения и давления в работе [235] не указаны):

а — при $T_C = 100^\circ\text{C}$; б — при $T_C = 0^\circ\text{C}$

няется тем, что для зависимостей (см. рис. 6.1) максимальное давление остается постоянным, в то время как зависимости на рис. 6.4 были рассчитаны без условий ограничений по давлению. Известно, что увеличение мощности можно достигнуть или одновременным повышением частоты вращения и давления рабочего тела, или повышением каждого в отдельности из этих параметров.

По-видимому, рост давления на рис. 6.4 происходит вдоль кривых слева направо, т. е. аналогично росту частоты вращения (см. рис. 6.1 и 6.4).

Из результатов Мичелса следует интересный вывод: при данных температурах нагревателя и холодильника максимальные значения индикаторного и эффективного КПД не зависят в принципе от свойств рабочего тела. Для подтверждения рассмотрим максимальные значения индикаторных КПД при температурах нагревателя и холодильника соответственно равных 850 и 0°C . Так, для водорода (точка С, рис. 6.4, б) максимальный индикаторный КПД $\eta_{i \max} = 0,56$ при эффективной мощности $P_e = 12$ кВт; для гелия (точка D, рис. 6.4, б) $\eta_{i \max} = 0,56$ при $P_e = 9$ кВт, а для азота (точка E, рис. 6.4, б) $\eta_{i \max} = 0,55$ при $P_e = 2,5$ кВт. Отсюда следует, что

в зависимости от температуры нагревателя и холодильника максимальный индикаторный КПД остается практически постоянным, а эффективная мощность значительно меняется. Предполагает, что значения давления и частота вращения вала двигателя в случае использования гелия должны быть несколько меньше, чем значения этих же величин при использовании водорода, и намного меньше, чем в случае применения азота. К сожалению, эти существенные дополнения не были соответствующим образом отражены Мичелсом в его работе.

Необходимо также отметить, что так как объемное содержание воздуха составляет 79 % N_2 и 21 % O_2 , то результаты, полученные для азота, могут быть применимы без каких-либо значительных поправок и для воздуха.

Сравнение экспериментальных данных. Опубликованных экспериментальных данных о влиянии свойств рабочих тел на характеристики машин Стирлинга очень мало. В статье Дроса, опубликованной в 1965 г., приведены сравнительные характеристики большой холодильной машины Стирлинга, работающей на водороде и гелии. Конструктивно машина выполнена по схеме с оппозитно расположенными поршнями, имеет водяное охлаждение с расходом и температурой воды соответственно равными $20 \text{ м}^3/\text{ч}$ и 15°C . При работе на температурном уровне выше 110 K максимальное давление в цикле составляет 6 МПа. При более низких температурах для поддержания постоянной и максимально возможной подводимой к валу машины мощности, равной 134 кВт, давление в цикле снижается. Измеренные значения холодопроизводительности P_E , подводимой к машине мощности P_m и расчетные величины относительного холодильного коэффициента η/η_R в зависимости от температурного уровня охлаждения T_E при одних и тех значениях максимального давления и частоты вращения для двух рабочих тел (водорода и гелия) приведены на рис. 6.5. Сравнительный анализ показывает, что холодопроизводительность машины на водороде выше, а подводимая мощность меньше, чем для машины, работающей на гелии. Дрос также отметил, что при криогенных температурах гелий в меньшей, чем водород, степени отличается от идеального газа, поэтому в данном случае преимущества водорода менее заметны, чем при использовании его в двигателях.

В 1964 г. Лофтусом была сделана оценка влияния водорода и гелия на характеристики четырехцилиндрового двигателя Стирлинга мощностью 265 кВт [205]. Этот двигатель типа 4-S1210 был построен фирмой «Филипс» по заказу отделения электродвижителей фирмы «Дженерал Моторс» для его проверки на судах Военно-морского флота США (более подробное описание двигателя приведено в гл. 10 и 11). Испытания двигателя проводили на водороде, а затем на гелии; при этом в конструкцию отдельных узлов двигателя были внесены лишь незначительные изменения. Некоторые результаты испытаний приведены на рис. 6.6. Эти результаты показывают, что двигатель, работающий на водороде, имеет лучшие показатели по эффективной мощности и КПД.

Теплофизические свойства рабочих тел. Какими свойствами должно обладать рабочее тело, используемое в двигателях Стирлинга? Ответ на этот вопрос заключен в свойствах переноса, характеризующихся вязкостью, коэффициентом теплопроводности, удельной теплоемкостью и плотностью. Эти свойства для воздуха, водорода, гелия, двуокиси углерода и водяного пара приведены в табл. 6.1.

Указанные свойства рассматриваются с двух точек зрения — теплообмена и гидравлических потерь. Удельная теплоемкость и коэффициент теплопроводности оказывают существенное влияние на процессы теплообмена рабочего тела в холодильнике, нагревателе и регенераторе. Плотность и вязкость важны в отношении гидравлических потерь: они определяют затрачиваемую работу по циклическому перемещению рабочего тела в двигателе для обеспечения необходимого переноса теплоты от нагревателя к рабочему телу или от рабочего тела к холодильнику. Эти потери прямо пропорциональны $\rho V^2/2$, где ρ — плотность рабочего тела; V — скорость рабочего тела (газа).

Плотность газа может быть определена из характеристического газового уравнения

$$\rho = pM/RT, \quad (6.1)$$

где M — молекулярная масса; R — универсальная газовая постоянная; T — абсолютная температура газа.

Таким образом, для данной температуры и давления плотность ρ рабочего тела прямо пропорциональна молекулярной мас-

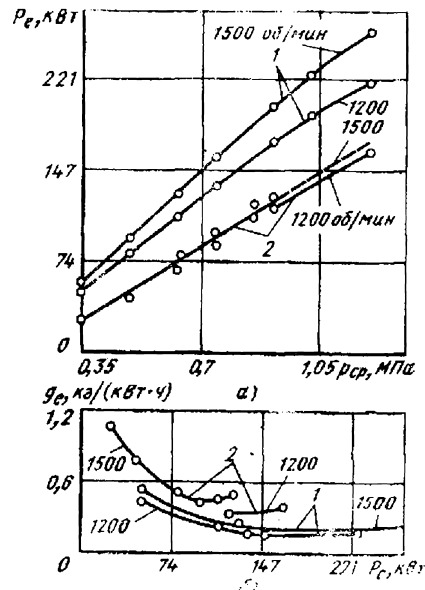
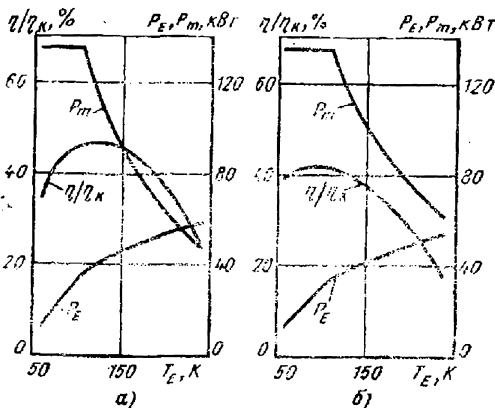


Рис. 6.5. Экспериментальные характеристики холодопроизводительности P_E , подводимой мощности P_m и относительного холодильного коэффициента η/η_k в зависимости от температурного уровня охлаждения T_E холодильной машины Стирлинга:

а — водород; б — гелий

Рис. 6.6. Экспериментальные характеристики четырехцилиндрового с ромбическим приводом двигателя Стирлинга типа 4-S1210 мощностью 265 кВт фирмы «Филипс»: а — зависимость эффективной мощности двигателя P_e от среднего давления $p_{cp} \times 10^{-1}$; б — зависимость удельного расхода топлива g_e от эффективной мощности P_e ; 1 — водород; 2 — гелий

Таблица 6.1. Теплофизические параметры некоторых рабочих тел двигателей Стирлинга *

Рабочее тело	Параметры	Температура, К		
		250	500	1000
Воздух: $p_0 = 0,1$ МПа; $M = 28,9$	c_p , кДж/(кг·К)	1,003	1,029	1,141
	ρ , кг/м ³	1,412	0,706	0,353
	$\mu \cdot 10^6$, кг/(с·м)	15,99	26,70	41,53
	$k \cdot 10^6$, кВт/(м·К)	22,27	40,41	67,54
Водород: $p_0 = 0,1$ МПа; $M = 2$	c_p , кДж/(кг·К)	14,05	14,51	14,98
	ρ , кг/м ³	0,098	0,0491	0,0246
	$\mu \cdot 10^6$, кг/(с·м)	7,92	12,64	20,13
	$k \cdot 10^6$, кВт/(м·К)	156,1	271,8	452,2
Гелий: $p_0 = 0,1$ МПа; $M = 4$	c_p , кДж/(кг·К)	5,19	5,19	5,19
	ρ , кг/м ³	0,195	0,097	0,048
	$\mu \cdot 10^6$, кг/(с·м)	18,40	29,30	46,70
	$k \cdot 10^6$, кВт/(м·К)	134,0	202,6	—
Двуокись углерода: $p_0 = 0,1$ МПа; $M = 44$	c_p , кДж/(кг·К)	0,791	1,014	1,234
	ρ , кг/м ³	2,145	1,073	0,536
	$\mu \cdot 10^6$, кг/(с·м)	12,60	23,67	39,51
	$k \cdot 10^6$, кВт/(м·К)	12,90	32,74	67,52
Водяной пар при низком давлении; $M = 18$	c_p , кДж/(кг·К)	1,855	1,954	2,288
	$\mu \cdot 10^6$, кг/(с·м)	9,42	17,3	37,6
	$k \cdot 10^6$, кВт/(м·К)	18,8	35,7	97,9

* Mayhew J. R., Rogers G. F. C., Thermodynamic and transport properties of fluids Basil Blackwell, Oxford.

се M . Процесс коективного теплообмена характеризуется уравнением

$$Q = hA \Delta T, \quad (6.2)$$

где Q — тепловой поток; h — коэффициент теплоотдачи; A — поверхность теплообмена; ΔT — разность температур между рабочим телом и стенкой.

Коэффициент теплоотдачи h входит в безразмерный критерий Нуссельта

$$Nu = h d/k, \quad (6.3)$$

где h — коэффициент теплоотдачи; d — характерный геометрический размер; k — коэффициент теплопроводности рабочего тела.

Другим важным безразмерным параметром является критерий Рейнольдса

$$Re = \rho V d/\mu, \quad (6.4)$$

где μ — коэффициент динамической вязкости рабочего тела.

Зависимость между критериями Nu и Re может быть представлена в виде

$$Nu = BRe^q, \quad (6.5)$$

где B и q — постоянные коэффициенты, зависящие от режимов течения рабочего тела.

Следовательно,

$$hd/k = B (\rho V d/\mu)^q. \quad (6.6)$$

Оптимальным рабочим телом считается такое, чьи свойства определяют высокий коэффициент теплоотдачи h и низкие гидравлические потери, пропорциональные $\rho V^2/2$. Из анализа свойств, приведенных в табл. 6.1, водород имеет лучшие свойства переноса. В результате при заданных тепловом потоке, давлении и температурах гидравлические потери в двигателе на водороде меньше, чем при использовании гелия или воздуха. Аналогично при заданных гидравлических потерях, температурах и давлении двигатель на водороде может работать с большей частотой вращения, чем на воздухе или гелии. Поэтому такие двигатели имеют и большую удельную мощность.

Анализ установившегося потока. Ввиду сложного движения потока рабочего тела в двигателе Стирлинга нелегко осуществить количественную оценку преимуществ одного рабочего тела перед другим без применения сложной математической модели и без использования ЭВМ. Более простым и приемлемым способом является рассмотрение режима установившегося потока, для которого аналогичное сочетание высоких теплопередающих свойств рабочего тела с низкими гидравлическими потерями также является очень важным. Данное обстоятельство довольно часто встречается в инженерной практике; особенно большое значение это имеет в газоохлаждаемых ядерных реакторах. Халл дал прекрасную модель теплового расчета системы охлаждения ядерного реактора, и предлагаемый ниже метод является лишь его сокращенным вариантом, позволяющим провести сравнительную оценку различных теплоносителей (хладагентов).

Аналогия зависимости числа Рейнольдса между трением и теплообменом может быть представлена в виде следующего выражения:

$$f/2 = St = h/(\rho V_1^t c), \quad (6.7)$$

где f — фактор трения Фаннинга; St — критерий Стантона; h — коэффициент теплоотдачи; V_1^t — скорость теплоносителя; c — удельная теплоемкость теплоносителя.

Потери давления теплоносителя в канале

$$\Delta p = \frac{1}{\rho} \left(\frac{W}{A} \right)^2 \frac{2fL}{d} = \frac{1}{\rho} \left(\frac{W}{A} \right)^2 \frac{fSL}{2A}, \quad (6.8)$$

где W — массовый расход теплоносителя; A — площадь поперечного сечения канала; s — периметр поперечного сечения канала; L — длина канала; d — диаметр канала.

Мощность, затрачиваемая для перемещения теплоносителя,

$$P = \frac{1}{\eta} \frac{W}{\rho^3} \left(\frac{W}{A} \right)^2 \frac{fsL}{2A} = \frac{1}{\rho^2} \left(\frac{W}{A} \right)^3 \frac{fsL}{2\eta}, \quad (6.9)$$

где α — КПД насоса.

Тепловой поток в канале

$$Q = h (sL) \Delta T, \quad (6.10)$$

поэтому

$$\frac{P}{Q} = \frac{1}{\eta} \frac{1}{\rho^2} \frac{(W/A)^3 (f/2) sL}{h (sL) \Delta T}. \quad (6.11)$$

Так как $St = h/\rho V_1 c = hA/Wc = f/2$, то

$$\frac{P}{Q} = \frac{1}{\eta} \frac{1}{\rho^2} \left(\frac{W}{A} \right)^2 \frac{1}{c \Delta T}. \quad (6.12)$$

Здесь необходимо учесть, что $W/A = Q/c (T_2 - T_1) A$, (6.13) где T_1 и T_2 — температуры теплоносителя соответственно на входе и выходе из канала.

Из подстановки равенства (6.13) в равенство (6.12) следует, что

$$P/Q = Q^2/\eta \rho^2 c^3 \Delta T (T_2 - T_1)^2 A^2 \quad (6.14)$$

или

$$Q = \eta \rho^2 c^3 \Delta T (T_2 - T_1)^2 A^2 (P/Q)^{1/2}. \quad (6.15)$$

Поэтому при заданных температурах и отношении P/Q

$$Q \approx \sqrt{\rho^2 c^3}. \quad (6.16)$$

Так как было отмечено, что $\rho \sim M$, то

$$Q \approx \sqrt{M^2 c^3}. \quad (6.17)$$

Халл не указал на некоторые ограничения в своем анализе и, в частности, в отношении оребренных поверхностей. Несмотря на это, следует отметить полезность применения данного метода сравнительной оценки в выборе рабочих тел для двигателей Стирлинга.

В качестве примера рассмотрим пять рабочих тел (водород, гелий, воздух, двуокись углерода и водяной пар), свойства которых были ранее приведены в табл. 6.1. Их молекулярные массы соответственно равны 2, 4, 29, 44 и 18, а удельные теплоемкости — соответственно 15, 5, 1, 0,8 и 1,8 кДж/(кг·К). Из равенства (6.17) следует, что при заданном отношении P/Q тепловые потоки Q , передаваемые каждым из рассматриваемых рабочих тел, пропорциональны соответственно 104, 44, 29, 31 и 44.

Таким образом, исходя из данного метода сравнения, наиболее предпочтительным газообразным рабочим телом для двигателя Стирлинга является водород; менее предпочтительны гелий, водяной пар, воздух и двуокись углерода.

Водяной пар, как рабочее тело двигателей Стирлинга, не имеет широкого применения. Как таковой он может существовать при

температурах 50—60 °С (характерная температура холодильника в автомобильном варианте двигателя) при очень низких давлениях, между тем как для достижения высокой удельной мощности необходимо значительное более высокое давление рабочего тела. Водяной пар может быть использован в двигателе Стирлинга лишь как составная часть смешанных или многофазовых рабочих тел, о чем будет показано ниже. В этом случае рабочее тело изменяет свое фазовое состояние от жидкого в полости сжатия, до парообразного в полости расширения. Возможность его работы с водородом или гелием проблематична.

Вопросы безопасности

Несмотря на многие преимущества водорода, как рабочего тела, он имеет чрезвычайно широкий диапазон воспламеняемости с воздухом, составляющий по объему от 5 до 75 %. Для других газов, например для метана, этот диапазон значительно меньше и находится в пределах от 6 до 14 % по объему. Необходимо отметить, что водород активно вступает в реакцию с кислородом; удельная теплота процесса сгорания равна 129 000 кДж/кг (для метана — 50 143 кДж/кг).

Автомобильные двигатели. Наличие высокого давления рабочего тела в автомобильном двигателе, равного 10—20 МПа, вызывает ряд опасений. Водород, без сомнения, является наиболее предпочтительным рабочим телом, другой реальной альтернативы для достижения высокой удельной мощности и высокого эффективного КПД для автомобильных двигателей Стирлинга нет. Однако необходимо рассматривать водородные системы высокого давления, пригодные для всестороннего использования с точки зрения вопросов безопасности их работы.

Утечки водорода из рабочей полости в картер двигателей двойного действия через резиновые уплотнительные кольца штоков поршней всегда неизбежны. Даже при использовании совершенных диафрагменных уплотнений, предложенных фирмой «Филипс», возможно усталостное разрушение материала, приводящее к утечкам водорода из рабочей полости.

Газопроницаемость материалов. Хранение водорода также вызывает определенные трудности. Он настолько легок и текуч, что без затруднений проходит через достаточно плотные материалы. При высоких температурах и давлении его проникающая способность возрастает, и большинство материалов, включая и металлы, являются в определенной степени газопроницаемыми для водорода. В двигателях с прямым способом подвода теплоты и использованием обычной камеры сгорания любые утечки водорода через нагреваемые узлы двигателя не опасны: просачиваясь, водород сгорает в камере сгорания с образованием паров воды. При непрямом способе подвода теплоты с дополнительным жидкометаллическим контуром просочившийся водород обязательно должен быть собран.

По данным Персиваля, проникающая способность водорода через конструкционные материалы является одной из основных нерешенных проблем для двигателей Стирлинга. Персиваль отметил, но без каких-либо подробностей, о попытках фирмы «Филипс» создать для нагревательных труб непроницаемую для водорода керамическую оболочку. Однако о сущности самого метода защиты ни в одной из опубликованных статей фирмы упоминаний не было.

Водородная хрупкость металлов. Другим важным вопросом при рассмотрении применения водорода в качестве рабочего тела является водородная хрупкость металлов, обусловленная воздействием водорода, особенно при высоких температурах и давлении. Влияние водорода на механические свойства металлов и других материалов вопрос чрезвычайно сложный и трудный. По данной проблеме имеется материал, собранный Бичемом [45]. Однако в целом публикациям материалов по данному вопросу еще не уделено достаточного внимания. Следует ожидать, что они получат должное отражение в программе развития двигателей Стирлинга, осуществляемую Министерством энергетики США.

Исследования фирмы «Дженерал Моторс». Важнейшие положения, касающиеся вопросов безопасности использования водорода в двигателях Стирлинга, содержатся в докладе Персиваля, сделанном им в соответствии с программой исследований фирмы «Дженерал Моторс» (1974 г.). В этом документе упоминается памятная записка к руководству фирмы, в которой изложены результаты исследований возможных ограничений по использованию водорода в двигателе Стирлинга двойного действия типа 4L23 мощностью 110 кВт для автобуса, разработанного фирмой «Дженерал Моторс». Эти ограничения, обусловленные наличием определенного количества водорода в двигателе и его потенциальной опасностью по сравнению с другими известными воспламеняющимися материалами, касались возможностей эксплуатации автобуса на государственных транспортных магистралях и в туннелях.

Общее количество водорода, содержащееся в двигателе GM4L23 и в дополнительном баллоне при давлении, равном 10,3 МПа, составляет 0,022 кг, что эквивалентно объему 0,2724 м³ при температуре 21,11 °С. Для создания условий воспламеняемости при вытекании всей массы водорода из двигателя и смешении его с воздухом в 5 %-ном объемном соотношении необходим объем, равный 5,435 м³ (1,25 × 1,52 × 2,44 м).

В процессе горения водорода, по крайней мере, половины всей массы водорода, количество выделившейся теплоты составит 1370 кДж. Такое количество теплоты, по данным Персиваля, эквивалентно 0,032 кг бензина или 0,077 кг менее доступного пропана. Начальный предел воспламенения водорода с воздухом, по мнению Персиваля, считается его другим благоприятным фактором по сравнению с относительно низкими пределами воспламенения углеводородных газов, составляющие по объему для пропана 2,5 %, бутана — 1,6—2 %, бензина — 1,4 % и метана — 5—6 %. Для водорода нижний предел воспламенения при распространении

пламени вверх равен 4 %, а при распространении пламени вниз — 9 %. С другой стороны, пределы воспламенения углеводородных газов не зависят от направления фронта распространения пламени, что способствует большей вероятности их полного сгорания. Рассмотрение верхних пределов воспламенения водорода и углеводородных газов, имеющих соответственно 74 и 6—14 %, было сделано в краткой форме и касалось лишь в основном только случаев их использования в условиях нежилых регионов. Кроме того, в работе Персиваля не были затронуты такие вопросы, как взрывоопасность богатых водородных смесей в замкнутых системах, которые также представляют весьма важную проблему.

Персиваль также отметил, что диффузия водорода в 4—6 раз выше, чем диффузия углеводородных газов. На открытом воздухе или в огромном помещении мгновенная утечка всей массы водорода из двигателя мощностью 110 кВт рассеивается в течение нескольких секунд без образования взрывоопасной смеси. С другой стороны, дисперсия углеводородных газов, более тяжелых, чем воздух, происходит более медленно и характеризуется стремлением к их накоплению с повышенной концентрацией в низменной местности.

В заключение Персиваль убедительно доказал, что потенциальная опасность воспламенения или взрыва утечек водорода из двигателя, установленного на автобусе, невелика, и она значительно меньше, чем при возможном воспламенении утечек углеводородных источников энергии.

Исследования фирмы «Форд». Дальнейшая работа по исследованию опасности применения водорода — рабочего тела двигателей Стирлинга была проведена Годалем и Вальтером в Стэнфордском исследовательском институте для фирмы «Форд» [144]. Доклад Годала содержится в качестве приложения в обширном докладе Китзнера [186].

Достоверными сведениями о проводимых аналогичных работах другими фирмами автор не располагает, но по некоторым данным известно, что фирма «Юнайтед Стирлинг» обращалась к шведским законодательным органам за разрешением на использование водорода в качестве рабочего тела в разрабатываемых ею двигателях. Предполагается, что эти работы будут проводиться для экспериментального изучения вопросов воспламенения и взрывов в водородных транспортных двигателях в условиях гаражей или других пространственно-ограниченных помещениях.

Не может быть никаких сомнений в том, что фирмы, занимающиеся в настоящее время вопросами безопасности эксплуатации двигателей Стирлинга, проводят в основном аналогичные работы с обсуждением их в своих законодательных органах. Развитие в будущем так называемой «водородной экономики» (в особенности в США) приведет к тому, что водород станет более привычным, чем в настоящее время. Меры безопасности и управление производственными процессами будут находиться на таком уровне, что без сомнения они в значительной степени уменьшат возможные опасности. Каких-либо публикаций об аварийных случаях с водородными

двигателями Стирлинга нет, за исключением краткого сообщения, сделанного вскользь Персивалем при обсуждении экспериментальных данных двигателя GPU-3 [247]. По другим сведениям, по-видимому, имела место одна авария на фирме «Филипс» на ранней стадии ее работы над водородными двигателями в середине 50-х гг. Однако подробности этой аварии неизвестны.

Смешанные рабочие тела

Введение. Предварительное исследование смешанных рабочих тел для двигателей Стирлинга было проведено Уокером и Агби [363]. Они рассматривали смешанное рабочее тело, состоящее из двух компонентов — газового носителя и компонента с изменяющимся фазовым состоянием. Изменение фазового состояния второго компонента от жидкого до парообразного происходит в период перемещения рабочего тела из холодной полости через регенератор в горячую.

Основным преимуществом смешанного рабочего тела является возможность получения высокой удельной мощности при существующих уровнях среднего давления рабочего тела. Другое преимущество смешанного рабочего тела обусловлено наличием процессов испарения и конденсации, которое связано с улучшением условий теплообмена и появляющейся возможностью разрешения проблемы уплотнений для узлов с возвратно-поступательным движением.

Автор и Агби провели предварительное изучение смешанных рабочих тел путем сравнения их в ряде идеализированных термодинамических циклов Шмидта. Для сравнения была выбрана воздушно-водяная смесь, характеризующаяся некоторым коэффициентом массового соотношения компонентов (воды и воздуха) $\beta = m_v/m_a$.

Исследования показали, что для одних и тех же условий в цикле — максимальной и минимальной температуры, объема и максимального давления (определяющие соответственно стоимость, размеры и массу двигателя) — площадь рабочей диаграммы цикла со смешанным рабочим телом значительно больше, чем с обычным газовым рабочим телом. Другими словами, для одного и того же двигателя применение смешанного рабочего тела приводит к увеличению полезной работы.

Физическая суть описанного явления состоит в том, что переход одного из компонентов рабочего тела из жидкого состояния в парообразное сопровождается повышением степени сжатия с последующим увеличением отношения давления и полезной работы за цикл.

Повышение степени сжатия в двигателе является весьма желательным. Однако в реальных двигателях Стирлинга возможность повышения степени сжатия свыше 2,5 вызывает дополнительное увеличение поверхности теплообмена или неприемлемо высокого гидросопротивления (на это обстоятельство указывалось ранее). С увеличением степени сжатия возрастает амплитуда циклически

изменяющегося давления, приводящая к увеличению полезных площадей рабочих диаграмм полостей двигателя.

Изотермический анализ цикла со смешанным рабочим телом. Теория Шмидта, рассмотренная в гл. 2, с небольшими изменениями применима и для двухкомпонентного двухфазного рабочего тела.

Предполагается, что смешанное рабочее тело состоит из двух компонентов, один из которых — идеальный газ, а другим может быть жидкость (в полости сжатия при низкой температуре) или пар (в полости расширения при высокой температуре, где он считается идеальным газом). Коэффициент соотношения масс $\beta = m_v/m_a$ принимается неизменным, как для всей системы, так и при фазовом переходе одного из компонентов из жидкого состояния в парообразное.

По теории Шмидта, изменение температуры рабочего тела в регенераторе линейно. Для смешанного рабочего тела предполагается, что мертвый объем регенератора разделен на два разных объема с заданными температурами T_E и T_C . Общая масса смешанного рабочего тела в регенераторе поделена в них поровну. На границе раздела объемов происходит скачок температуры, сопровождающийся фазовым изменением одного из компонентов, а смещение самой границы раздела происходит с сохранением равенства масс рабочего тела в объемах при каждом режиме перехода. Физического объяснения сделанным допущениям нет. Это принято лишь для удобства расчетов, и возможно, что такая модель в будущем вызовет необходимость дальнейшего своего усовершенствования.

Общее давление p рабочего тела определяется суммой парциальных давлений двух компонентов, мгновенное значение которой в любой точке остаётся постоянным, т. е.

$$p = p_{ae} + p_{ve} = p_{ac} + p_{vc}. \quad (6.18)$$

Так как парциальное давление одного из компонентов, находящегося в жидком состоянии, $p_{vc} = 0$, а объем жидкости предполагается незначительным, то общее давление в полости сжатия равно $p = p_{ac}$.

Следует отметить, что предположение о постоянстве коэффициента соотношения масс практически нельзя осуществить вследствие стремления парообразного компонента к перетеканию из полости расширения в полость сжатия. По-видимому, постоянный коэффициент соотношения масс можно получить при соответствующем расположении полости сжатия над полостью расширения. Обеспечить постоянное значение β , как одного из основных ограничительных факторов, можно путем повышения частоты вращения вала двигателя. Другой контрастирующий ограничительный фактор, проявляющийся при малой частоте вращения, относится к случаю с незначительным парциальным давлением пара, т. е. когда $p_{ve} = p_{vc}$, и вся масса компонента с изменяющимся фазовым состоянием находится в виде жидкости в полости сжатия. В этом случае коэффициент соотношения компонентов β в полости расширения

фактически равен нулю, что соответствует циклу с одним газовым компонентом рабочего тела.

Основные допущения

1. Процесс регенерации идеальный.
2. Процессы сжатия и расширения изотермические с соответствующими температурами T_C и T_E .
3. Изменения объемов рабочего тела в полостях сжатия и расширения синусоидальные.
4. Парообразный компонент рабочего тела при температуре T_C — жидкость с незначительным объемом и малым парциальным давлением.
5. Парообразный компонент при температуре T_E — перегретый пар, подчиняющийся закону идеального газа: $p_v V = m_v R_v T$.
6. Газообразный компонент рабочего тела во всех процессах цикла — идеальный газ, подчиняющийся закону $p_a V = m_a R_a T$.
7. Общая масса рабочего тела, распределенная между полостями сжатия, расширения и мертвым объемом, остается постоянной.
8. Коэффициент соотношения компонентов в смешанном рабочем теле, $\beta = m_v/m_a$ постоянный, а все компоненты в полостях двигателя распределены равномерно.
9. Мгновенные значения давления рабочего тела в полостях двигателя одинаковые.
10. Масса рабочего тела в мертвом объеме с температурами T_C и T_E разделена на две равные части. На границе раздела масс происходит фазовый переход парообразного компонента из состояния перегретого пара в жидкость и наоборот.
11. Частота вращения двигателя постоянная.
12. Режим работы двигателя установившийся; изменения объемов и давления циклические; состояние между соотношением компонентов и фазовыми переходами равновесное.

Краткий анализ цикла. Анализ цикла со смешанным рабочим телом сходен с анализом цикла для газообразного рабочего тела, изложенного в гл. 2. Цикл можно описать следующими уравнениями:

1. Объем

а) полость расширения

$$V_e = 0,5V_E (1 + \cos \varphi); \quad (6.19)$$

б) полость сжатия

$$V_c = 0,5kV_E [1 + \cos (\varphi - \alpha)]; \quad (6.20)$$

в) мертвый объем

$$V_D = XV_E = V_{DE} + V_{DC}. \quad (6.21)$$

2. Давление

а) мгновенное давление

$$p/p_{\max} = (1 - \delta)/[1 + \delta \cos (\varphi - \theta)]; \quad (6.22)$$

б) отношение давлений

$$p_{\max}/p_{\min} = (1 + \delta)/(1 - \delta), \quad (6.23)$$

где $A = (K^2 + k^2 + 2kK \cos \alpha)^{1/2}$;

$$B = K + k + 2S; \quad \delta = A/B; \quad S = 2K\bar{X}/(1 + K);$$

$$K = \tau/(1 + \beta N); \quad N = M_a/M_v; \quad \theta = \arctg \frac{k \sin \alpha}{K + k \cos \alpha}.$$

3. Производимая работа

а) полость расширения

$$\frac{P_E}{p_{\max} V_T} = \frac{\pi}{2} \left(\frac{1}{1+k} \right) \left(\frac{1-\delta}{1+\delta} \right)^{1/2} \Delta \sin \varphi; \quad (6.24)$$

б) полость сжатия

$$\frac{P_C}{p_{\max} V_T} = -\frac{\pi}{2} \left(\frac{k}{1+k} \right) \left(\frac{1-\delta}{1+\delta} \right)^{1/2} \Delta \sin (\theta - \alpha). \quad (6.25)$$

3.3. Полезная работа за цикл

$$P = P_E - P_C = (1 - K) P_E. \quad (6.26)$$

4. Передача теплоты

Для смешанного рабочего тела точных зависимостей для передачи теплоты не выводилось, и изменения энтальпии и энтропии выражались в функции основных конструктивных параметров. Для простого цикла Шмидта с идеальным газом и изотермическими процессами сжатия и расширения справедливо уравнение $dQ = \int (p dV)_T$. В случае смешанного рабочего тела (для полости сжатия его нельзя считать идеальным) данное уравнение неприменимо. Возможно, что рациональным способом для оценки передаваемой теплоты является дифференциальное рассмотрение изменения энтальпии и энтропии непостоянной двухкомпонентной системы для полостей сжатия и расширения. Расчеты по такой методике не проводились. Как уже упоминалось, различные допущения (в особенности предположения об изотермичности процессов сжатия и расширения) обуславливают КПД, равный КПД цикла Карно, так же как и в случаях с идеальными циклами Стирлинга и Шмидта. Поэтому

$$\eta = P/Q_E = 1 - \tau. \quad (6.27)$$

5. Распределение масс

а) полость расширения

$$\frac{m_e}{m^*} = (1 + \beta) \frac{K}{2} \left[\frac{1 - \delta}{1 + k} \right] \left[\frac{1 + \cos \varphi}{[1 + \delta \cos (\varphi - \theta)]} \right]. \quad (6.28)$$

Массовая скорость

$$\frac{d(m_e/m^*)}{d\varphi} = (1 + \beta) \frac{K}{2} \left[\frac{1 - \delta}{1 + k} \right] \frac{\delta \sin (\varphi - \theta) - \delta \sin \theta - \sin \varphi}{[1 + \delta \cos (\varphi - \theta)]^2}, \quad (6.29)$$

где $m^* = p_{\max} V_T / R_a T_C$ — характеристическая масса;

б) полость сжатия

$$\frac{m_c}{m^*} = (1 + \beta)^k \frac{K}{2} \left[\frac{1 - \delta}{1 + k} \right] \left[\frac{[1 + \cos(\varphi - \alpha)]}{[1 + \delta \cos(\varphi - \theta)]} \right]; \quad (6.30)$$

$$\begin{aligned} \frac{d(m_c/m^*)}{d\varphi} &= (1 + \beta)^k \frac{K}{2} \left[\frac{1 - \delta}{1 + k} \right] \times \\ &\times \left[\frac{\delta [\sin(\varphi - \theta) - \sin(\theta - \alpha)] - \sin(\varphi - \alpha)}{[1 + \delta \cos(\varphi - \theta)]^2} \right]; \end{aligned} \quad (6.31)$$

в) мертвый объем

$$\frac{m_{DE}}{m^*} = XK \left(\frac{1 + \beta}{1 + k} \right) \left(\frac{1 - \delta}{1 + K} \right) \frac{1}{[1 + \delta \cos(\varphi - \theta)]}; \quad (6.32)$$

так как

$$m_D/m^* = 2m_{DE}/m^*,$$

то массовая скорость

$$\frac{d(m_D/m^*)}{d\varphi} = 2 \left(\frac{1 + \beta}{1 + k} \right) \left(\frac{KX}{1 + K} \right) \left[\frac{(1 - \delta) [-\delta \sin(\varphi - \theta)]}{[1 + \delta \cos(\varphi - \theta)]^2} \right]. \quad (6.33)$$

Условные обозначения

Условные обозначения в указанных выше уравнениях точно такие же, как и для цикла Шмидта; в данной главе рассматриваются лишь небольшие дополнения и уточнения:

$$A = (K^2 + k^2 + 2kK \cos \alpha)^{1/2};$$

$$B = (K + k + 2S);$$

$$K = \tau/(1 + \beta N);$$

M — молекулярная масса;

m^* — характеристическая масса, определяемая по уравнению (6.29);

m_c — масса рабочего тела в полости сжатия;

m_D — масса рабочего тела в мертвом объеме;

m_e — масса рабочего тела в полости расширения;

m_a — масса воздуха в рабочей полости;

m_v — масса пара в рабочей полости;

$m_o = (m_a + m_v)$ — общая масса рабочего тела;

$N = M_a/M_v$ — отношение молекулярных масс компонентов;

P — работа двигателя за цикл; мощность двигателя;

P_C — работа в полости сжатия;

P_E — работа в полости расширения;

p — мгновенное давление в цикле;

p_{ac} — мгновенное парциальное давление воздуха в полости сжатия;

p_{ae} — мгновенное парциальное давление воздуха в полости расширения;

p_{vc} — мгновенное парциальное давление пара в полости сжатия;

p_{ve} — мгновенное парциальное давление пара в полости расширения;

Q_E — подводимая теплота в полость расширения;
 R_a — характеристическая газовая постоянная воздуха;
 R_V — характеристическая газовая постоянная пара;
 T_C — абсолютная температура полости сжатия;
 T_E — абсолютная температура полости расширения;
 t — время;
 V_G — вытесняемый объем полости сжатия;
 V_C — мгновенный объем полости сжатия;
 V_D — мертвый объем;
 V_{DC} — мертвый объем, приведенный к температуре T_C ;
 V_{DE} — мертвый объем, приведенный к температуре T_E ;
 V_E — вытесняемый объем в полости расширения;
 V_e — мгновенный объем полости расширения;
 $V_T = V_E + V_C$ — общий вытесняемый объем рабочей полости;
 $X = V_D/V_E$ — относительный мертвый объем;
 α — фазовый угол, на который изменение объема в полости расширения опережает изменение объема в полости сжатия;
 $\beta = m_v/m_a$ — коэффициент соотношения масс компонентов;

$$\Delta = \frac{2}{\delta} [(1 - \delta^2)^{1/2} - 1];$$

$$\delta = A/B \text{ [(см. уравнение (6.23))];}$$

η — термический КПД цикла, $\eta = P/Q_E$;

$$\theta = \text{arctg} \left[\frac{k \sin \alpha}{K + k \cos \alpha} \right];$$

$k = V_C/V_E$ — отношение вытесняемых объемов;
 ξ — отношение работы двигателя за цикл со смешанным рабочим телом к работе за цикл с газовым рабочим телом;
 $\tau = T_C/T_E$ — отношение температур;
 $\varphi = \omega t$ — угол поворота коленчатого вала;
 ω — угловая скорость.

Основные конструктивные параметры. Согласно теории Шмидта основными независимо выбранными конструктивными параметрами двигателя Стирлинга являются следующие:

1. Отношение температур $\tau = T_C/T_E$, т. е. отношение температуры в полости сжатия к температуре в полости расширения.
2. Отношение вытесняемых объемов $k = V_C/V_E$, т. е. отношение вытесняемых объемов полостей сжатия и расширения.
3. Фазовый угол α , на который изменение объема в полости расширения опережает изменение объема в полости сжатия.
4. Некоторое характеристическое давление рабочего тела, максимальное значение которого принято за критерий.
5. Относительный мертвый объем $X = V_D/V_E$, т. е. отношение свободных объемов регенератора и соединенных с ним теплообменников к вытесняемому объему полости расширения.
6. Частота вращения вала двигателя.

В случае смешанного рабочего тела кроме независимых конструктивных параметров двигателя учитывается коэффициент соот-

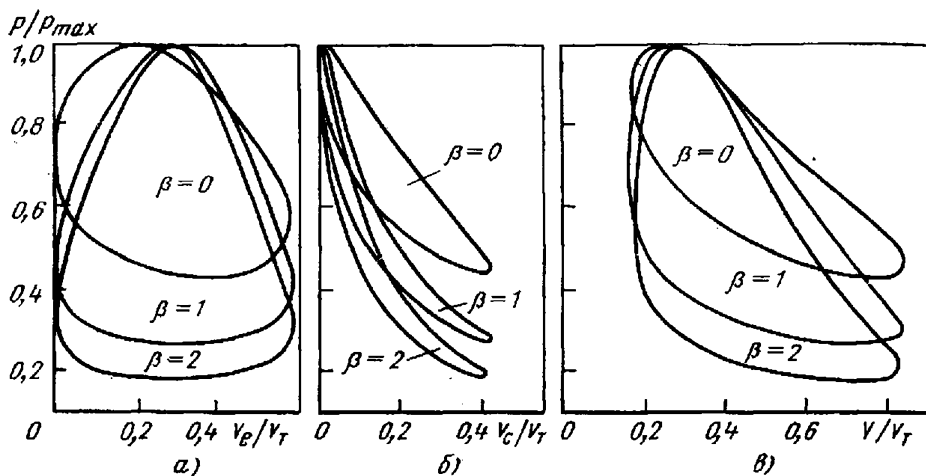


Рис. 6.7. Рабочие p , V -диаграммы циклов Шмидта со смешанным рабочим телом для стандартной компоновки двигателя в зависимости от коэффициента соотношения масс $\beta = m_p/m_a$. Давление дано в относительных единицах [364]:
 а — полость сжатия; б — полость расширения; в — общая рабочая полость

ношения масс β ; при этом обеспечивается возможность свободного выбора рабочих тел с различными термодинамическими свойствами.

Оптимизированные по теории Шмидта расчетные зависимости для двигателей и холодильных машин приведены в гл. 3. Значения конструктивных параметров для частного случая при $\tau = 0,3$, $\chi = 1$, $k = 0,74$ и $\alpha = 0,54$ рад при $T_E = 1000$ К и $T_C = 300$ К приняты в качестве параметров стандартной компоновки двигателя и будут использованы для сравнения в дальнейшем.

Влияние состава смешанного рабочего тела на рабочие диаграммы двигателя. Для указанных выше конструктивных параметров стандартной компоновки были рассчитаны рабочие диаграммы трех циклов Шмидта при β , равном 0; 1; 2 (рис. 6.7), где для каждого цикла показано синхронное изменение давления и объемов в соответствующих полостях расширения, сжатия, а также и в общей рабочей полости. Площади рабочих диаграмм полостей сжатия и расширения эквивалентны работам сжатия и расширения, а площадь рабочей диаграммы общей рабочей полости — индикаторной работе двигателя, равной эквивалентной разности площадей рабочих диаграмм полостей расширения и сжатия.

Для более рационального сравнения рабочих диаграмм целесообразно выразить давление и объемы в долях от их максимальных значений, что позволяет в первом приближении сравнивать аналогичные двигатели по размерам и массам. Площадь рабочей диаграммы общей рабочей полости рассматривается как основной критерий: чем больше площадь, тем выше показатели двигателя. Из рис. 6.7 ясно, что циклы со смешанным рабочим телом при $\beta = 1$ и $\beta = 2$ имеют большие площади рабочих диаграмм по сравнению с диаграммой цикла с газообразным рабочим телом при $\beta = 0$. Для рассматриваемых случаев отношения работ ξ (т. е. отношение соответствующих площадей рабочих диаграмм циклов при $\beta = 1$ и $\beta = 2$ к пло-

щади рабочей диаграммы цикла при $\beta = 0$) составляет соответственно 1,6 и 1,76.

Влияние коэффициента соотношения масс компонентов β на работу цикла. Результаты последующего влияния коэффициента соотношения масс компонентов на показатель увеличения работ цикла Шмидта приведены на рис. 6.8, где дана зависимость $\xi = f(\beta)$ для различных значений τ : от $\tau = 0,1$ ($T_E = 3000$ К, $T_C = 300$ К) до $\tau = 0,5$ ($T_E = 600$ К, $T_C = 300$ К). Интересно отметить, что при очень высоких температурах ($\tau = 0,1$) наличие фазоизменяющегося компонента при $\beta > 2$ отрицательно влияет на работу цикла, и, как видно из графика, в этом случае $\xi < 1$. Для каждого из остальных вариантов повышение доли фазоизменяющегося компонента в рабочем теле приводит к увеличению отношения работ ξ , что особенно заметно при низких температурах. Исходя из приведенных зависимостей, повышение удельной мощности более чем в 3 раза отмечается при $\tau = 0,5$ ($T_E = 600$ К, $T_C = 300$ К). Это особенно может быть полезным для будущих разработок энергосистем с низкотемпературными циклами, утилизирующими теплоту отработавших газов двигателей или использующих солнечную энергию с применением плоских концентраторов.

Влияние конструктивных параметров на мощность двигателя. Для произвольно выбранной стандартной компоновки двигателя ($\tau = 0,3$; $X = 1$; $K = 0,74$; $\alpha = 0,54\pi$) при $\beta = 0$, $\beta = 1$ и $\beta = 2$ было изучено влияние изменения каждого из независимых конструктивных параметров (τ , ξ , K и α) при постоянных значениях остальных на полезную мощность двигателя. Результаты исследований приведены на рис. 6.9, причем полезная мощность представлена безразмерным параметром мощности $P/(p_{\max}V_T)$.

С увеличением β параметр мощности растет (рис. 6.9, а) с незначительным смещением его максимумов по фазовому углу α .

Зависимость изменения отношения вытесняемых объемов k от параметра мощности приведена на рис. 6.9, б. С увеличением β параметр мощности растет со смещением его максимальных значений в сторону уменьшения k .

Влияние изменения отношения температур τ на параметр мощности показано на рис. 6.9, в. Уменьшение τ соответствует увеличению температуры полости расширения T_E при постоянной температуре полости сжатия T_C . При использовании газового рабочего тела мощность двигателя однозначно растет с повышением температуры T_E . Иное положение наблюдается в случае смешанного рабочего тела. С уменьшением τ для $\beta = 1$ параметр мощности увеличивается и имеет максимальное значение; для $\beta = 2$ параметр мощности сначала незначительно повышается до своего максимального значения при $\tau = 0,2$, а затем при повышении температуры в полости расширения до $\tau = 0,1$ уменьшается. Такая неоднозначная зависимость мощности от температуры T_E рассматривается как важная и несколько необычная характеристика двигателя, которую можно использовать в некоторых случаях для систем регулирования и управления.

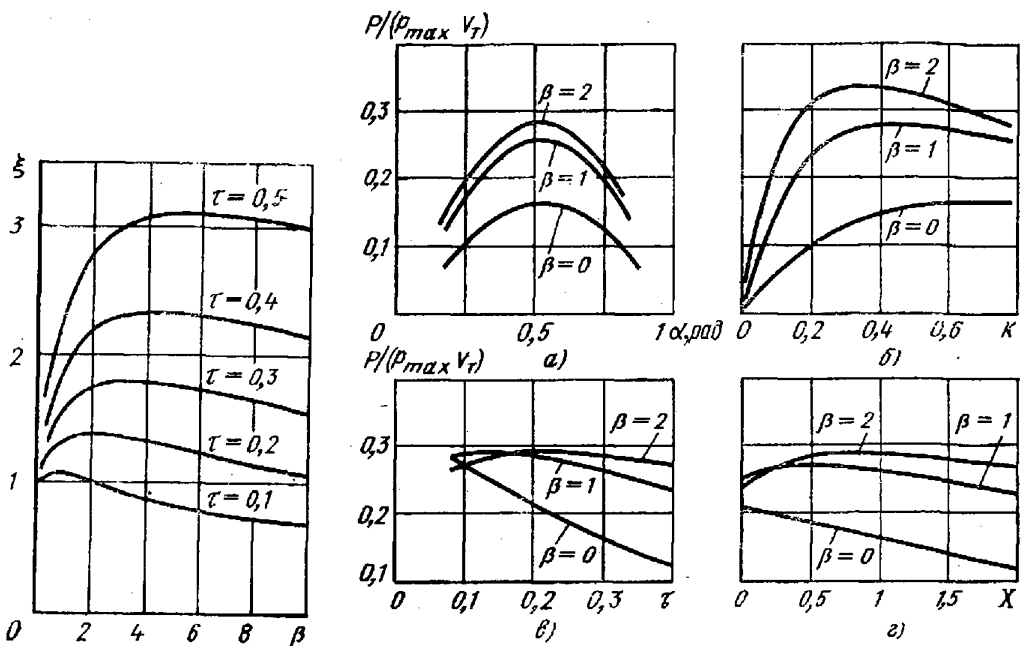


Рис. 6.8. Зависимость показателя увеличения работы цикла Шмидта ξ от коэффициента соотношения масс β для смешанного рабочего тела [364]

Рис. 6.9. Влияние конструктивных параметров τ , X , k и α на параметр мощности двигателя $P/(p_{\max} V_T)$ в цикле Шмидта при различных значениях коэффициента соотношения масс β для газового и смешанного рабочих тел [364]:

a — зависимости параметра мощности $P/(p_{\max} V_T)$ от фазового угла α ; $б$ — зависимости параметра мощности $P/(p_{\max} V_T)$ от отношения вытесняемых объемов k ; $в$ — зависимости параметра мощности $P/(p_{\max} V_T)$ от отношения температур τ ; $г$ — зависимости параметра мощности $P/(p_{\max} V_T)$ от отношения мертвого объема X

Зависимость изменения относительного мертвого объема X от параметра мощности приведена на рис. 6.9, $г$. Известно, что для двигателей с газовым рабочим телом мертвый объем считается важным конструктивным параметром, и для получения максимальной мощности он должен быть уменьшен до минимального значения. Поэтому в случае смешанного рабочего тела представляет значительный интерес меньшая чувствительность мощности двигателя к изменениям мертвого объема. Действительно (рис. 6.9, $г$), мощность двигателя возрастает с увеличением относительного мертвого объема до $X = 1$, затем мощность двигателя постепенно падает. Такая взаимозависимость мощности и мертвого объема имеет важное значение и позволяет использовать в теплообменниках конструкции более прочных элементов с большой внутренней поверхностью.

Распределение массы и массовые скорости потоков. Представляет интерес и распределение массы смешанного рабочего тела в двигателе Стирлинга. Полученные зависимости для массы, выраженной в безразмерном виде для стандартной компоновки двигателя с газовым ($\beta = 0$) и смешанным ($\beta = 2$) рабочими телами для полостей сжатия и расширения (без учета массы в мертвом объеме), приведены на рис. 6.10.

Анализируя графики, можно отметить большую концентрацию массы смешанного рабочего тела в полости сжатия и соответствующее ее уменьшение в полости расширения по сравнению с газообразным рабочим телом. Такое распределение масс со смешанным рабочим телом в полости сжатия предположительно объясняется тем, что парообразный компонент при низкой температуре должен иметь нулевой объем и давление для того, чтобы давление газового компонента в полости сжатия превышало давление в полости расширения. Это явление сопровождается дополнительным повышением плотности рабочего тела, изменяющейся с температурой. Повышение концентрации массы в полости сжатия, по-видимому, обуславливает и уменьшение оптимального отношения вытесняемых объемов k с увеличением коэффициента соотношения масс β (рис. 6.9, б).

Циклические изменения массовых скоростей газового и смешанного рабочих тел в полостях сжатия и расширения показаны на рис. 6.11. В обоих случаях ($\beta = 0$ и $\beta = 2$) кривая $G—C$ представляет собой массовую скорость потока из полости расширения, а кривая $C—K—E—b$ полость расширения; аналогично кривая $H—B$ — массовую скорость v в полость сжатия, а кривая $B—J—D$ — из полости сжатия; кривая $D—L—N$ — массовая скорость потока v в полость сжатия.

Для более удобного рассмотрения графические зависимости изменений массовых скоростей потоков в полостях сжатия и расширения совмещены на одном графике (для каждого β), что позволяет по заштрихованным площадям определять расходы и продолжительности прохождения потоков через регенератор. Так, сумма заштрихованных площадей $A—G—B$ и $E—M—F$ представляет собой общий поток рабочего тела через регенератор из полости расширения в полость сжатия, а площадь $C—K—D$ — общий поток из полости сжатия через регенератор в полость расширения. За период, соответствующий прямой $B—C$, поток поступает в регенератор из полостей сжатия и расширения, а за период, соответствующий прямой $D—E$, выходит из регенератора в полости сжатия и расширения.

Сравнение двух рабочих тел (рис. 6.11, а и б) показывает, что у смешанного рабочего тела массовые скорости потока в полости сжатия значительно выше, а в полости расширения существенно

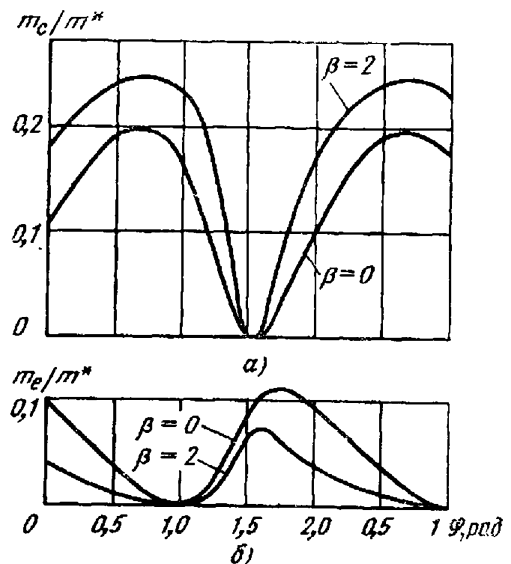


Рис. 6.10. Циклические изменения относительного количества газового и смешанного рабочих тел в полостях сжатия (m_c/m^*) и расширения (m_e/m^*) от угла поворота коленчатого вала φ в цикле Шмидта [364]:

а — полость сжатия; б — полость расширения

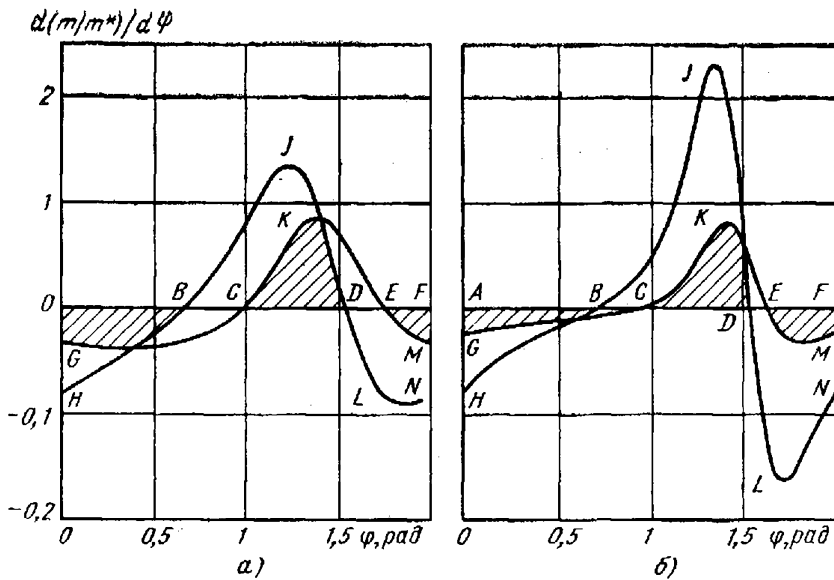


Рис. 6.11. Циклические изменения массовых скоростей потоков $\frac{d(m, m^*)}{d\varphi}$ газового и смешанного рабочих тел от угла поворота коленчатого вала α в цикле Шмидта:
 $a - \beta = 0$; $b - \beta = 2$

ниже, чем у газообразного рабочего тела. Такой же вывод может быть сделан и из рис. 6.10.

Оптимизация конструктивных параметров. Как показали Уокер и Агби, оптимальная комбинация k и α при заданных τ и X зависит от β [363]. Для смешанного рабочего тела оптимальные значения k существенно ниже, чем для газообразного, что обусловлено различием в распределении масс в рабочих полостях двигателя [364].

В процессе исследований проведено варьирование оптимальными отношениями объемов и после установления соотношений, позволивших сравнить максимальные объемы рабочих полостей. Полученные результаты были сведены в рабочие диаграммы (рис. 6.12). Диаграммы построены для полостей расширения, сжатия и общей рабочей полости для трех случаев:

- а) оптимальной компоновки двигателя с газовым рабочим телом при $\tau = 0,3$; $\xi = 1$; $\alpha = 0,54$ рад (97°), $k = 0,74$ и $\beta = 0$;
- б) компоновки с теми же конструктивными параметрами, что и для случая «а», но со смешанным рабочим телом при $\beta = 2$;
- в) оптимальной компоновки двигателя для смешанного рабочего тела при $\beta = 2$, $\tau = 0,3$ и $\xi = 1$. В этом случае $\alpha = 0,53$ рад (95°) и $k = 0,35$.

Полезная работа за цикл, эквивалентная площади индикаторной диаграммы, в случае «б» в 1,76 раза больше, чем полезная работа для случая «а» (см. рис. 6.7). Полезная работа за цикл в случае «в» (размеры двигателя такие же, как и для случая «б», но с установленными соотношениями для максимальной мощности) в 2 раза больше, чем для случая «а».

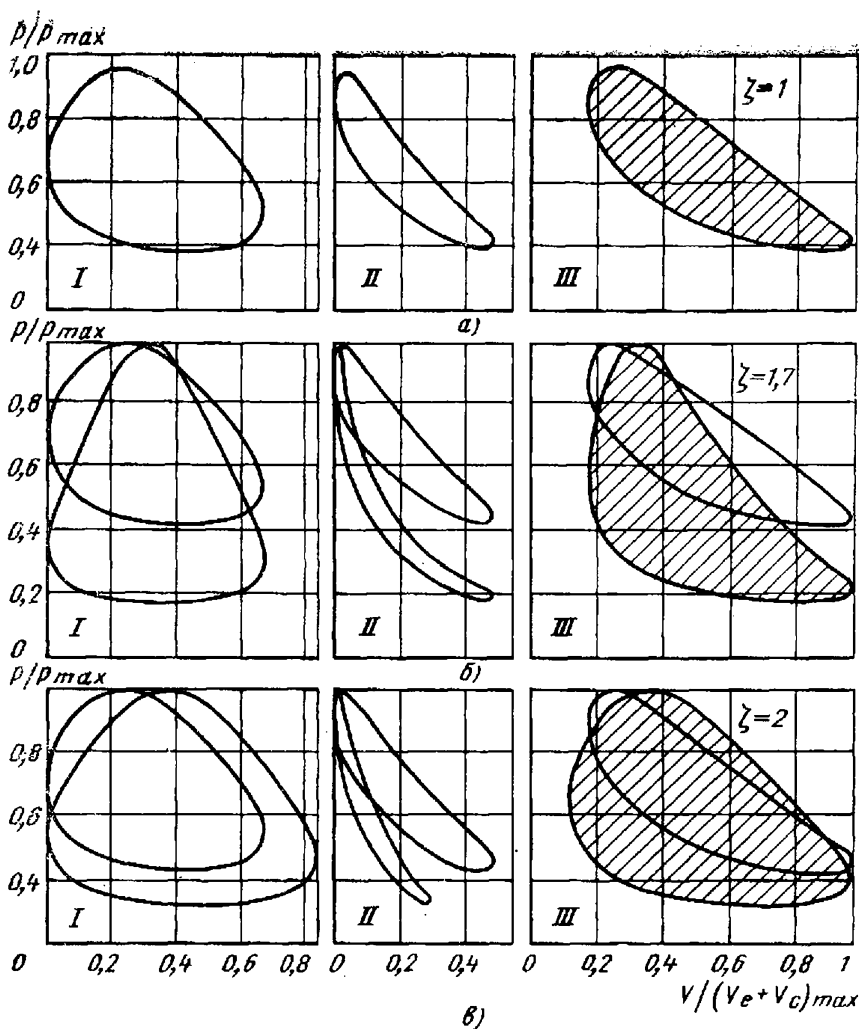


Рис. 6.12. Рабочие p, V -диаграммы двигателей с оптимальными комбинациями конструктивных параметров с газовым ($\beta = 0$) и смешанным ($\beta = 2$) рабочими телами в цикле Шмидта при $\tau = 0,3$; $\xi = 1$ (давление и объемы даны в условных единицах) [364]:

$a - \beta = 0$; $k = 0,74$; $\alpha = 0,51\pi$; $b - \beta = 2$; $k = 0,74$; $\alpha = 0,54\pi$; $в - \beta = 2$; $k = 0,35$; $\alpha = 0,53\pi$; I — полость расширения; II — полость сжатия; III — общая рабочая полость

По результатам исследований [364] были составлены обобщенные графики для оптимальных компоновок двигателей со смешанным рабочим телом (с различными значениями β), аналогичные графикам, рассмотренным в гл. 3 для газообразного рабочего тела.

Композиции смешанных рабочих тел. Рассматриваемая теория считается настолько высокоидеализированной, что единственной характеристикой различных композиций рабочих тел, пригодных для исследований, являются молекулярные массы газообразных (M_a) и жидких (M_b) рабочих тел, входящих в данную композицию. Для исследований был предусмотрен ряд композиций с различными значениями отношений молекулярных масс $N = M_a/M_b$. Легкие газы (гелий и водород, $M_a = 4$ и $M_a = 2$) соединяли с тяжелыми

жидкостями (фреон, $M_0 > 100$), тяжелые газы (двуокись углерода, $M_a = 44$) с легкими жидкостями (вода, $M_0 = 18$); исследовали также и промежуточные композиции. В частности, для стандартной компоновки с принятыми параметрами $\tau = 0,3$; $X = 1$; $k = 0,74$; $\alpha = 0,54\pi$ рад (97°) и $\beta = 2$ лучшие результаты, оцениваемые по максимальному значению отношений работ ξ , были получены для композиции воздуха и воды с молекулярным отношением масс, равным 1,6 ($N = M_a/M_0 = 29/18 = 1,6$). Однако для оценки всех компоновок двигателей не было проведено достаточного объема работ. Кроме того, идеализация теории такова, что любые выводы должны рассматриваться лишь как предварительные результаты.

Теория, основанная на некоторых предположениях, подразумевает изотермичность процессов сжатия и расширения, однородность смеси, обеспечивающей постоянство коэффициента соотношения масс β , и малые гидравлические потери. Как отмечалось ранее, основным критерием для выбора газовых рабочих тел является отношение P/Q . Для смешанных рабочих тел также, по-видимому, существует аналогичная зависимость, но для их оценки и строгого анализа отсутствуют необходимые данные.

Возможность применения смешанных рабочих тел в холодильных машинах. Все кратко изложенные выше вопросы относились к тепловым двигателям и к системам превращения теплоты в работу, т. е. к таким преобразователям, полости расширения которых нагревались, а полости сжатия охлаждались.

Возможность использования смешанных рабочих тел в холодильных машинах исследовалась Уокером и Агби [363 и 364]. Исследования показали, что и в этом случае применение смешанного рабочего тела также приводит к повышению степени сжатия, возрастанию диапазона изменения давления и в конечном результате к росту холодопроизводительности машины без увеличения ее массы, размеров и стоимости по сравнению с газообразным рабочим телом. Степень эффективности смешанного рабочего тела значительно возрастает при относительно высоких температурных уровнях охлаждения и резко снижается при криогенных температурах не отличаясь от обычного газового цикла. Кроме того, в исследованиях циклов с криогенными температурами необходимо обращаться к предполагаемому рабочему телу со свойствами фазоизменяющегося компонента, которыми не обладает ни одно из известных реальных рабочих тел.

Потенциальные возможности смешанных рабочих тел. Проведенные исследования показали, что удельные характеристики двигателей и холодильных машин Стирлинга могут быть значительно улучшены с применением смешанных рабочих тел. Степень их улучшения (почти в 2 раза) достаточна для продолжения следующего этапа исследований.

Возможность повышения удельной мощности позволяет снизить высокие уровни давления по сравнению с двигателями с газообразным рабочим телом. Кроме того, процессы парообразования и конденсации, наблюдаемые при фазовом переходе одного из компо-

ентов, характеризуются высокими коэффициентами теплоотдачи. Поэтому процессы сжатия и расширения в большей степени будут приближены к изотермическим, чем в цикле с газовым рабочим телом.

Наличие жидкости во взвешенном состоянии или в виде тонкой пленки может оказать положительное влияние на эффективность и срок службы уплотнения. Автором было обнаружено, что присутствие воды или легких углеводородов на уплотнительном материале «Рулон», работающем в среде гелия, значительно повышает его эффективность и срок службы. Проявление этих действий весьма непостоянно и трудновоспроизводимо, а недостаточное число экспериментов не позволяет сделать окончательные выводы и иметь основания для их публикации.

Повышение срока службы, улучшение условий трения и снижение износа является важным вопросом для поршневых уплотнений двигателей двойного действия, работающих в условиях трения без смазочного материала при значительном перепаде давления. Такие уплотнения всегда устанавливаются в нижней холодной (при температуре окружающей среды) части поршня, смежной с полостью сжатия, где в случае применения смешанного рабочего тела фазоизменяющийся компонент будет находиться в жидком состоянии.

В двигателях с кривошипно-шатунным и ромбическим приводами, а также с приводом от косой шайбы газовые уплотнения для штока вытеснителя, проходящего через рабочий поршень, другие. В двигателях фирмы «Филипс» используются диафрагменные уплотнения или уплотнения из материала «Рулон». Такие уплотнения устанавливаются обычно в нижней части цилиндра, имеющей температуру окружающей среды, где фазоизменяющийся компонент смешанного рабочего тела собирается в виде жидкости. Вопрос о ее месте нахождения конструктивно решается просто — жидкость занимает небольшую кольцевую полость над обычным газовым уплотнением (рис. 6.13). При замене газового уплотнения жидкостным, требования к уплотнениям значительно снижаются.

При рассмотрении возможностей использования смешанного рабочего тела для улучшения характеристик машин Стирлинга его преимущества для тепловых двигателей в наибольшей степени проявляются при пониженных температурах в полости расширения (выше температуры окружающей среды), а для холодильных машин — при более высоких температурах (ниже температуры окружающей среды).

Поэтому можно предположить, что такие рабочие тела могут быть с успехом использованы в двигателях Стирлинга, работающих от низкотемпературных источников теплоты, т. е. от энергии отработавших газов поршневых двигателей и газовых турбин, а также от относительно простых по конструкции, а следовательно, имеющих более низкую стоимость солнечных концентраторов. В случае холодильных машин оптимальной областью их применения являются кондиционеры воздуха, тепловые насосы, установки для

консервирования, хранения и переработки продуктов, работающие при высокотемпературных уровнях охлаждения.

Интересна комбинация из двух машин Стирлинга — теплового двигателя и холодильной газовой машины. Оба модуля, использующие одно и то же смешанное рабочее тело (фреон и водород), представляют собой единую систему, источником которой может быть солнечная энергия, отработавшие газы двигателей, природный газ и ископаемые топлива, а также различного вида городские отходы и биогаз.

Экспериментальные работы со смешанными рабочими телами. Сообщений о результатах проведенных экспериментальных работ со смешанными рабочими телами немного. Так, У. Бил в своих исследованиях (для улучшения работы уплотнения рабочей полости) впрыскивал в цилиндр небольшого демонстрационного свободнопоршневого двигателя незначительное количество воды (рис. 6.11). В результате было установлено, что возросшего давления было достаточно до того критического момента увеличения мощности, когда вытеснитель сплющивался после нескольких циклов работы.

Этот эксперимент вдохновил автора на проведение описанных выше исследований, для которых была спроектирована специальная установка (рис. 6.14). Установка состоит из закрытого с обоих торцов длинного цилиндра с находящимися внутри полым вытеснителем, соединенным кривошипно-шатунным механизмом. Конструкция позволяла регулировать скорость и ход вытеснителя. Один торец цилиндра нагревался с помощью трубчатого электронагревателя, а другой охлаждался водой.* В цилиндре были установлены пьезоэлектрические датчики

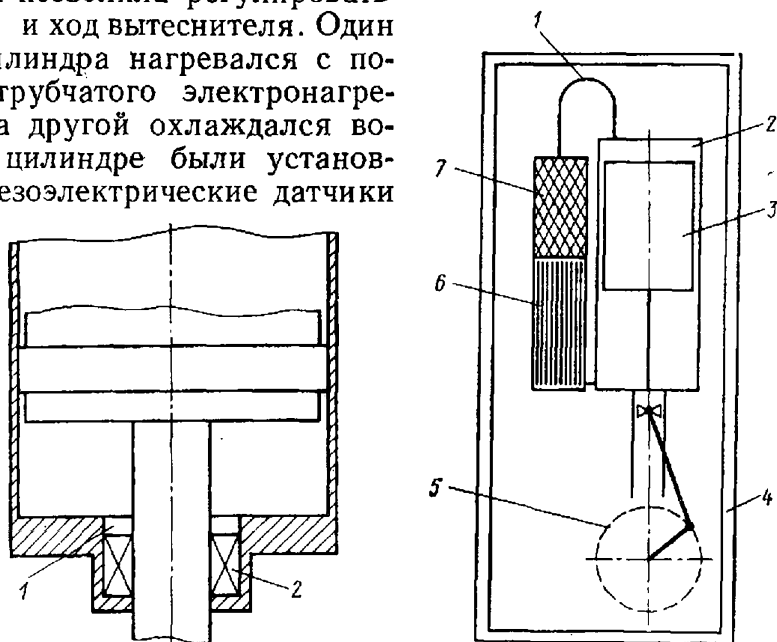


Рис. 6.13. Жидкостное уплотнение штока поршня:
1 — жидкость; 2 — газовое уплотнение

Рис. 6.14. Экспериментальные установки для исследования смешанных рабочих тел:
1 — трубчатый электрический нагреватель; 2 — цилиндр; 3 — вытеснитель; 4 — стальной корпус; 5 — регулируемый кривошипно-шатунный механизм с приводом от двигателя; 6 — холодильник; 7 — регенератор

давления и термопары для измерения средних температур в полостях сжатия и расширения. Опытную установку размещали внутри стального корпуса; она могла работать в любом относительно оси цилиндра положении. В цилиндре предусмотрены два питательных клапана, один из которых подключали к баллону с сжатым газом; через другой клапан с помощью обыкновенного шприца вводили дозируемый объем жидкости.

Зазор между цилиндром и вытеснителем выполнял роль кольцевого регенератора. Так как верхняя и нижняя части вытеснителя находились соответственно у нагреваемого и охлаждаемого торцов цилиндра, то вдоль вытеснителя отмечался значительный перепад температур. Для уменьшения тепловых потерь вследствие теплопроводности стенки цилиндра и вытеснителя были выполнены из тонкой коррозионно-стойкой стали.

Для проведения экспериментов были изготовлены вытеснители с различными отношениями длины к диаметру; аналогично были изготовлены и цилиндры. Это позволило осуществить соответствующий подбор вытеснителей по их диаметру и ходу, а также обеспечить необходимый диаметральный зазор, оказывающий влияние на характеристики кольцевого регенератора. При данном перепаде давления массовый расход рабочего тела оставался пропорциональным кубу диаметрального зазора. Важным являлся также и вопрос обеспечения соосности вытеснителя и цилиндра с сохранением постоянного минимального зазора между ними.

Другая экспериментальная установка может быть применена для конструкции вытеснителя с уплотнением на холодном конце; в этом случае перемещения рабочего тела из полости расширения в полость сжатия происходят по узким каналам трубчатого электронагревателя, регенератора и водяного трубчатого холодильника.

В обоих рассмотренных случаях экспериментальные установки выполнены по схеме одноцилиндровых двигателей Стирлинга вытеснительного типа, в которых рабочий поршень закреплен неподвижно. Такая конструкция обеспечивает постоянный рабочий объем системы. Перемещение рабочего тела из одной полости в другую осуществляется с помощью вытеснителя. Это вызывает циклическое изменение давления рабочего тела, совпадающее по фазе с движением вытеснителя или, иными словами, с изменением объема рабочего тела в полости расширения. Постоянство общего объема значительно упрощает анализ системы с двигателем Стирлинга. Цель создания экспериментальных установок состояла в том, чтобы проверить метод прогнозирования изменения диапазона давления при постоянном общем объеме системы, т. е. подтвердить теорию экспериментальными данными для различных смешанных рабочих тел. Предполагалось также, что упрощенная методика может быть пригодной и для реальных двигателей Стирлинга с изменяющимся общим объемом системы. Кроме того, на тех же самых установках предполагалось провести и исследования регенеративных теплообменников с фазоизменяющимися рабочими телами. По-видимому, в литературе нет информации о таком типе регенераторов.

Первые опыты со смесью воздуха и воды принесли разочарование, так как обнаружилось, что не было способа для поддержания постоянства однородности распределения компонентов в цилиндре. Вода или собиралась в полости сжатия, или, если установка была повернута на 180° (полость сжатия расположена над полостью расширения и наоборот), наблюдалось резкое повышение давления от мгновенно испаряющихся капель воды.

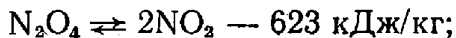
Несмотря на собственные неудачи автора, принципы, заложенные в экспериментальных установках, могут быть рекомендованы для других потенциальных исследователей как хорошее начало интересного поля деятельности.

Химически реагирующие рабочие тела

Введение. Повышение удельной мощности двигателей Стирлинга может быть также достигнуто применением химически реагирующего рабочего тела, рассматриваемого как конденсируемый диссоциирующий газ. Он может использоваться как однокомпонентное рабочее тело, а также в комбинации с другими инертными теплоносителями.

Эффективность применения диссоциирующего газа аналогична эффективности использования двухфазного, двухкомпонентного рабочего тела, рассмотренного выше. При низкой температуре цикла химически реагирующее рабочее тело — жидкость, превращающаяся в пар при повышении температуры. При более высоких температурах пар или газ диссоциируют на менее сложные молекулы или на отдельные химические элементы. В происходящих при этом эндотермических или экзотермических реакциях возможно изменение числа молей.

Четырехокись азота. Из химически реагирующих рабочих тел наибольшего внимания заслуживает четырехокись азота. Ее реакция диссоциации происходит в две стадии:



Скорости обеих реакций велики, и равновесные состояния при всех температурах наступают достаточно быстро. Происходящая в дальнейшем реакция диссоциации окиси азота NO имеет небольшую скорость; этой реакцией можно пренебречь.

Интерес к четырехокиси азота объясняется тем, что ее реакция диссоциации эндотермическая, протекает с большой скоростью и сопровождается увеличением числа молей, обусловленного химическим равновесием, сдвинутым вправо. Это приводит к увеличению удельной теплоемкости рабочего тела и способствует приближению процесса расширения к изотермическому. Большое значение имеет и то обстоятельство, что реакция N_2O_4 достаточно хорошо изучена и для нее составлены таблицы теплофизических свойств [194 и 195].

Четырехокись азота считается высококоррозионно-активным и токсичным веществом и в целом малопригодна для использования в двигателях Стирлинга. В теоретическом плане с точки зрения эффекта изменения числа молей такой подход не имеет значения. Однако в реальных двигателях и при лабораторных исследованиях необходимо учитывать все факторы.

Возможность использования четырехоксида азота в двигателях Стирлинга рассмотрена в работе [367]. Изучение носило характер элементарного теоретического анализа циклов Шмидта с композиционным рабочим телом, состоящим из N_2O_4 и инертного газообразного носителя. Такое изучение явилось дополнением к ранней работе Уокера и Агби по двухфазному двухкомпонентному недиссоциирующему рабочему телу (вода и воздух). Результаты этих двух исследований опубликованы, что позволяет производить их сравнение. Расчеты с частично химически реагирующим рабочим телом показали значительное увеличение удельной мощности по сравнению с обычным газообразным рабочим телом. Сравнение производили со стандартной компоновкой двигателя с оптимальными конструктивными параметрами ($\tau = 0,3$; $X = 1$; $k = 0,74$; $\alpha = 0,54$ рад) и максимальной мощностью при одном и том же отношении температур, максимальных давлений и объемов, т. е. для двигателей с теми же размерами, массой и стоимостью.

Результаты исследований приведены на рис. 6.15. Коэффициент соотношения масс $\beta = m_r/m_a$, где m_r и m_a — соответствующие массы частично химически реагирующего рабочего тела и инертного газа. Полученные зависимости легко сравнимы с аналогичными кривыми для двухфазного двухкомпонентного рабочего тела (см. рис. 6.9), так как они даны в одних и тех же координатах.

Рабочие диаграммы и отношения работ ξ в зависимости от коэффициента соотношения масс β приведены на рис. 6.16 и 6.17. Эти диаграммы могут быть легко сравнимы с соответствующими зависимостями, представленными на рис. 6.7 и 6.8 для смешанного двухфазного двухкомпонентного рабочего тела.

Основной вывод, полученный из этих ограниченных и идеализированных исследований, состоит в том, что химически реагирующие рабочие тела не имеют значительных преимуществ по сравнению с более простыми двухфазными двухкомпонентными рабочими телами. Однако нельзя не придавать значения этой идее и делать окончательные выводы на основании недостаточно глубоких исследований. Поэтому другие исследователи продолжают эти работы.

Однокомпонентные многофазные системы. Возможно существование рабочих тел, которые непосредственно могут быть использованы в качестве единственного компонента в конденсируемой диссоциирующей системе. Отсутствие инертного газоносителя устраняет проблемы обеспечения постоянства коэффициента соотношения масс β для различных температурных уровней в двигателе. В экспериментальных работах с двухфазным двухкомпонентным рабочим телом сохранение постоянного значения этого коэффициента трудноосуществимо. Нет никаких оснований быть уверенным в том, что и

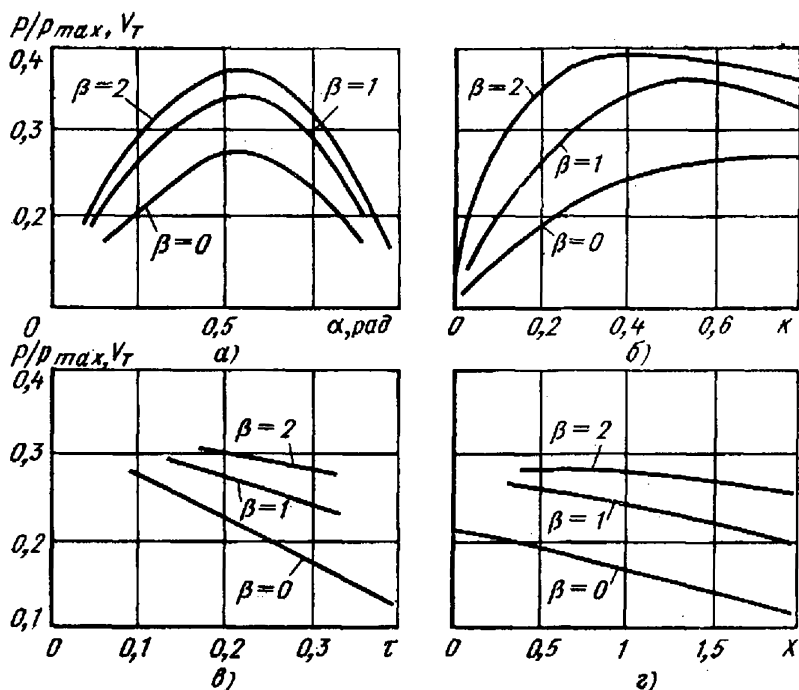


Рис. 6.15. Влияние конструктивных параметров (τ , χ , k , α) на параметр мощности двигателя $P/(\rho_{\max} V_T)$ в цикле Шмидта при различных значениях коэффициента соотношения масс $\beta = m_r/m_a$ для газового и частично химически реагирующего рабочих тел [367]:

а — зависимости параметра мощности $P/(\rho_{\max} V_T)$ от фазового угла α ($\tau = 0.3$; $k = 0.74$; $X = 1$); б — зависимости параметра мощности $P/(\rho_{\max} V_T)$ от отношения вытесняемых объемов $k\tau = 0.3$; $X = 1$; $\alpha = 0.5\pi$); в — зависимости параметра мощности $P/(\rho_{\max} V_T)$ от отношения температур τ ($X = 1$; $\alpha = 0.5\pi$; $k = 0.74$); г — зависимости параметра мощности $P/(\rho_{\max} V_T)$ от отношения мертвых объемов $X = V_D/V_E$ ($\tau = 0.3$; $k = 0.74$; $\alpha = 0.5\pi$)

для химически реагирующей системы с инертным газоносителем нет проблем. Вероятно, многих проблем можно избежать при использовании только одного компонента рабочего тела: жидкого

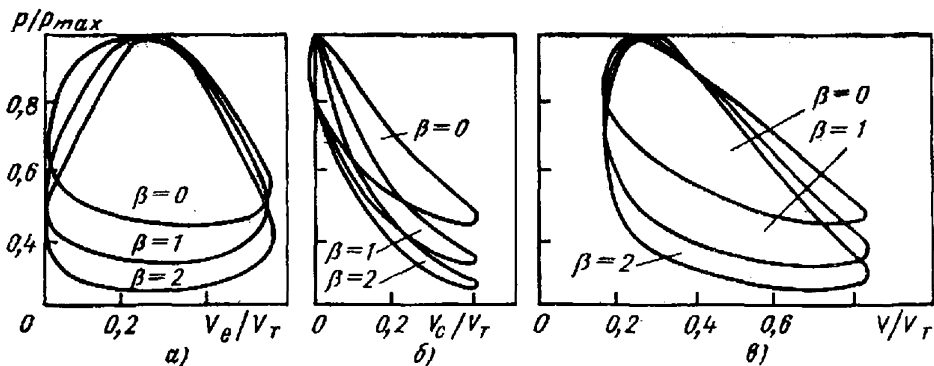
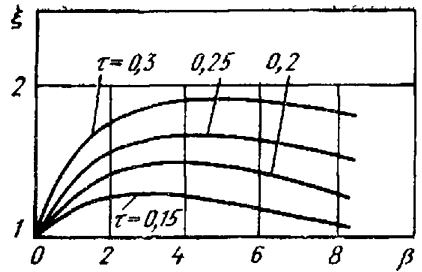


Рис. 6.16. Рабочие p, V -диаграммы циклов Шмидта с частично химически реагирующим рабочим телом для стандартных условий ($\tau = 0.3$; $\chi = 1$; $\alpha = 0.54\pi$; $k = 0.74$) в зависимости от коэффициента соотношения масс $\beta = m_r/m_a$. Давление дано в относительных единицах [367]:

а — полость сжатия; б — полость расширения; в — общая рабочая полость

Рис. 6.17. Зависимость показателя изменения работы цикла Шмидта ξ от коэффициента соотношения масс β для частично химически реагирующего рабочего тела [367]:

($X = 1,0$; $k = 0,74$; $\alpha = 0,5\pi$)



в полости сжатия и парообразного с возможной диссоциацией в полости расширения. Так, в регенеративном двигателе с изотопным источником, разработанным фирмой «Термо-электрон» для системы «искусственное сердце», в качестве рабочего тела была использована вода.

Рассмотрению характеристик теоретического цикла Стирлинга с четырехокисью азота посвящены две аналогичные работы [192 и 386]. Из работы [386] следует, что при использовании химически реагирующего рабочего тела удельная мощность двигателя значительно возрастает, а КПД, зависящий от отношений давления и эффективности регенератора, уменьшается. С другой стороны, в работе [192] показано, что использование диссоциирующего газа в идеальном цикле Стирлинга приводит к *увеличению* его КПД — с 13 % для недиссоциирующего газа до 24 % с диссоциирующим.

Причина такого расхождения проста и объясняется различными предположениями и допущениями, принятыми авторами этих работ в идеальном цикле Стирлинга. В простейшем идеализированном цикле Стирлинга (как и в любом другом термодинамическом цикле с подводом и отводом теплоты при постоянных температурах) термический КПД должен быть равен КПД цикла Карно вне зависимости от вида рабочего тела.

Следовательно, применение ЭВМ, с одной стороны, и использование более сложных методик, с другой — позволяют сделать заключение, что интересные исследования в области использования сложных рабочих тел еще впереди. Кроме того, необходимо также проводить и фундаментальные экспериментальные работы.

Жидкие рабочие тела

В общих чертах описание регенеративных двигателей замкнутого цикла с жидкими рабочими телами было дано Мелоуном в 1930 г. [211 и 212]. Эти машины подходят под определения двигателей Стирлинга (см. гл. 1), но дать для них отдельную классификацию чрезвычайно трудно; вероятно, их следует называть просто двигателями Мелоуна.

Известно, что существует только одно сообщение о результатах его работы. Его статья, во многих отношениях неясная, не содержала никаких технических подробностей, однако в ней приведено сообщение об индикаторном КПД двигателя, равном 27 %. В статье помещены фотографии двигателей — двухцилиндрового и одноци-

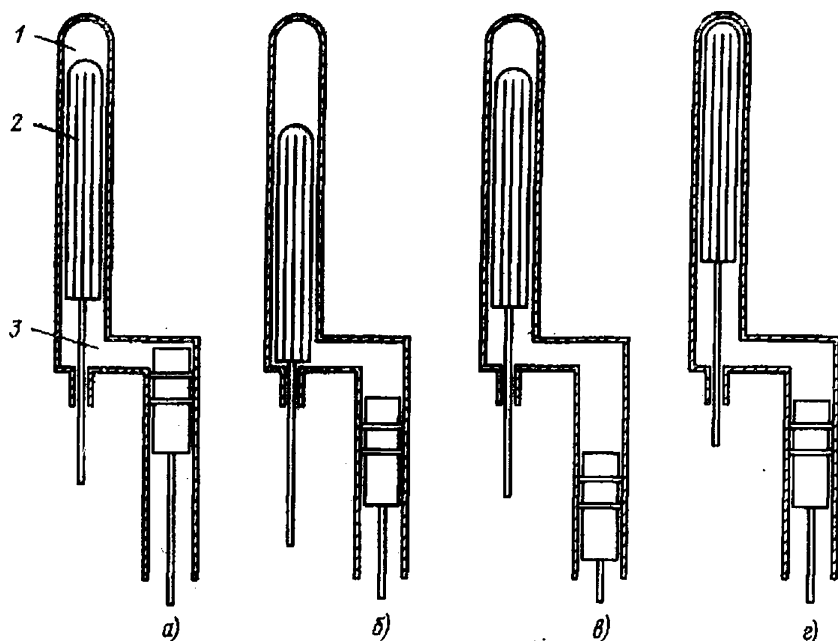


Рис. 6.18. Схема работы двигателя Мелоуна с жидким рабочим телом [211 и 212]:
 а—г — различные положения рабочего поршня и вытеснителя; 1 — полость расширения;
 2 — регенеративный вытеснитель; 3 — полость сжатия

линдрового, работающих при очень высоком давлении (20 — 80 МПа) и низких частотах вращения (24—250 об/мин).

Схема, использовавшаяся автором для описания принципа действия двигателя, аналогична схеме, приведенной на рис. 6.18. В двигателе имелись два параллельных цилиндра с поступательно перемещающимися поршнями. Один из них — регенеративный вытеснитель, другой — рабочий поршень с поршневыми уплотнительными кольцами. Во многих отношениях эта схема аналогична схеме двигателя Хейнричи с вытеснителем и рабочим поршнями в отдельных цилиндрах. Верхняя часть цилиндра вытеснителя нагревалась, а нижняя — охлаждалась. Процесс сжатия в цилиндре осуществляется с одновременным охлаждением.

Во всех четырех положениях система находилась под давлением. Условные рабочие p , V -диаграммы системы, построенные в произвольных единицах, заимствованы из работы Мелоуна (рис. 6.19). Система способна производить полезную работу, как в обычном двигателе Стирлинга.

Считается, что идеальные жидкости несжимаемы, т. е. их плотности не зависят от давления и температуры. Однако если рассматривать реальные жидкости, то они все же сжимаемы, но в значительно меньшей степени, чем газы. Это изменение объема жидкости от давления и температуры и приводит к циклу двигателя с жидким рабочим телом.

Рассмотрим в p , V -координатах изотермы для воды и водяного пара в диапазоне температур от 0 до 648 °С (рис. 6.20). Критическая изотерма при 370 °С показана более толстой линией, а крити-

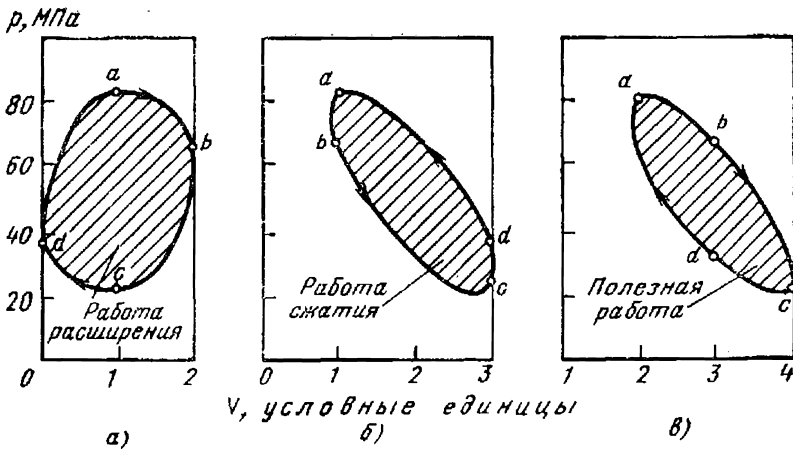


Рис. 6.19. Предполагаемые рабочие p , V -диаграммы двигателя с жидким рабочим телом; диапазон изменения давления указан в соответствии с данными Мелоуна, а объем — условный [211 и 212]:

a — полость расширения; b — полость сжатия; c — общая рабочая полость

ческая точка отмечена в правом нижнем углу*. Критическая изотерма имеет большое значение, так как позволяет установить верхний температурный предел существования жидкости. Выше этой температуры при любом давлении рабочее тело превращается в пар с соответствующими теплофизическими свойствами.

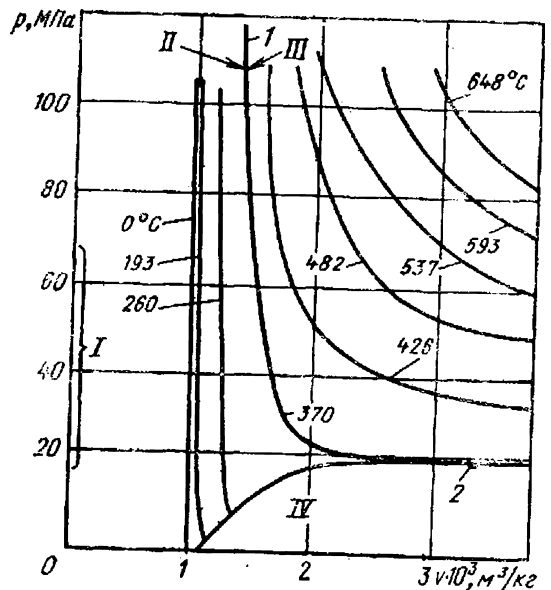
Рабочий диапазон давления для двигателя Мелоуна отмечен стрелкой. В статье температура рабочего тела не указана, но автором была приведена температура топочных газов, равная 1371°C . Очевидно, температура рабочего тела в отдельных наиболее нагретых точках цикла превышала критическую (370°C), а следовательно, рабочее тело не являлось жидкостью. Такой цикл правильнее называть *цикл с фазоизменяющимся рабочим телом* высокой плотности.

В качестве рабочего тела Мелоун использовал ртуть, нефть и воду. Исследовались

* В отечественной технической литературе по термодинамике критическая точка воды определяется следующими параметрами: $p_K = 22,6$ МПа; $V_K = 0,0031$ м³/кг; $t_K = 374,15$ °С. — Прим. перев.

Рис. 6.20. p , V -диаграмма водяного пара:

1 — критическая изотерма; 2 — критическая точка; I — рабочий диапазон давления двигателей Мелоуна; II — жидкость; III — газ; IV — жидкость + пар (данные приведены из работы Е. Д. Арнольда «Таблицы пара электрической исследовательской ассоциации», Лондон, 1967)



циклы с бензином, спиртом, углекислотой, сернистым ангидридом, однако предпочтение было отдано воде. Рассматривая свойства составного рабочего тела, Мелоун кратко упомянул о возможностях несмешивания рабочих тел в полостях сжатия и расширения, вызванного, по-видимому, действием сил отталкивания. Это обстоятельство способствует проведению дальнейших исследований.

Высокое давление таких двигателей вызывает необходимость использования цилиндров с толстыми стенками. Поэтому для снижения тепловых потерь вследствие теплопроводности цилиндр вытеснителя имеет большую длину и небольшой диаметр. Большой диапазон изменения давления обуславливает незначительный вытесняемый объем рабочего поршня. Для уменьшения толщины стенки, а следовательно, и массы цилиндра рабочего поршня цилиндр также имеет небольшой диаметр и относительно большую длину.

В статье Мелоуна отмечается, что регулирование мощности двигателя осуществляется путем изменения хода вытеснителя. По всей вероятности, такой способ является наиболее эффективным. Подробного описания системы регулирования в статье нет, но, очевидно, эта система имела кремальберный механизм, связанный со штоком вытеснительного поршня.

Большая плотность рабочего тела в цикле, по-видимому, является основной причиной, ограничивающей высокую частоту вращения двигателя. Поэтому такие двигатели, вероятно, должны иметь большую массу и низкую частоту вращения. С другой стороны, необходимо также знать, какими преимуществами должны обладать такие двигатели для широкого их применения в будущем. Во-первых, это высокий коэффициент теплоотдачи и большая удельная теплоемкость жидкого рабочего тела по сравнению с газом. Во-вторых, менее сложная проблема уплотнений, несмотря на высокое давление в двигателе. В третьих — использование жидкого рабочего тела в качестве смазочного материала. Оригинальным и специфическим свойством такого двигателя является способность к самоповышению давления. Например, рассмотрим двигатель, в котором в качестве рабочего тела используется вода. При подводе определенного количества теплоты давление в двигателе автоматически возрастает, так как нагретое в горячей зоне рабочее тело сжимает оставшуюся в двигателе жидкость; в этом случае отношение (dp/dv) имеет большое значение.

Вероятно, единственной областью применения двигателей Мелоуна являются солнечные энергетические установки, состоящие из двигателей Стирлинга и водяных насосов. Насос, использующий воду как рабочее тело, имеет значительные преимущества. Кроме того, увеличение удельных объемов рабочего тела в двигателе происходит при умеренных изменениях температур (см. рис. 20). Поэтому для таких двигателей могут быть использованы относительно простые и имеющие небольшую стоимость солнечные концентраторы; однако удельные мощности и КПД двигателей будут иметь очень низкие значения.

Преимущества таких систем значительно повысятся, если двигатели сделать самопускающимися. Однако неясно, каким образом это можно обеспечить несмотря на то, что имеются некоторые основания полагать, что новые оригинальные механизмы, предназначенные для свободнопоршневых двигателей Била с характеристиками, обеспечивающими их самопуск, могут быть использованы и в двигателях Мелоуна. В связи с этим следует отметить, что существует широкое поле деятельности для исследований в области двигателей с жидкими рабочими телами.

ГЛАВА 7

РАБОЧИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ СТИРЛИНГА

Введение

Двигатели Стирлинга обычно имеют две соединяющиеся между собой полости с изменяющимися объемами, находящимися при различных температурах. Полости, заполненные рабочим телом, соединены с магистралью, которая имеет нагреватель, холодильник и регенератор соответственно для подвода, отвода и накопления тепловой энергии. Компоновочные схемы двигателей, составленные из этих элементов, могут быть весьма разнообразными — от одноцилиндровых до многоцилиндровых. Изменение объемов в них может быть обусловлено приводными механизмами с возвратно-поступательным или вращательным движением. Независимо от компоновочных схем двигателей существуют общие положения и методы, с помощью которых можно изменять характеристики двигателей.

Идеальная максимальная мощность и КПД

Максимальные мощность и КПД могут быть достигнуты в любом двигателе Стирлинга при условии осуществления идеального цикла, для которого вся масса рабочего тела в любой момент времени должна находиться в термодинамическом равновесии, а подвод и отвод теплоты — происходить при постоянных температурах. Необходимо также обеспечить условия, при которых в любой зоне регенератора теплообмен между насадкой и рабочим телом должен осуществляться при постоянной температуре.

Естественно, что в реальных двигателях такие условия невыполнимы, так как невозможно создать условия, при которых вся масса рабочего тела, находясь в той или иной полости, имела бы постоянную температуру. В двигателе не должно быть и мертвого объема, т. е. объема соединительной магистрали вместе с объемами всех теплообменников. Нереально и требование достижения постоянства температур при подводе и отводе теплоты. Это может быть достигнуто

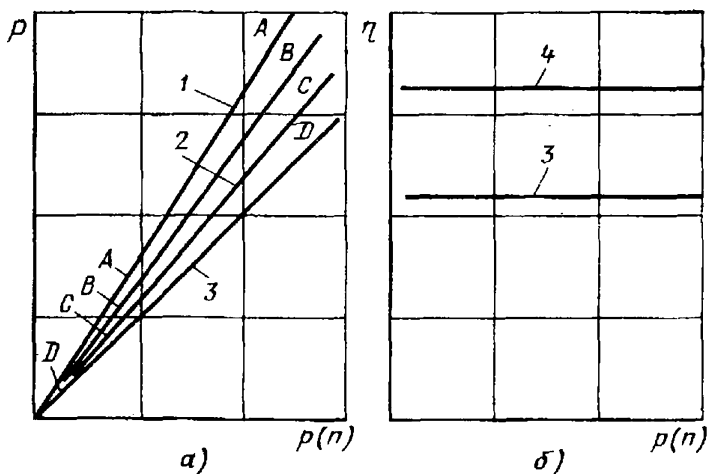


Рис. 7.1. Зависимости мощности и термического КПД двигателя Стирлинга от давления рабочего тела (частоты вращения).

Графики отражают влияние на идеальный цикл Стирлинга мертвого объема, гармонического закона перемещения поршней и адиабатных условий сжатия и расширения:

1 — идеальный цикл Стирлинга; 2 — цикл Шмидта; 3 — адиабатный цикл Финкельштейна; 4 — идеальные изотермические циклы Стирлинга и Шмидта

лишь при бесконечно большом коэффициенте теплопередачи или при использовании рабочего тела с теплоемкостью, равной нулю.

Идеальный теоретический цикл имеет наилучшие характеристики, которые могут быть условно изображены линиями А—А (рис. 7.1). Они отражают зависимости идеальной мощности единицы массы рабочего тела и термического КПД от давления рабочего тела или частоты вращения двигателя.

Действительный цикл

Мертвый объем. Главное отличие действительного цикла от идеального состоит в невозможности распространения на всю массу рабочего тела единства места, состояния и времени. Даже в случае прерывистых движений поршней идеальный двигатель Стирлинга должен иметь некоторый мертвый объем, занимаемый регенератором и другими теплообменниками, что обуславливает уменьшение амплитуды давления при перемещении рабочего тела из полости сжатия в полость расширения. В результате мощность двигателя снижается (линия В—В, рис. 7.1, а); КПД двигателя в этом случае равен КПД идеального цикла.

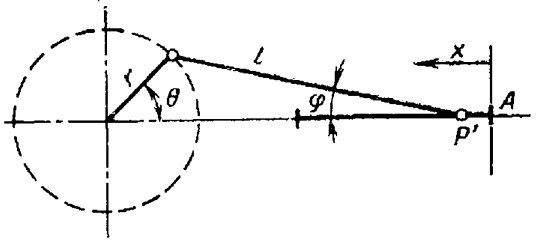
Замена прерывистого закона перемещения поршней синусоидальным, что характерно для изотермического цикла Шмидта, вызывает перераспределение массы рабочего тела между полостями сжатия, расширения и мертвым объемом, а также приводит к уменьшению амплитуды давления и снижению мощности двигателя (линия С—С, рис. 7.1, а). Как и в предыдущем случае, КПД не изменяется.

Большинство имеющихся приводных механизмов не обеспечивают изменения объемов в точности по синусоидальному закону. Рассмотрим обычный кривошипно-шатунный механизм (рис. 7.2). Закон движения поршня P' можно выразить уравнением

$$X/r = (1 - \cos \theta) + (l/r) (1 - \cos \varphi), \quad (7.1)$$

где X — расстояние, пройденное поршнем P' от ВМТ до точки А; r — радиус кривошипа; l — длина шатуна; θ — угол

Рис. 7.2. Простейший кривошипно-шатунный механизм



положения кривошипа; φ — угол положения шатуна.

Второй член уравнения искажает синусоидальный характер движения поршня. Степень искажения уменьшается с возрастанием длины шатуна, имеющего конструктивное ограничение, превышение которого ведет к увеличению размеров и массы машин.

Несинусоидальный характер движения влияет на распределение массы рабочего тела в двигателе и может не вызывать снижение мощности, зависящей от других параметров. Во многих случаях несинусоидальный характер движения поршней является второстепенным фактором и обычно, по крайней мере на стадии предварительного проектирования, им можно пренебречь.

Адиабатный цикл. Ни один из перечисленных выше факторов не влияет на термический КПД двигателя. В предыдущих случаях принималось, что в обеих полостях сохраняются изотермические условия, следовательно, термический КПД, несмотря на возможное уменьшение количества передаваемой теплоты, остается неизменным. Однако в реальных двигателях достигнуть изотермических условий довольно сложно. Теплообмен всегда ограничен. Лучшей моделью цикла для высокооборотных двигателей (с частотой вращения, равной примерно 2000 об/мин) может быть адиабатный цикл Финкельштейна, который предполагает отсутствие теплообмена в полостях сжатия и расширения (коэффициент теплоотдачи равен нулю). Однако в нагревателе и холодильнике коэффициент теплоотдачи принимается бесконечно-большим; поэтому температура рабочего тела в теплообменниках всегда равна максимальной и минимальной температурам в цикле, т. е. T_{\max} и T_{\min} . Более подробно этот цикл был рассмотрен в гл. 2.

Переход от изотермических к адиабатным условиям в цилиндре двигателя вызывает заметное перераспределение циклически изменяющейся массы рабочего тела. Средняя температура рабочего тела в полости расширения по сравнению с изотермическими условиями меньше, а в полости сжатия больше. Следовательно, работа расширения уменьшается, а работа сжатия увеличивается. В результате полезная работа за цикл и термический КПД снижаются (линия $D-D$, рис. 7.1). Переход к адиабатным условиям оказывает существенное влияние и на КПД; в некоторых случаях КПД снижается приблизительно в 2 раза по сравнению с КПД при изотермических условиях.

Тепловые потери

Рассмотрим различные виды тепловых потерь и влияние некоторых факторов на характеристики двигателя.

Теплопроводность. Значительное влияние на характеристики двигателя оказывает продольная теплопроводность стенки цилиндра,

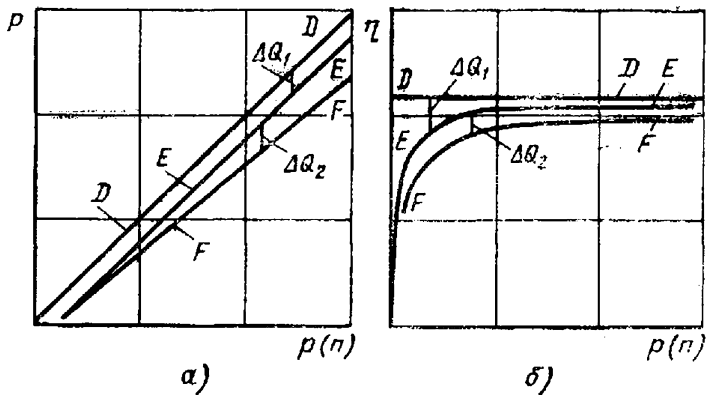


Рис. 7.3. Характеристики двигателей Стирлинга.

Графики отражают влияние тепловых потерь вследствие теплопроводности, а также переноса теплоты вытеснителем, конвекции и излучения, потерь с отработавшими газами, потерь в следствие температурных потенциалов холодильника и нагревателя, потерь в регенераторе: *a* — зависимость мощности двигателя от давления рабочего тела (частоты вращения); *b* — зависимость эффективного КПД от давления рабочего тела (частоты вращения); ΔQ_1 — тепловые потери вследствие теплопроводности, а также переноса теплоты вытеснителем; ΔQ_2 — тепловые потери с отработавшими газами, потери вследствие температурного потенциала теплообменников, потери в регенераторе

а также его другие теплопроводные элементы, расположенные между полостями сжатия и расширения. Потери от них неизбежны; способы их уменьшения были рассмотрены в гл. 3.

Перенос теплоты вытеснителем. Перенос теплоты вытеснителем аналогичен процессу передачи теплоты теплопроводностью. При возвратно-поступательном движении вытеснителя смежные участки стенки цилиндра и вытеснителя имеют различную температуру. В результате наблюдается процесс передачи теплоты от более нагретых к менее нагретым участкам динамической теплопроводностью, приводящей к дополнительным тепловым потерям.

Конвективный теплообмен и тепловое излучение. Тепловые потери в двигателе связаны также с конвекцией и тепловым излучением. В двигателе, работающем на природном топливе, эти потери могут быть снижены путем применения изоляции для нагреваемых узлов подогревателя воздуха, а также использованием тепловых экранов.

Рассмотренные тепловые потери в двигателе зависят в основном от температуры, а от частоты вращения и давления зависят незначительно. Поэтому эти тепловые потери можно представить в виде некоторой постоянной величины ΔQ_1 , снижающей мощность двигателя (линия E—E, рис. 7.3, а). Влияние этих потерь на КПД двигателя наиболее заметно при незначительном давлении и низких частотах вращения, т. е. в диапазоне малых мощностей. Поэтому кривая зависимости КПД в этом диапазоне стремится к нулю (линия E—E, рис. 7.3, б).

Тепловая энергия, уносимая отработавшими газами. В двигателе Стирлинга теплота, уносимая отработавшими газами, в дальнейшем не преобразуется в работу и поэтому относится к прямым тепловым потерям. Часть этой теплоты используется для повышения температуры поступающего в подогреватель воздуха. Вследствие ограни-

чения размеров подогревателя потери теплоты неизбежны. С увеличением подводимой к двигателю теплоты потери с отработавшими газами возрастают.

Температурный потенциал теплообменников. В нагревателе и холодильнике из-за разницы в температурах между концевыми сечениями рабочего тела создаются температурные потенциалы, обуславливающие процессы теплопередачи. В нагревателе температура рабочего тела меньше температуры стенок, а в холодильнике отмечается обратное явление. Так как с возрастанием частоты вращения или повышением давления количество подводимой теплоты увеличивается, возрастают и температурные потенциалы теплообменников, что обуславливает возникновение другого вида тепловых потерь, которые возрастают с повышением мощности двигателя.

Несовершенство процесса регенерации. Регенератор двигателя можно представить как термодинамическую губку, попеременно воспринимающую и отдающую теплоту рабочему телу. Его эффективность зависит от отношений теплоемкостей металлической насадки и проходящего через нее газа. Так как плотность газа возрастает с повышением давления или с увеличением частоты его чередования в регенераторе (при увеличении частоты вращения двигателя), то теплоемкость газа также возрастает. Это приводит к насыщению насадки регенератора рабочим телом и, как следствие, к большим колебаниям ее средней температуры. Данное обстоятельство вызывает снижение эффективности регенератора и относится к тепловым потерям, увеличивающимся с ростом мощности двигателя.

Влияние суммарных тепловых потерь ΔQ_2 , обусловленных отработавшими газами, температурным потенциалом в теплообменниках и несовершенством процесса регенерации, на характеристики двигателя отражено на рис. 7.3 (линия $F-F$). Как видно из графика, с повышением давления и частоты вращения мощность снижается линейно, а КПД практически остается неизменным.

Влияние трения на мощность и КПД двигателя

Мощность механического трения. В двигателях Стирлинга рассматривается влияние механического трения и гидравлического сопротивления. Механическое трение возникает при работе поршневых колец рабочего поршня, резиновых уплотнений, подшипников, масляного насоса и т. п. В режиме холостого хода, когда двигатель не совершает полезной работы, мощность механического трения может быть значительной. Механическое трение увеличивается с ростом давления и частоты вращения, что приводит к снижению мощности и КПД (рис. 7.4, линия $F-F$).

Гидравлическое сопротивление. Оно вызывает другой важный вид потерь мощности в двигателе Стирлинга и связано с падением давления рабочего тела при прохождении его через нагреватель, регенератор и холодильник. Возникающий перепад давления между полостями сжатия и расширения приводит к уменьшению давления

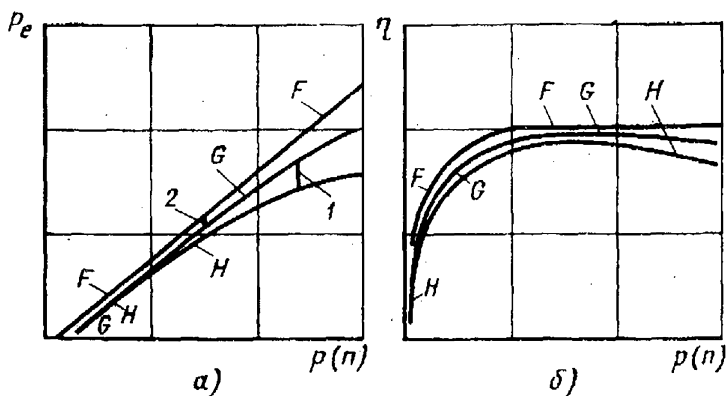


Рис. 7.4. Характеристики двигателей Стирлинга.

Графики отражают влияние механических и гидравлических потерь:

a — зависимость мощности двигателя от давления рабочего тела (частоты вращения); b — зависимость КПД двигателя от давления рабочего тела (частоты вращения); 1 — гидравлические потери; 2 — механические потери

в полости расширения. Вследствие этого площадь рабочей диаграммы полости расширения уменьшается, что приводит к снижению полезной работы. Величина падения давления пропорциональна плотности и квадрату скорости рабочего тела. Влияние гидравлического сопротивления на характеристики двигателя показано на рис. 7.4 (кривая $H-H$).

Вспомогательные агрегаты двигателя

К числу вспомогательных агрегатов двигателя Стирлинга относятся масляный насос, электрические генераторы постоянного и переменного тока, системы зажигания и регулирования, компрессор, водяной насос, вентилятор для охлаждения радиатора, привод для подачи воздуха в подогреватель и другие устройства. Мощность, потребляемая вспомогательными агрегатами, с увеличением частоты вращения и давления возрастает. Характеристики двигателя, принимая во внимание мощность, необходимую для привода вспомогательных агрегатов (кривая $J-J$, рис. 7.5), могут быть получены при испытаниях двигателя.

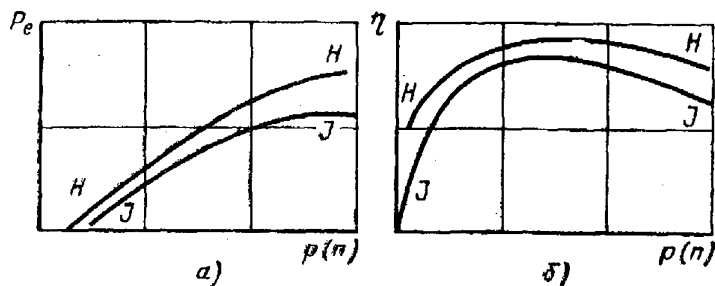


Рис. 7.5. Характеристики двигателей Стирлинга.

Графики отражают влияние затрат мощности на привод вспомогательных агрегатов: a и b — то же, что на рис. 7.4; разность ординат между кривыми $H-H$ и $J-J$ — мощность вспомогательных агрегатов; $J-J$ — экспериментальная кривая

Рабочие характеристики двигателей

Эффективная мощность и КПД двигателей. Подтверждение приведенных выше характеристик было сделано Мейером [228], опубликовавшим в 1959 г. экспериментальные данные об испытаниях одноцилиндрового, вытеснительного типа двигателя Стирлинга фирмы «Филипс» эффективной мощностью, равной 30 кВт (рис. 7.6).

Техническая характеристика двигателя

Рабочее тело	Водород
Номинальная температура, °С	
нагревателя	700
холодильника	15
Максимальное давление, МПа	13,7
Отношение давлений	2
Диаметр поршня, мм	88
Ход поршня, мм	60

Зависимость крутящего момента от частоты вращения. Приведенные Мейером данные включали зависимости изменения крутящего момента от частоты вращения (рис. 7.7). Пологий характер этих зависимостей особенно благоприятен при использовании двигателя Стирлинга на автомобиле. Высокие значения крутящего момента при низких частотах вращения способствуют быстрому разгону, т. е. ускорению автомобиля, и позволяют использовать относительно простую систему трансмиссии, компенсирующую повышенные капитальные затраты по сравнению с ДВС.

Циклическая характеристика крутящего момента. В дополнение к изложенному выше двигатель Стирлинга имеет весьма хорошие циклические характеристики крутящего момента, т. е. незначительное изменение крутящего момента за один оборот вала. Неравномер-

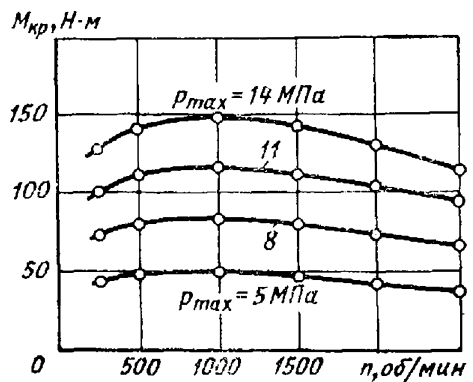
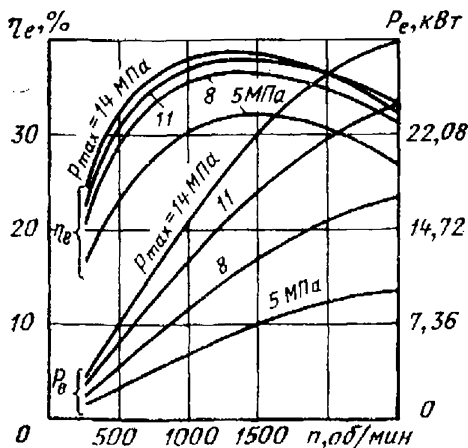


Рис. 7.6. Экспериментальные зависимости эффективного КПД η_e и эффективной мощности P_e одноцилиндрового с ромбическим приводом двигателя Стирлинга фирмы «Филипс» при различном максимальном давлении [228]

Рис. 7.7. Зависимость крутящего момента $M_{кр}$ одноцилиндрового с ромбическим приводом двигателя Стирлинга фирмы «Филипс» от частоты вращения вала при различном максимальном давлении

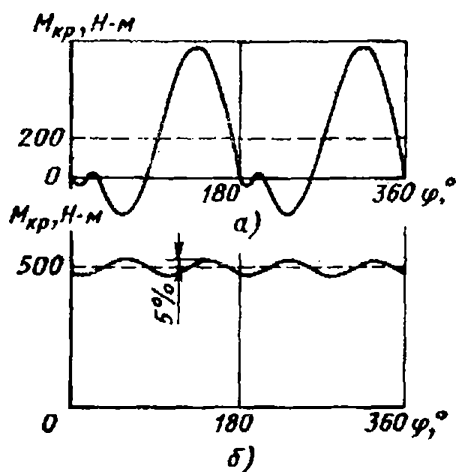


Рис. 7.8. Изменение крутящего момента $M_{кр}$ за цикл двигателя Стирлинга и бензинового ДВС (Мейер, 1970 г.):

a — бензиновый двигатель Отто (четырёхцилиндровый, четырёхтактный; $n = 3800$ об/мин; мощность; $P_e = 74$ кВт); *б* — четырёхцилиндровый двигатель Стирлинга ($n = 1500$ об/мин; мощность $P_e = 73$ кВт)

ность изменения крутящего момента за цикл двигателя Стирлинга намного меньше, чем у ДВС той же мощности.

Сравнение характеристик циклических крутящих моментов для четырех цилиндровых двигателей — Стирлинга и бензинового ДВС практически одной мощности, равной соответственно 73 и 74 кВт, — было проведено Мейером в 1970 г. (рис. 7.8). Относительно постоянное значение циклического крутящего момента в двигателе Стирлинга объясняется небольшим значением отношения давления ($p_{max}/p_{min} = 2$), а также тем, что полный цикл в каждом цилиндре совершается за один оборот вала. В ДВС изменение давления за цикл происходит в диапазоне 0,08—5 МПа, а полный цикл в четырёхтактном двигателе завершается за два оборота вала. Преимущество малой неравномерности циклического крутящего момента любого двигателя в значительном уменьшении размеров маховика.

Температуры нагревателя и холодильника. Зависимости эффективной мощности и эффективного КПД двигателя от температур нагревателя и холодильника представлены на рис. 7.9 [228]. Они однозначно отражают улучшение этих характеристик при повы-

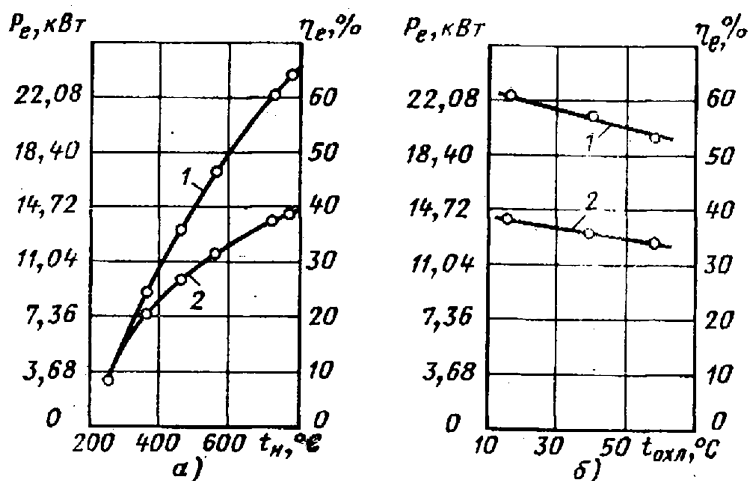


Рис. 7.9. Зависимости эффективной мощности P_e и эффективного КПД η_e одноцилиндрового двигателя Стирлинга с ромбическим приводом фирмы «Филипс»: *a* — температура нагревателя t_n ; *б* — температура воды на входе в холодильник $t_{охл}$; 1 — эффективная мощность P_e ; 2 — эффективный КПД η_e

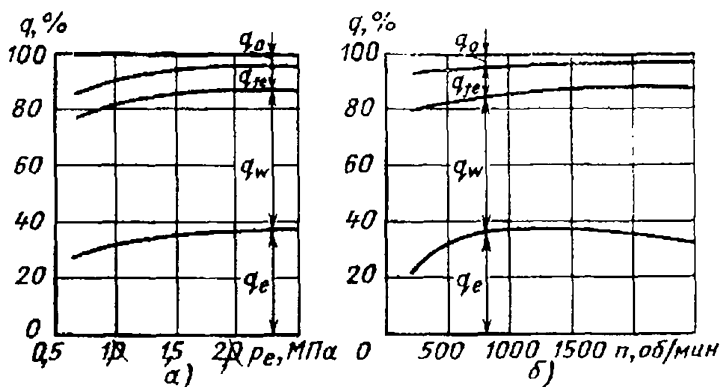


Рис. 7.10. Тепловой баланс одноцилиндрового с ромбическим приводом двигателя Стирлинга фирмы «Филипс»:

a — при среднем эффективном давлении p_e и постоянной частоте вращения, равной $n = 1500$ об/мин; *b* — при частоте вращения n и постоянном максимальном давлении, равном $p_{\max} = 13,7$ МПа; q_e — теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя; q_w — теплота, отводимая системой водяного охлаждения; 3 — теплота q_{fe} , отводимая с отработавшими газами; 4 — прочие потери q_0

шении температуры нагревателя и уменьшении температуры холодильника.

Тепловой баланс. Тепловой баланс двигателя в зависимости от частоты вращения и эффективного давления приведен на рис. 7.10 [228]. Приведенные важные характеристики показывают, что тепловой баланс двигателя Стирлинга в значительной степени независим от эффективного давления и частоты вращения. Из всей подводимой теплоты q в полезную работу превращается от 30 до 40 %. Это и есть эффективный КПД, определяемый отношением полезной мощности на единицу стоимости топлива. Около 50 % подводимой теплоты отводится водяной системой охлаждения. Потери теплоты с отработавшими газами составляют примерно 10 %. К остальным потерям отнесены тепловые потери, характеризующие несовершенство процесса сгорания, и тепловые потери от теплообмена (конвекцией и излучением) двигателя с окружающей средой. Испытания двигателя на стенде проходили без вспомогательных агрегатов.

Характеристики при частичной нагрузке. Свойство двигателей Стирлинга сохранять относительно постоянными значения эффективного КПД в широких диапазонах изменения мощности и частоты вращения особенно важно при использовании его в транспортных системах. Как правило, городской автомобильный транспорт редко работает в режиме полной мощности; обычно его эксплуатация связана с режимом частичных нагрузок, потребляемая мощность которых составляет 20—40 % полной нагрузки.

Пологие характеристики дизелей на частичных нагрузках являются их основным преимуществом перед газотурбинными и бензиновыми двигателями. Тот факт, что двигатель Стирлинга имеет аналогичные дизелю характеристики при частичных нагрузках, позволяет сделать заключение о возможности его применения на транспорте.

Комбинированные характеристики. Эти характеристики двигателя приведены на рис. 7.11 [228]. Они наиболее полно отражают взаимосвя-

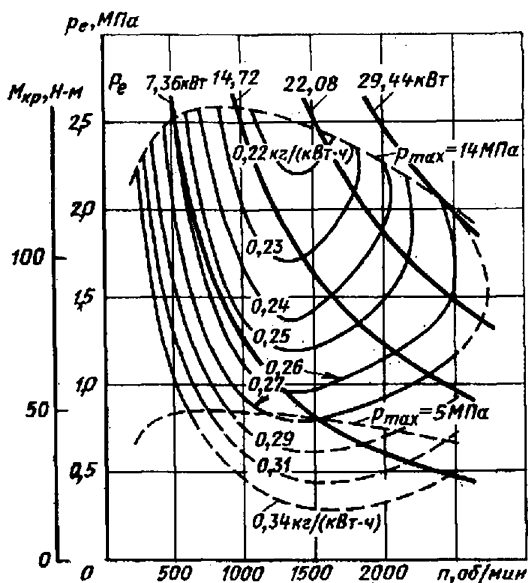


Рис. 7.11. Комбинированные характеристики одноцилиндрового с ромбическим приводом двигателя Стирлинга фирмы «Филипс» [228]

занность технических возможностей двигателя и позволяют определять оптимальные режимы его работы.

По оси абсцисс графика отложена частота вращения двигателя, а по оси ординат — среднее эффективное давление, определенное из уравнения мощности:

$$P_e = p_e L A n / K, \quad (7.2)$$

где P_e — полезная мощность двигателя; p_e — среднее эффективное давление;

L — длина штока рабочего поршня; A — площадь днища рабочего поршня; LA — вытесненный объем рабочим поршнем за цикл; n — частота вращения; K — постоянная величина.

Рассмотрение этого уравнения показывает, что среднее эффективное давление есть работа единицы объема, вытесняемого рабочим поршнем за цикл. По значению этого давления проводится сравнение технических характеристик двигателей. Аналогичный указанному на графике диапазон изменения среднего эффективного давления имеют авиационные и судовые двигатели.

На графике также нанесены сетки кривых постоянных значений удельных расходов топлива и полезной мощности, равной соответственно 7, 15 и 22 кВт; штриховые линии, ограничивающие график сверху и снизу, характеризуют диапазон измеренных при испытаниях постоянных значений максимального давления от 13,7 до 5 МПа.

Вследствие ограниченных возможностей достижения

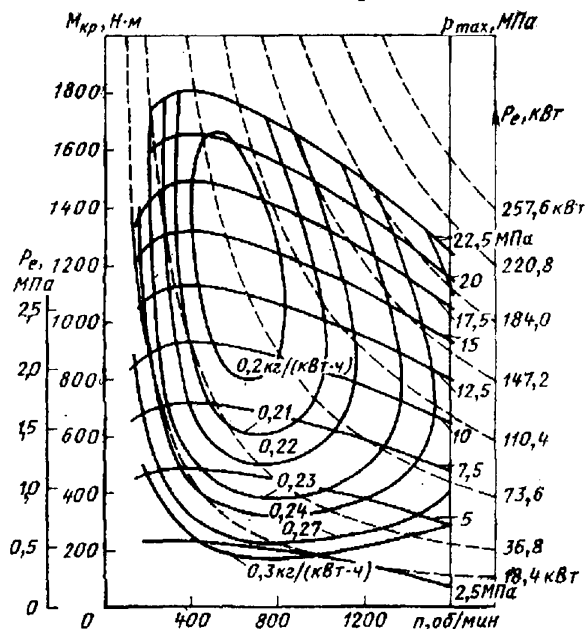


Рис. 7.12. Комбинированные характеристики четырехцилиндрового тягового с ромбическим приводом двигателя Стирлинга фирмы «Филипс». Приведенные расчетные зависимости относятся к оптимизированному двигателю с учетом вспомогательных агрегатов (Мейер, 1970 г.)

максимального давления значения максимального эффективного КПД, т. е. минимального расхода топлива, получить не удалось. Более полная сетка расчетных характеристик, но другого двигателя была опубликована Мейером в 1970 г. (рис. 7.12). Приведенные характеристики относятся к оптимизированному четырехцилиндровому с ромбическим приводом двигателю Стирлинга фирмы «Филипс», предназначенного для городского автомобильного транспорта. Характеристики получены с учетом работы всех вспомогательных агрегатов.

Характеристики токсичности отработавших газов

Двигатели Стирлинга, работающие на дизельном топливе или бензине, имеют значительно лучшие характеристики по токсичности отработавших газов, чем характеристики ДВС. Это одно из главных их преимуществ в вопросе применения для транспорта, как удовлетворяющих современному уровню требований. В США федеральным правительством и властями штатов введены в действие законодательные ограничения по допустимому составу отработавших газов. Наиболее жесткие требования введены в штате Калифорния.

Из всех составляющих отработавших газов наибольший интерес представляют несгоревшие углеводороды HC, окись углерода CO и окислы азота NO_x.

Причины низкой токсичности отработавших газов двигателей Стирлинга — в непрерывном процессе горения, протекающем в камере сгорания с горячими стенками при постоянной температуре, и в низком (близком к атмосферному) давлении. Скорость продуктов сгорания относительно небольшая. Вероятно, что при таких условиях обеспечивается фактически полное сгорание углеводородного топлива лишь с незначительным содержанием окиси углерода в отработавших газах.

Азот, обычно рассматриваемый как инертный газ, взаимодействуя при высокой температуре с кислородом, образует различные окислы. Их реакция в значительной степени зависит от температуры и времени взаимодействия. Количество образующихся в процессе горения окислов азота незначительное, и в большинстве случаев ими можно было бы пренебречь. Однако образование окислов азота связано с загрязнением атмосферы. Это происходит в специфических условиях, например, в г. Лос-Анжелес в зонах с ограниченной циркуляцией воздуха, где высокая концентрация отработавших газов подвергается воздействию солнца.

Благоприятные условия горения, обуславливающие низкое содержание несгоревших углеводородов и окиси углерода, способствуют повышению концентрации окислов азота. В этом отношении двигатель Стирлинга не исключение. Зависимость концентрации окислов азота в отработавших газах двигателя Стирлинга от температуры воздуха на входе в камеру сгорания приведена на рис. 7.13.

Образование окислов азота может быть уменьшено введением в камеру сгорания дополнительного количества воздуха, который

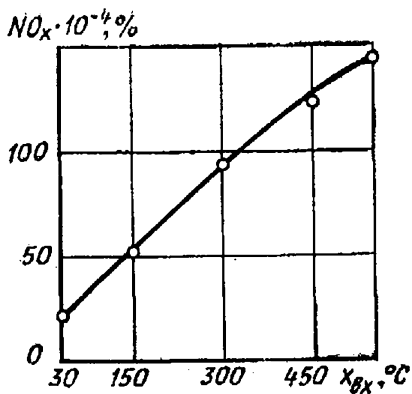


Рис. 7.13. Экспериментальная зависимость концентрации окислов азота в отработавших газах двигателя Стирлинга от температуры воздуха на входе в камеру сгорания (Мейер, 1970 г.).

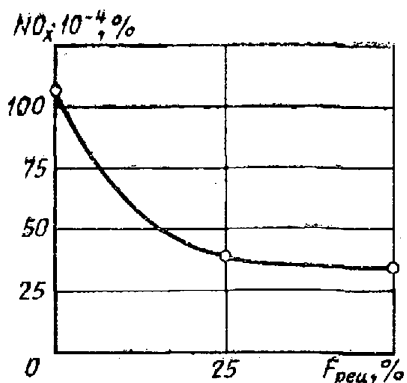


Рис. 7.14. Влияние степени рециркуляции на концентрацию окислов азота в отработавших газах двигателя Стирлинга фирмы «Филипс» (Мейер, 1970 г.).

понижает температуру и скорость реакции взаимодействия между кислородом и азотом. Положительные результаты можно получить при рециркуляции отработавших газов. Данные о значительном уменьшении концентрации окислов азота, полученные с частичной рециркуляцией, приведены на рис. 7.14. В обычном двигателе Стирлинга без рециркуляции концентрация окислов азота составляла $110 \cdot 10^{-4} \%$. При рециркуляции одной трети отработавших газов концентрация окислов азота уменьшалась приблизительно на 30 %. При значительно большей, чем одна треть степени рециркуляции, получено незначительное снижение концентрации NO_x .

Рециркуляция отработавших газов обуславливает некоторые конструктивные изменения двигателя, вызванные как повышенной массой газа в камере сгорания, так и дополнительными затратами мощности на его подачу. Следует отметить, что если значительная часть отработавших газов возвращается и смешивается с подводимым потоком воздуха, то требования к их разделению в подогревателе воздуха снижаются. Тепловая нагрузка, а следовательно, и размеры подогревателя могут быть также уменьшены пропорционально рециркулируемой части отработавших газов, смешивающихся с нагреваемым воздухом еще до поступления его в камеру сгорания.

По характеристикам состава отработавших газов двигателя Стирлинга опубликовано значительное число работ, часть из которых рассматривается применительно к автомобильному транспорту. В 1972 г. Мичелсом были проведены обширные испытания по стандартам штата Калифорния автомобильного двигателя фирмы «Филипс» типа 4-215 двойного действия мощностью 128 кВт, установленного на шасси автомобиля «Форд Торино» (Ford Torino) [234]. Испытания показали, что состав токсичных составляющих отработавших газов двигателя Стирлинга значительно ниже требований, установленных на 1975—1976 гг. Сравнительные данные по со-

ставу отработавших газов различных двигателей приведены ниже.

	Испытания двигателя Стирлинга в 1972 г., мг/м [234]	Требования на 1975—1976 гг., мг/м
Несгоревшие углеводороды	0,062	0,255
Окись углерода	0,192	2,113
Окись азота	0,109	0,249

Аналогичные данные, подтверждающие достаточно хорошие характеристики двигателей Стирлинга, были получены в 1973 г. фирмами «Юнайтед Стирлинг» и MAN/MWM [4]. В 1968 г. сообщалось о проведенных подобных испытаниях на фирме «Дженерал Моторс».

Уровень шума

При работе двигателя Стирлинга имеют небольшой уровень шума, в этом заключаются их значительные преимущества перед ДВС. Малошумные энергетические установки с двигателями Стирлинга представляют интерес для многих областей их применения, в том числе для городских условий (от косилки для скашивания газона и мопеда до больших локомотивов и грузовых машин).

Причиной низкого уровня шума двигателей Стирлинга, напоминающих работу швейной машины, является отсутствие клапанов и периодических всплесков горючей смеси в цилиндре или в камере сгорания. Процесс сгорания топлива в двигателе Стирлинга непрерывный и происходит при постоянном атмосферном давлении в изолированной, а потому снижающей уровень шума камере сгорания. Давление рабочего тела в цилиндре изменяется в небольшом диапазоне, причем отсутствуют периодически работающие впускные и выпускные клапаны. Характер движения возвратно-поступательных и вращающихся узлов двигателя более спокойный, без внезапных ускорений и замедлений. Кроме того, многие конструкции двигателей могут быть полностью или частично динамически уравновешены, что исключает или сводит к минимуму вибрацию.

Обычно когда рассматривается вопрос об уровне шума двигателя Стирлинга, его источники отождествляются с работой вспомогательных механизмов. Во многих случаях шум в основном исходит от работы вентилятора в системе охлаждения радиатора двигателя. В других случаях источник повышенного шума — работа механизма привода.

В работе Постма и других (1973 г.) сообщается об испытаниях автобуса фирмы «Филипс», уровень шума которого составлял 68 дБ, что на 10—15 дБ меньше, чем уровень шума обычных городских автобусов. В других источниках [4] также приведены аналогичные данные по шумовым характеристикам двигателей Стирлинга, разрабатываемых в Швеции и ФРГ. Результаты испытаний, проведенных в 1964 г. на кораблях военно-морского флота США с четырехцилиндровым двигателем фирмы «Филипс» мощностью 265 кВт, подтвердили их благоприятные шумовые характеристики.

Пуск двигателя

Свободнопоршневые двигатели Стирлинга самопускающиеся, что для тепловых двигателей является уникальным свойством. Эта особенность позволяет применять их в тех случаях, когда самопуск необходим. Так, например, они весьма удачно могут применяться для работ с солнечным концентратором энергии. В утренние часы при соответствующем положении солнца концентратор обеспечивает пуск и дальнейшую работу двигателя, продолжающуюся далеко за полдень. Другая возможная область применения самопускающихся двигателей Стирлинга — в системах, включающих различные виды печей, работа которых вызывает необходимость определенных мощностей для привода вентилятора или водяного насоса для циркуляции воды.

Двигатели Стирлинга с кривошипно-шатунным и ромбическим приводами, а также с приводом от косой шайбы несамопускающиеся. Кроме того, начальный момент работы этих двигателей по сравнению с ДВС более сложный.

Для начала работы таких двигателей необходимо нагреть узел головки двигателя. Поэтому перед пуском нагреваемые при работе элементы двигателя должны быть прогреты. В автомобильном варианте двигателя с использованием бензина или дизельного топлива эти требования предполагают наличие достаточно сложной системы пуска (рис. 7.15). При пуске двигатель-генератор, работающий от аккумуляторной батареи, приводит в действие топливный насос, воздушный компрессор для распыления топлива в форсунке и нагнетатель для подачи воздуха в камеру сгорания головки цилиндра двигателя. По истечении определенного интервала времени включается стартер; считают, что с этого момента двигатель прогрет и готов к пуску.

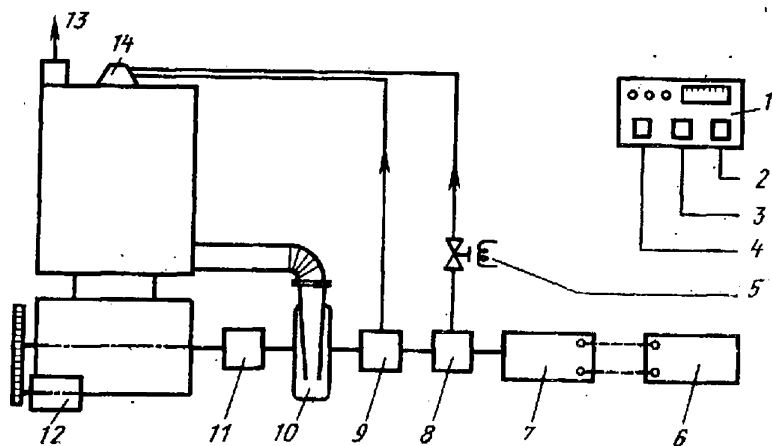


Рис. 7.15. Система пуска двигателя Стирлинга:

1 — щит управления; 2 — кнопка «Стоп»; 3 — кнопка «Пуск»; 4 — кнопка «Подвод теплоты»; 5 — топливный регулирующий клапан; 6 — аккумуляторная батарея; 7 — двигатель-генератор; 8 — топливный насос; 9 — воздушный компрессор для распыления топлива; 10 — нагнетатель воздуха (дутьевой вентилятор); 11 — муфта; 12 — стартер; 13 — выпускная труба; 14 — форсунка и свеча зажигания

Длительное время прогрева может явиться некоторым препятствием для создания заинтересованного отношения потребителя к автомобильным двигателям Стирлинга. Постма и другие в 1973 г. отметили, что время прогрева двигателя до его пуска при окружающей температуре, равной 21 °С, может составлять 15 с, и оно увеличивается с понижением температуры.

В двигателях Стирлинга не обязательно использовать природные виды топлива. Очевидно, в будущем автомобильные двигатели Стирлинга будут работать и от тепловых аккумуляторов, заряжаемых от энергосети в ночное время. В этом случае времени для прогрева двигателя не требуется, и возможен его мгновенный пуск.

Реакция двигателя на изменение нагрузки

Двигатели Стирлинга могут быть сконструированы в расчете на быструю восприимчивость к изменениям нагрузки и скорости. Это относится в первую очередь к автомобильным двигателям, где наиболее часто изменяются нагрузочные и скоростные режимы работы; исключение могут составить лишь двигатели для автомобилей, используемых на дальних перевозках, на междугородных линиях и в локомотивах. С другой стороны, способность двигателя сохранять постоянную частоту вращения вала при внезапно изменяющейся (увеличивающейся или уменьшающейся) нагрузке является важной характеристикой стационарных двигателей, применяемых для привода электрических генераторов, в системах общего использования электроэнергии и тепловых насосах.

Изменение нагрузки на двигатель, естественно, связано с соответствующим регулированием подачи топлива, необходимым для поддержания номинальной температуры нагревателя. Вследствие значительной тепловой инерции нагретых узлов двигателя реакция топливной системы к внезапным изменениям нагрузки не адекватна к такому способу регулирования. Поэтому используется дополнительная система регулирования мощности, реакция которой на внезапное изменение нагрузки может быть практически мгновенной. Более подробно системы регулирования рассмотрены в гл. 8.

Удельная масса двигателя

При заданных мощностях двигателей Стирлинга их размеры и масса имеют большое значение для различных случаев применения и, в частности, для автомобилей, локомотивов, космических и подводных энергетических и силовых установок. Эти характеристики важны, но в несколько меньшей степени и для стационарных электрогенераторов, тепловых насосов, систем общего использования электроэнергии, морских судов.

Изменение размеров и массы двигателя можно достигнуть путем повышения давления рабочего тела, а также улучшением конструкции самого двигателя. Одноцилиндровые вытеснительного типа двигатели 60-х гг. с ромбическим приводом были громоздкими и тяже-

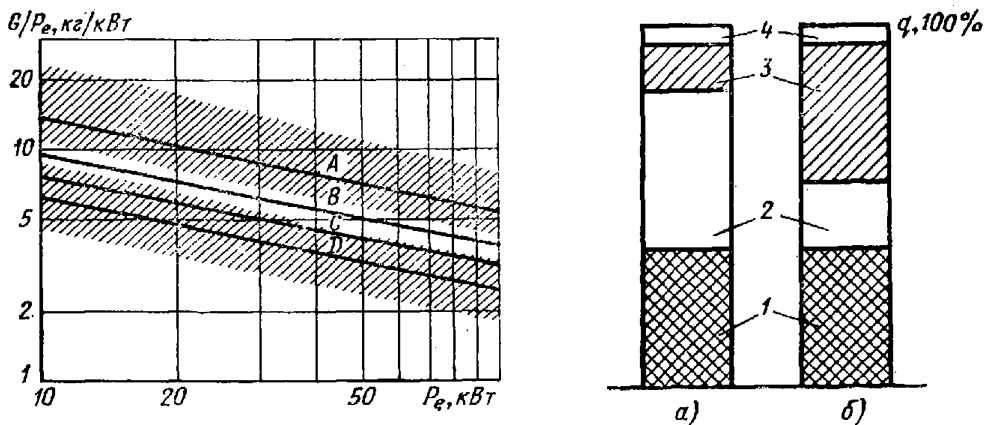


Рис. 7.16. Зависимости удельной массы двигателей Стирлинга, дизеля и бензинового двигателя от эффективной мощности

Рис. 7.17. Тепловые балансы двигателей, имеющих одну и ту же мощность:
 а — двигатель Стирлинга; б — дизель; 1 — теплота, эквивалентная эффективной работе; 2 — теплота, отводимая системой водяного охлаждения; 3 — теплота, отводимая отработавшими газами (конвекция и излучение); 4 — теплота трения

лыми. Однако переход к двигателям двойного действия Сименса (гл. 11) дает возможность по сравнению с двигателями с ромбическим приводом снизить вдвое их размеры и массу, что делает их сравнимыми по этим показателям с дизелями и бензиновыми двигателями. На рис. 7.16 приведены сравнительные данные удельных масс различных двигателей (Стирлинга, дизеля и бензинового) в зависимости от эффективной мощности. Верхняя и нижняя заштрихованные полосы относятся соответственно к дизелям и бензиновым двигателям; линии А, В, С, D — к двигателям Стирлинга на различных стадиях их развития.

Сравнительные данные тяговых двигателей Стирлинга фирмы MAN/MWM и дизелей аналогичных мощностей рассмотрены в работе [393], некоторые из которых приведены в гл. 12 (рис. 12.5).

Двигатели фирмы «Юнайтед Стирлинг» (гл. 13) устанавливали на различных видах транспорта (легковых и грузовых автомобилях) без изменения их прежнего монтажного положения [149].

К основным недостаткам двигателей Стирлинга, устанавливаемых на автомобилях, относятся их большие размеры, масса и более сложная система охлаждения. Тепловая нагрузка системы охлаждения двигателя Стирлинга, вследствие меньших тепловых потерь с отработавшими газами, почти в 2 раза больше, чем в ДВС. Такие неблагоприятные условия для системы охлаждения в автомобильных двигателях достаточно ясно видны из тепловых балансов двигателя Стирлинга и дизеля (рис. 7.17).

Экономические показатели двигателей Стирлинга

Экономические факторы оказывают влияние на направления технического развития двигателей Стирлинга. Имеется лишь небольшая информация об экономических показателях двигателей Стирлинга

в сравнении с ДВС. Такие вопросы, как необходимость использования жаростойких сталей или керамических материалов, а также создание более совершенных систем регулирования, позволяют сделать предположение о невозможности осуществить производство двигателей Стирлинга, в которых себестоимость сравнима с себестоимостью ДВС.

Допустимо, что стоимость двигателей Стирлинга может быть в 2 раза большей, чем стоимость существующих дизелей. Следует отметить, что стоимость дизелей в 2 раза превышает стоимость бензиновых двигателей. Преимущества экономических показателей двигателей Стирлинга по сравнению с ДВС могут проявиться в тех случаях, когда необходимы высокая экономичность, низкие эксплуатационные расходы, уменьшенный расход смазочных материалов и низкая стоимость технического обслуживания.

Общая экономическая оценка двигателей Стирлинга и тяговых дизелей была сделана Розенквистом в 1978 г., причем ее выводы обнадеживающие для двигателей Стирлинга [288]. Это и неудивительно для исследования, проведенного на фирме «Юнайтед Стирлинг». Подобные сравнения всегда зависят от числа принятых оценочных предположений, на основании которых можно сделать различные выводы. Необходимо помнить, что конструкции дизелей постоянно совершенствуются. При испытаниях экспериментальных дизелей с керамическими материалами получены эффективные КПД свыше 50 %. Применение керамических материалов в двигателях Стирлинга несомненно улучшит их характеристики, однако это обстоятельство будет относиться и к другим типам тяговых двигателей

Двигатели Стирлинга, использующие воздух как рабочее тело

Изложенный выше материал относится к двигателям Стирлинга, использующим для достижения высоких КПД и удельной мощности в качестве рабочих тел водород или гелий под большим давлением. В настоящее время представляет значительный интерес и совершенно другой класс двигателей Стирлинга, а именно — небольшие, мощностью менее 1 кВт, тепловые двигатели, которые могут найти применение в качестве разнообразных источников энергии. Надежность для таких машин является более важной характеристикой, чем их удельная мощность. Достижение эффективного КПД таких двигателей, примерно равного 20 %, не является в данном случае проблемой; следует отметить, что у термоэлектрического генератора коэффициент преобразования в 2 (и более) раза меньше.

При невысоких КПД или удельной мощности с точки зрения решения проблемы уплотнения целесообразно применение воздуха в качестве рабочего тела. В этом случае допустимые малые утечки рабочего тела из двигателя могут быть легко устранены с помощью небольшого компрессора. Для многих двигателей с ядерным или химическими (сжиженный газ) источниками теплоты, работающими

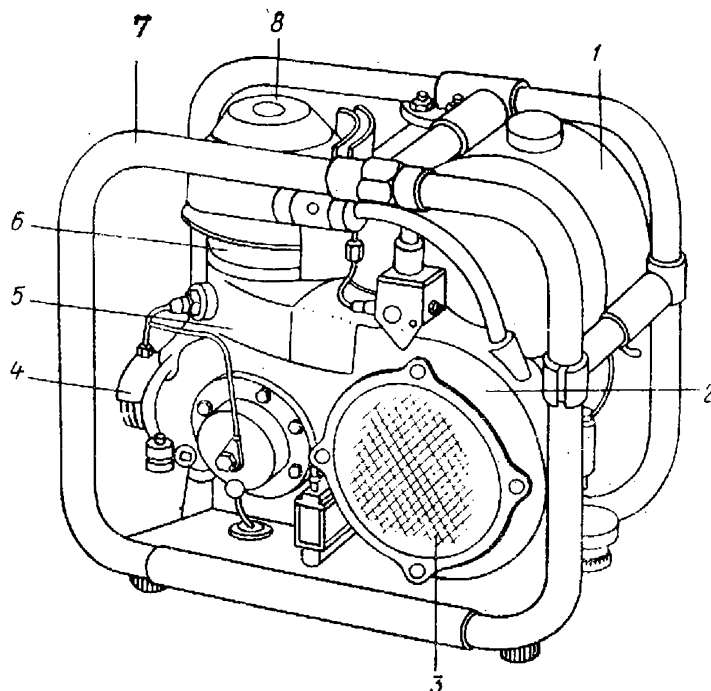


Рис. 7.18. Электрогенераторный блок с двигателем Стирлинга фирмы «Филипс».

Полезная электрическая мощность $P_e = 200$ Вт; частота вращения $n = 1500$ об/мин; рабочее тело двигателя — воздух; среднее давление воздуха в цилиндре $p_{ср} = 1,35$ МПа: 1 — топливный бак; 2 — магистраль охлаждающего воздуха; 3 — вентилятор; 4 — компрессор; 5 — холодильник; 6 — цилиндр двигателя; 7 — рама для пуска двигателя; 8 — нагреватель

при постоянной частоте вращения или при постоянной нагрузке, может быть использована простая система регулирования.

Несомненно, что наиболее удачные конструкции двигателей Стирлинга, работающие на воздухе, были созданы фирмой «Филипс» на первой стадии ее работы над такими двигателями. Более подробно об этом изложено в гл. 10. Один из удачно сконструированных воздушных двигателей (рис. 10.1) был соединен с электрическим генератором в единый блок (рис. 7.18). Первоначально было выпущено несколько сот таких блоков, но из-за отсутствия рынка сбыта их дальнейшее производство было прекращено, а последующие работы были сконцентрированы на разработках двигателей большой мощности. Большинство этих двигателей было передано в учебные заведения стран Европы, однако рабочие характеристики никогда не были опубликованы ни фирмой «Филипс», ни организациями, которые работали с этими двигателями.

В начале 70-х гг. Уард в Батевском университете (1972 г.) получил рабочие характеристики таких двигателей [372]. Эта работа была частью общей программы по развитию небольших двигателей Стирлинга, предназначенных для навигационных сигнальных бакенов, проводившаяся при поддержке фирмы «Тринити хауз лайтхауз сервис» (Trinity House Lighthouse service) и Министерством атомной энергии Канады. Результаты Уарда, представленные ниже лишь незначительными данными, не были опубликованы в открытой печати, так как содержали важные особенности новых направлений в развитии двигателей.

Испытываемый Уардом двигатель отличался от двигателя электрогенераторного блока фирмы «Филипс» типа 102С. В таком двигателе была применена водяная система охлаждения, а в качестве

источника теплоты использовали сжиженные газообразные нефтепродукты (LPG). Поперечные разрезы двигателя показаны на рис. 7.19, а некоторые его характеристики приведены ниже.

Тип двигателя	Одноцилиндровый, вытеснительного типа
Диаметр цилиндра, м	0,056
Ход рабочего поршня, м	0,027
Ход вытеснителя, м	0,025
Вытесненный объем, м ³ :	
полости расширения	$6,38 \cdot 10^{-5}$
полости сжатия	$6,71 \cdot 10^{-5}$
Общий мертвый объем (расчетный), м ³	$7,97 \cdot 10^{-5}$
Фазовый угол α , °	120 (минимум кривой изменения объема полости сжатия отстает от минимума кривой изменения объема полости расширения)
Регенератор	Тонкая стальная проволока, расположенная в кольцевом пространстве перпендикулярно газовому потоку

Для проведения испытаний двигатель был установлен на стенд (рис. 7.20). Выходную мощность измеряли динамометром; расход воздуха и топлива (сжиженный газообразный нефтепродукт) измеряли расходомерами, а температуру головки цилиндра — с помощью припаянных хромель-алюмелевых термопар.

Применявшееся в этих испытаниях топливо представляло собой обычную техническую смесь бутана C_4H_{10} и пропана C_3H_8 , известную под названием «цветной газ». Действительное соотношение газов в смеси неизвестно, и возможны самые различные варианты. Обычно используемая в таких случаях смесь, как правило, состоит из 90 % пропана и 10 % бутана, взятых по массе с низшей теплотворной способностью, равной 46 500 кДж/кг. На всех режимах испытания для обеспечения максимальных температур на головке цилиндра производили регулирование расхода воздуха при заданном количестве топлива (одновременно достигалось оптимальное использование топлива). Отношения количества воздуха к количеству топлива изменяли от минимального значения, равного 20,7, соответствующего максимальной частоте вращения, максимальной мощности и высокой температуре, до минимального значения, равного 32,2 при минимальной мощности и более низкой температуре нагрева.

Некоторые из характеристик двигателя, полученные Вардом, сведены в табл. 7.1, где они даны в зависимости от четырех постоянных значений частоты вращения вала, равных соответственно 1800, 1600, 1400 и 1200 об/мин. Для каждой из указанной частоты вращения измеряли температуру головки цилиндра, равную соответственно 900, 800, 700 и 600 °С, и среднее давление рабочего тела, изменявшееся от 0,4 до 1,2 МПа для каждой из температур.

Графическая интерпретация характеристик двигателя приведена на рис. 7.21 и 7.22. На рис. 7.21 даны зависимости эффективной мощности и удельного расхода топлива от среднего давления рабочего тела для четырех значений температур головки цилиндра при постоянной частоте вращения, равной 1800 об/мин; там же приве-

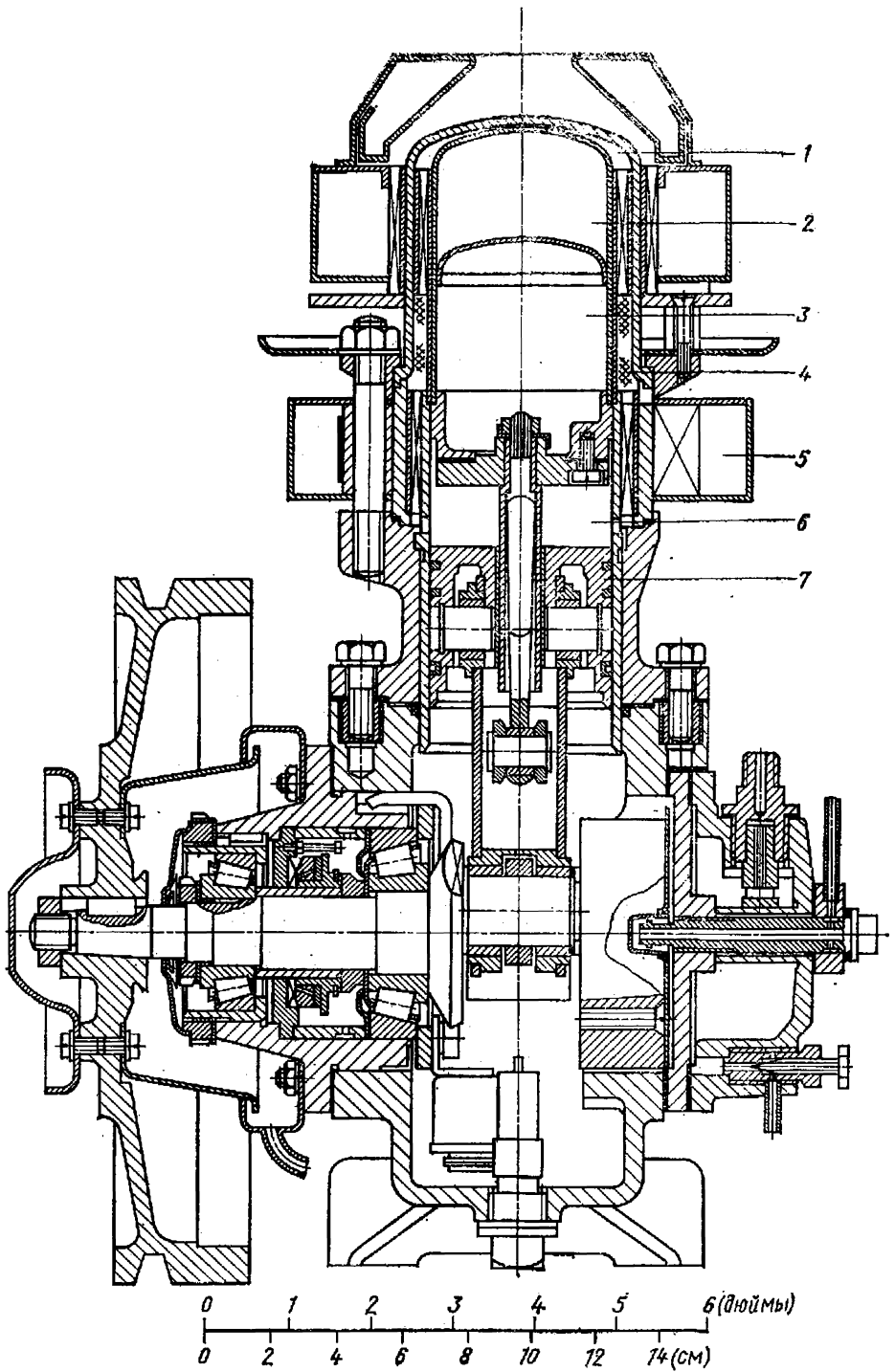
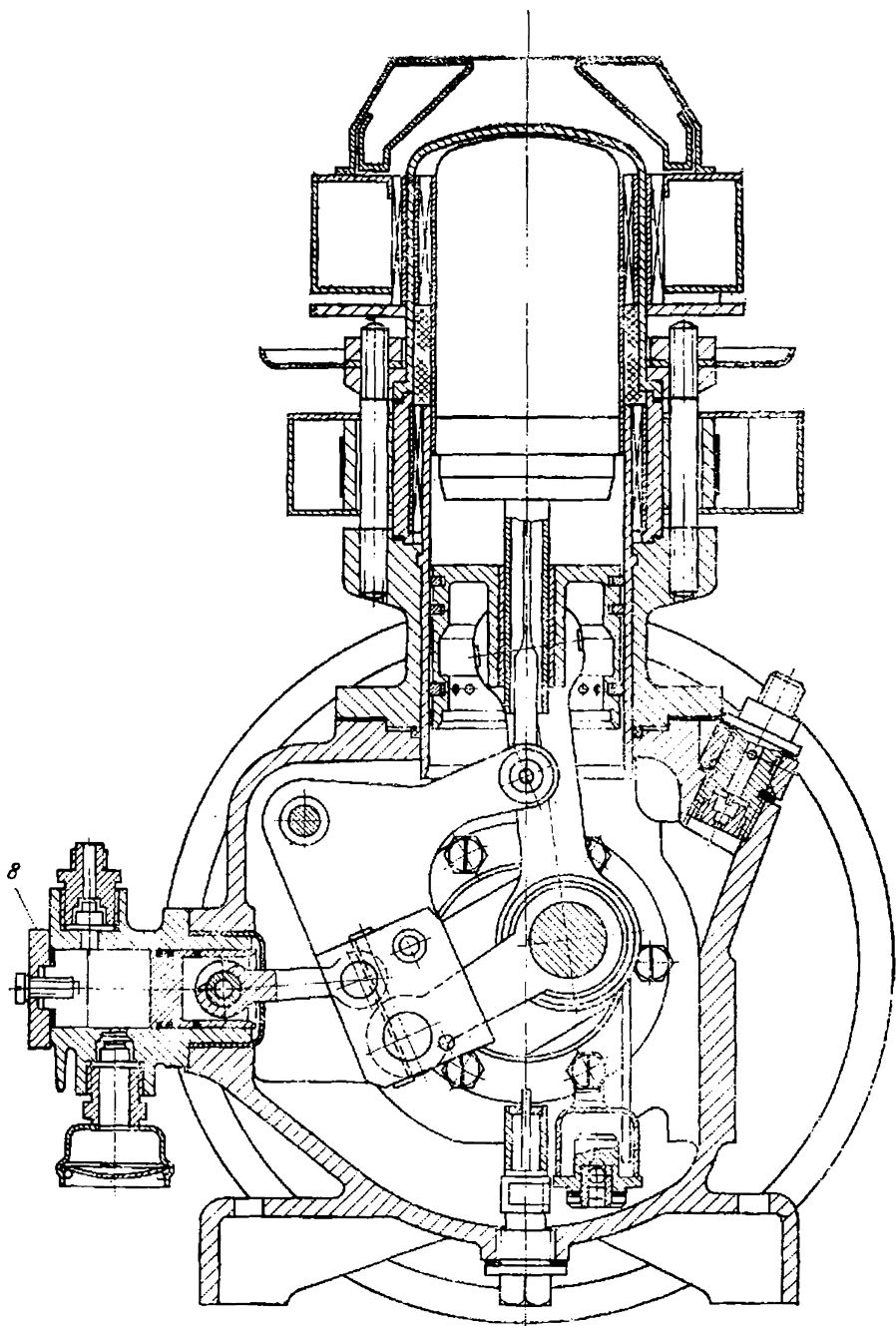


Рис. 7.19. Поперечные разрезы двигателя Стирлинга типа 102С

1 — камера сгорания; 2 — полость расширения; 3 — вытеснитель; 4 — регенератор; 5 — компрессор



Фирмы «Филипс» с модернизированной водяной системой охлаждения:
холодильник с водяным охлаждением; 6 — полость сжатия; 7 — рабочий поршень; 8 —

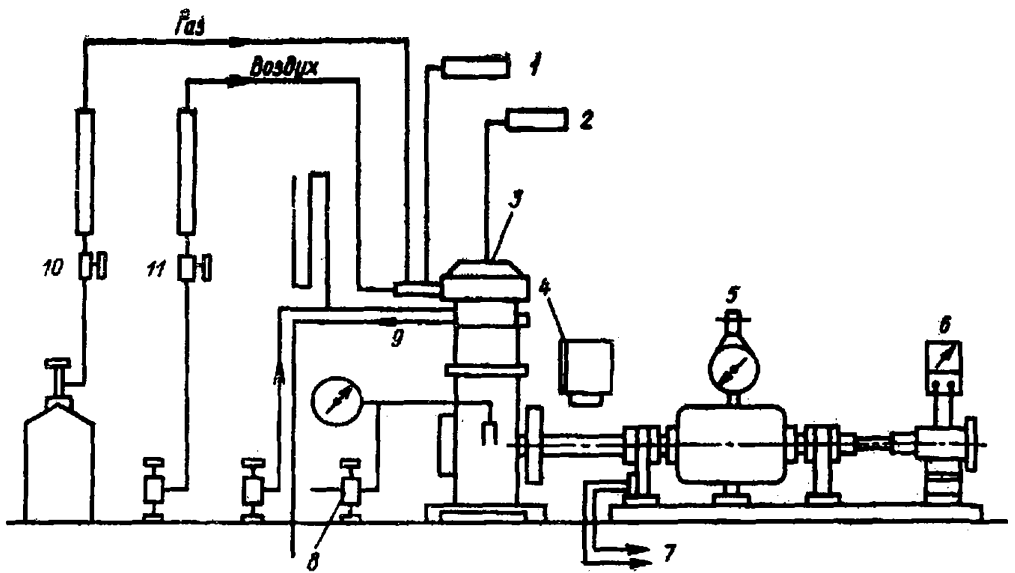


Рис. 7.20. Монтажная схема для испытания воздушного двигателя Стирлинга [Уард (Ward), 1972 г.]:

1 — датчики контроля температуры воздуха на входе в камеру сгорания; 2 — датчики контроля температуры головки нагревателя; 3 — двигатель; 4 — стробоскоп; 5 — динамометр; 6 — вольтметр; 7 — к потребителю; 8 — клапан, регулирующий давление рабочего тела в картере; 9 — магистраль водяной системы охлаждения; 10 — расходомер топлива; 11 — расходомер воздуха

дены зависимости эффективной мощности и удельного расхода топлива от частоты вращения для различного среднего давления рабочего тела при постоянной температуре на головке цилиндра, равной 800 °С.

Уард провел также серию очень интересных испытаний по определению мощности трения двигателя Стирлинга, в которых в качестве привода для двигателя Стирлинга использовали динамометр,

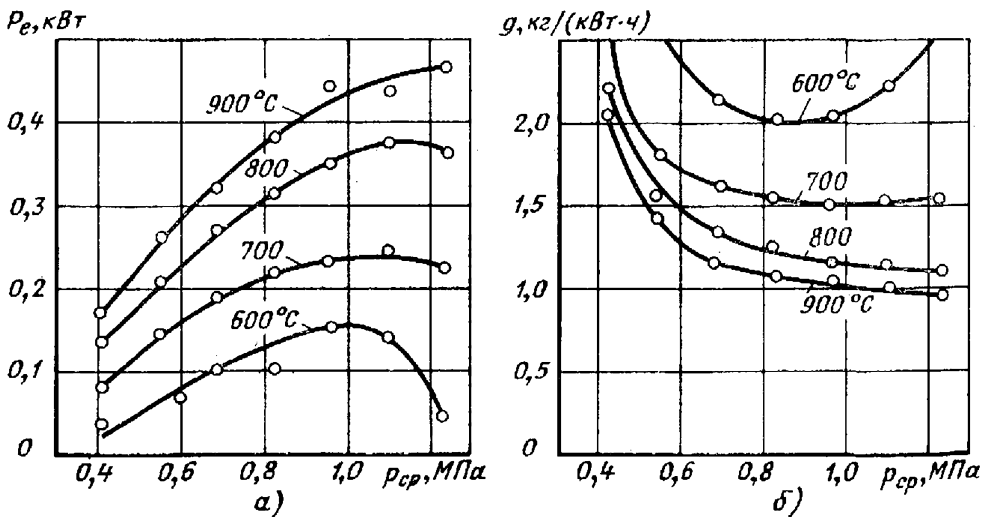


Рис. 7.21. Экспериментальные характеристики двигателей при $n = 1800$ об/мин: а — зависимость эффективной мощности двигателя P_e от среднего давления $p_{ср}$; б — зависимость удельного расхода топлива g от среднего давления $p_{ср}$

**Таблица 7.1. Некоторые экспериментальные данные
воздушного двигателя Стирлинга**

Температура головки цилиндра, °С	Среднее давление, МПа	Крутящий момент, Н·м	Эффективная мощность, Вт	Расход топлива, г/мин	Удельный расход топлива, кг/(кВт·ч)	Температура головки цилиндра, °С	Среднее давление, МПа	Крутящий момент, Н·м	Эффективная мощность, Вт	Расход топлива, г/мин	Удельный расход топлива, кг/(кВт·ч)
Частота вращения $n = 1200$ об/мин						800	1,241	2,87	420,7	6,9	0,98
900	1,103	3,64	457,3	6,9	0,90		1,103	2,49	365,0	6,2	1,02
	0,966	3,56	447,3	6,7	0,90		0,966	2,38	348,9	5,5	0,94
	0,828	3,21	403,3	6,0	0,89		0,828	2,26	331,3	5,1	0,92
	0,690	2,74	344,3	5,8	1,01		0,690	1,94	285,0	4,8	1,02
	0,552	2,38	299,0	5,4	1,08		0,552	1,56	228,7	4,6	1,21
	0,414	1,91	240,0	5,2	1,30		0,414	1,02	149,5	4,1	1,64
	0,414	1,36	170,9	4,8	1,68						
Частота вращения $n = 1200$ об/мин						700	1,241	1,94	284,4	5,5	1,16
800	1,103	3,11	390,7	5,9	0,91		1,103	1,97	288,8	4,9	1,02
	0,966	2,89	363,1	5,4	0,89		0,966	1,90	278,5	4,8	1,03
	0,828	2,68	336,7	5,2	0,93		0,828	1,69	247,7	4,4	1,07
	0,690	2,42	304,4	5,1	1,01		0,690	1,47	215,5	4,2	1,17
	0,552	2,03	255,0	4,5	1,06		0,552	1,14	167,1	3,8	1,36
	0,414	1,59	199,8	4,6	1,38		0,414	0,79	115,8	3,2	1,66
	0,414	1,18	148,5	4,0	1,62						
Частота вращения $n = 1200$ об/мин						600	1,241	2,32	291,5	5,1	1,05
700	1,103	2,24	281,4	4,7	1,00		1,103	1,36	199,3	4,2	1,26
	0,966	2,24	281,4	4,1	0,87		0,966	1,29	189,1	3,8	1,21
	0,828	2,03	255,0	4,0	0,94		0,828	1,13	165,6	3,8	1,38
	0,690	1,72	216,0	3,9	1,08		0,690	1,02	149,5	3,3	1,32
	0,552	1,39	174,6	3,4	1,17		0,552	0,80	117,3	3,0	1,53
	0,414	1,00	125,6	3,1	1,48		0,414	0,53	77,7	2,6	2,01
Частота вращения $n = 1600$ об/мин						600	1,241	1,52	191,0	4,1	1,29
900	1,103	1,51	190,0	3,7	1,20		1,241	2,86	479,1	7,7	0,96
	0,966	1,43	179,7	3,4	1,14		1,103	2,65	443,9	7,4	1,00
	0,828	1,30	163,3	3,1	1,14		0,966	2,72	455,7	7,0	0,92
	0,690	1,10	138,2	3,0	1,30		0,828	2,32	388,6	6,8	1,05
	0,552	0,82	103,0	2,7	1,57		0,690	2,09	350,1	6,2	1,06
	0,414	0,57	71,6	2,5	2,10		0,552	1,62	271,4	5,6	1,24
	0,414	0,57	71,6	2,5	2,10	0,414	1,14	191,0	5,2	1,63	
Частота вращения $n = 1400$ об/мин						900	1,241	3,19	467,6	7,2	0,92
900	1,103	3,16	463,2	6,9	0,89		1,241	2,34	392,0	6,7	1,03
	0,966	2,77	406,0	6,2	0,92		1,103	2,55	393,7	7,1	1,08
	0,828	2,51	367,9	5,7	0,93		0,966	2,13	356,8	6,4	1,08
	0,690	2,24	328,3	5,5	1,00		0,828	1,97	330,0	6,0	1,09
	0,552	1,69	247,7	5,3	1,28		0,690	1,65	276,4	5,5	1,19
	0,414	1,30	190,6	5,2	1,64		0,552	1,29	216,1	5,1	1,42
	0,414	1,30	190,6	5,2	1,64	0,414	0,91	152,4	4,8	1,89	

Температура головки цилиндра, °С						Температура головки цилиндра, °С					
	Среднее давление, МПа	Крутящий момент, Н·м	Эффективная мощность, Вт	Расход топлива, г/мин	Удельный расход топлива, кг/(кВт·ч)		Среднее давление, МПа	Крутящий момент, Н·м	Эффективная мощность, Вт	Расход топлива, г/мин	Удельный расход топлива, кг/(кВт·ч)
700	1,241	1,5	251,3	6,1	1,46	800	1,241	1,94	365,6	7,0	1,15
	1,103	1,67	279,8	5,5	1,18		1,103	2,00	376,9	7,4	1,18
	0,966	1,52	254,6	5,3	1,25		0,966	1,86	350,5	6,9	1,18
	0,828	1,5	251,3	5,0	1,19		0,828	1,69	318,5	6,7	1,26
	0,690	1,09	182,6	4,6	1,51		0,690	1,43	269,5	6,0	1,34
	0,552	0,96	160,8	4,1	1,53		0,552	1,14	214,8	5,6	1,56
	0,414	0,57	95,5	3,7	2,32		0,414	0,73	137,6	5,4	2,35
600	1,241	0,85	142,4	4,7	1,98	700	1,241	1,22	229,9	5,9	1,54
	1,103	0,78	130,7	4,4	2,02		1,103	1,32	248,8	6,4	1,54
	0,966	0,85	142,4	4,3	1,81		0,966	1,25	235,6	6,0	1,53
	0,828	0,89	149,1	3,8	1,53		0,828	1,18	222,4	5,8	1,56
	0,690	0,74	124,0	3,7	1,79		0,690	1,02	202,2	5,3	1,65
	0,552	0,62	103,9	3,2	1,85		0,552	0,79	148,9	4,3	1,73
	0,414	0,30	50,3	2,9	3,46		0,414	0,49	92,3	4,3	2,80
Частота вращения $n = 1800$ об/мин											
900	1,241	2,47	465,5	7,7	0,99	600	1,241	0,20	37,7	5,4	8,59
	1,103	2,35	442,9	7,7	1,04		1,103	0,76	143,2	5,5	2,30
	0,966	2,35	442,9	7,8	1,06		0,966	0,82	154,5	5,3	2,06
	0,828	2,06	388,2	7,3	1,13		0,828	0,57	107,4	4,3	2,40
	0,690	1,72	324,2	6,5	1,20		0,690	0,54	101,8	3,7	2,18
	0,552	1,41	265,7	6,3	1,42		0,552	0,39	73,5	3,2	2,61
	0,414	0,91	171,5	6,0	2,10		0,414	0,19	35,8	2,8	4,69

осуществляющий измерение подводимой мощности (аналогичные испытания проводят с ДВС). Однако, если пуск двигателя Стирлинга осуществляется таким же образом, как и пуск криогенной газовой

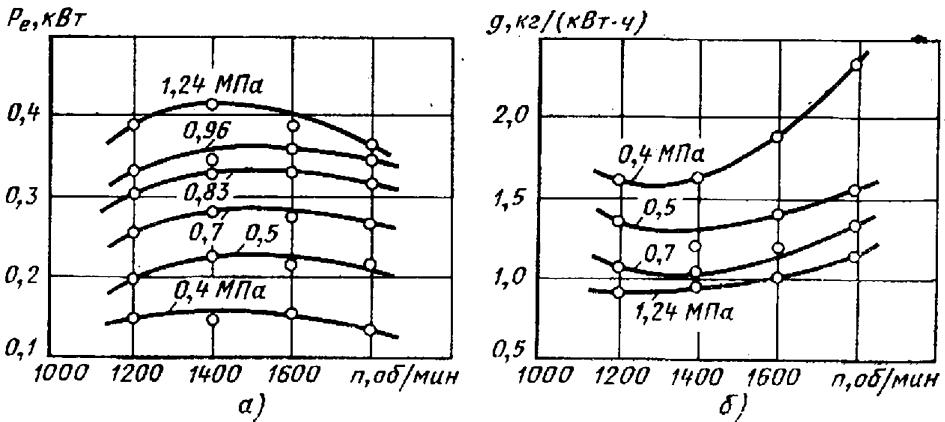
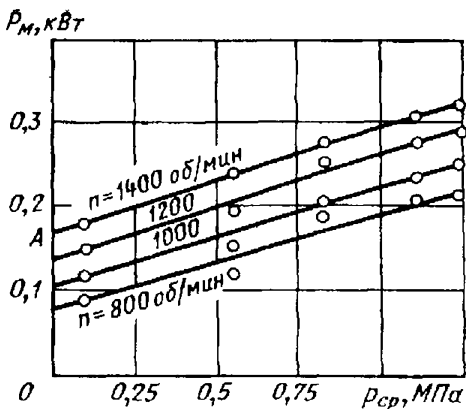


Рис. 7.22. Экспериментальные характеристики двигателей Стирлинга при различном среднем давлении $p_{ср}$ и $t_H = 800$ °С:

а — зависимости эффективной мощности P_e от частоты вращения вала двигателя n ; б — зависимость удельного расхода топлива g от частоты вращения вала двигателя n

Рис. 7.23. Кривые зависимости мощности трения P_M в двигателе Стирлинга от среднего давления $p_{ср}$. Для всего диапазона изменения частоты вращения температура цилиндра постоянна и равна температуре окружающей среды; точка А соответствует потерям мощности от механического трения



машины (электродвигателем), то подводимая мощность частично расходуется на преодоление механического трения, а частично на создание положительной работы расширения для получения низких температур. Уард преодолел эти сложности, увеличивая мертвый объем двигателя путем подключения к нему дополнительного большого объема — баллона с сжатым газом. Это обеспечило во время испытаний незначительное циклическое изменение давления, а следовательно, и отсутствие работы расширения.

Результаты этих испытаний, проведенных для различного среднего давления рабочего тела и различных частот вращения при постоянной на всех режимах температуре окружающей среды, приведены на рис. 7.23.

Мощность трения двигателя состоит из мощности на преодоление механического трения $P_{тр}$ и мощности, затрачиваемой на преодоление гидравлического сопротивления газа и его вытеснения.

Полученные результаты могут быть объяснены так. Кривая мощности трения, соответствующая постоянной частоте вращения, экстраполируется до нулевого значения среднего давления. Считали, что полученные значения мощности трения при нулевом давлении равны потерям мощности на преодоление механического трения. Эти значения были перенесены на график, характер которого в значительной степени зависит от частоты вращения (рис. 7.24, а). Мощ-

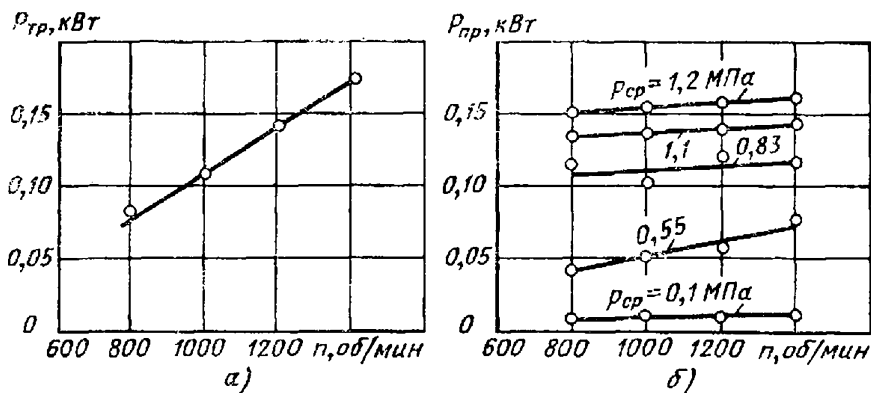


Рис. 7.24. Экспериментальные характеристики двигателей Стирлинга:

а — зависимость мощности трения $P_{тр}$ от частоты вращения n вала; б — зависимость мощности вытеснения воздушного двигателя Стирлинга от частоты вращения n вала и среднего давления $p_{ср}$

ность, затрачиваемая на преодоление механического трения, предполагается независимой от среднего давления. Для сохранения баланса между мощностью трения и мощностью на механическое трение введена мощность на вытеснение газа, являющаяся в основном лишь функцией среднего давления (или плотности) и в меньшей степени зависящая от частоты вращения (рис. 7.24, б).

Анализируя графики на рис. 7.21 и 7.22, можно отметить, что эффективная мощность двигателя и мощность, затрачиваемая на преодоление трения, при частоте вращения 1400 об/мин, и среднем давлении 1,2 МПа составляют соответственно 0,42 и 0,34 кВт. Следовательно, индикаторная мощность двигателя будет равна их сумме, т. е. 0,76 кВт, а механический КПД — 0,55. В эти расчеты входит и мощность на вытеснение газа, которая в двигателях Стирлинга значительно больше, чем в ДВС.

Более подробные сведения о двигателе, его испытаниях и результатах приведены в работе [372].

Свободнопоршневые делители. В изложенном ранее материале свободнопоршневые двигатели не рассматривались. У них много общего с обычными двигателями Стирлинга с приводным механизмом. Однако свободнопоршневые двигатели имеют свои особенности, преимущества и недостатки. Подробно об этих двигателях изложено в гл. 9.

ГЛАВА 8

СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ СТИРЛИНГА

Введение

Системы регулирования предназначены для управления мощностью (крутящим моментом) и частотой вращения вала двигателей Стирлинга. В одних случаях, как, например, при работе двигателя на стационарный электрогенератор, необходимо независимо от нагрузки поддерживать постоянную частоту вращения; в других случаях (относящихся к транспортным двигателям) режимы работы двигателя характеризуются широким диапазоном изменения как нагрузки, так и частоты вращения вала.

Быстрота реакции двигателя на внезапное изменение нагрузки является одним из характерных показателей работы двигателя. При этом важным параметром остается и его эффективный КПД. В основном двигатели работают в режиме частичных нагрузок, составляющих часть полной. Поэтому в большинстве случаев эффективный КПД двигателя в режиме частичных нагрузок более важен, чем эффективный КПД при максимальной мощности.

В качестве примера рассмотрим гипотетические характеристики мощности потребителя (электрического генератора, насоса или вентилятора) (рис. 8.1, а) и эффективной мощности двигателя (рис. 8.1, б)

Рис. 8.1. Гипотетические характеристики двигателя Стирлинга и потребителя мощности:

a — зависимость мощности потребителя P_{II} от частоты вращения n вала двигателя при изменении напряжения U внешней цепи электрического генератора; b — зависимость эффективной мощности двигателя P_e от частоты вращения вала двигателя n при изменении среднего давления рабочего тела $p_{ср}$; $в$ — зависимости эффективной мощности двигателя P_e и мощности потребителя P_{II} от частоты вращения вала двигателя n при различных условиях работы. Точки пересечения характеристик двигателя с характеристиками потребителя обусловлены установившимися режимами работы системы (точки A, B, C, D). Линия $C-D$ характеризует стационарный режим работы системы при $n = \text{const}$

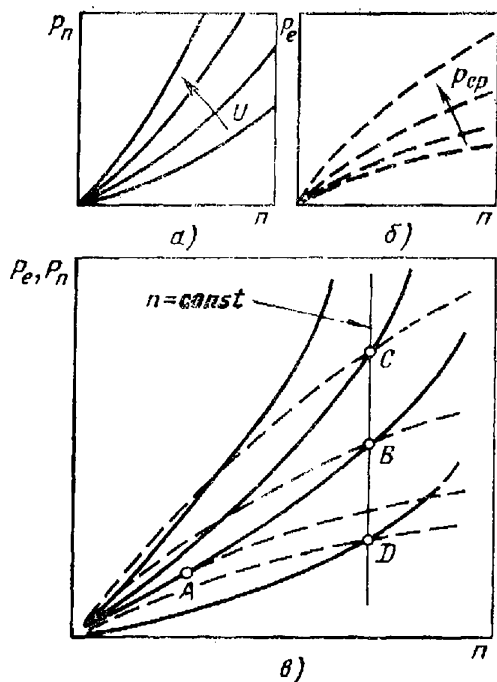
в зависимости от частоты вращения вала двигателя. При непосредственной связи двигателя с потребителем режимы работы системы определяются простым наложением рассматриваемых зависимостей (рис. 8.1, $в$).

Равенство мощности двигателя и потребителя характеризует установившийся режим работы двигателя (точка A , рис. 8.1, $в$). Повышение среднего давления рабочего тела приводит к росту мощности двигателя, что вызывает увеличение частоты вращения и возрастание нагрузки до тех пор, пока вновь не восстановится баланс энергии в точке B (рис. 8.1, $в$).

Для стационарных условий работы двигателя характерна постоянная, поддерживаемая системой регулирования частота вращения (линия $C-D$, рис. 8.1, $в$).

Двигатели Стирлинга, устанавливаемые на автомобилях, непосредственно не связаны с приводом колес. Предусмотренная система трансмиссии с коробкой передач или другим устройством служит для изменения передаточного отношения между частотой вращения вала двигателя и колесами автомобиля. Соответствующие зависимости мощности потребителя (автомобиля) и двигателя от частоты вращения вала двигателя для трех передаточных отношений приведены в общем виде на рис. 8.2, $a, б$. Изменения передаточных отношений связаны с изменением нагрузки, и для определения оптимальных режимов работы двигателя и автомобиля может быть использован обобщенный график, представленный на рис. 8.2, $б$.

Максимальная температура цикла. Термический КПД тепловых двигателей зависит в основном от максимально достижимой температуры в цикле. Для двигателя Стирлинга такой температурой является максимальная температура рабочего тела в трубах нагревателя, определяемая жаропрочными свойствами используемых конструкционных материалов. Для обеспечения эффективного КПД температура нагревательных труб должна поддерживаться постоянной на максимально возможном уровне. При изменении нагрузки



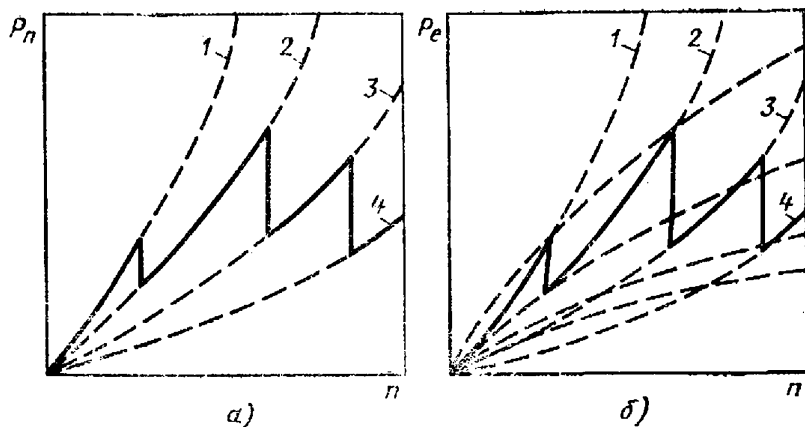


Рис. 8.2. Характеристики автомобильного двигателя Стирлинга:

a — зависимость мощности потребителя P_n от частоты вращения вала двигателя n для трех передаточных отношений; *б* — зависимости эффективной мощности двигателя P_e и мощности потребителя P_n от частоты вращения вала двигателя n для трех передаточных отношений при различных условиях работы; кривые 1—4 соответствуют включенным передачам коробки передач

количество подаваемого в камеру сгорания топлива должно изменяться таким образом, чтобы температура нагревателя поддерживалась на определенном с точки зрения безопасной работы двигателя уровне. К сожалению, регулирование двигателя путем изменения подачи одного только топлива не является адекватным. Количественное соотношение между воздухом и топливом оказывает значительное влияние как на процесс горения, так и на состав продуктов сгорания. Поэтому взаимный контроль за количественным составом воздуха и топлива, подаваемых в камеру сгорания, является необходимым условием для получения высокого эффективного КПД и низкого содержания токсичных составляющих в отработавших газах двигателя.

Реакция двигателя. Реакция двигателя Стирлинга на изменение процессов в камере сгорания является медленной. Чувствительность двигателя заметно возрастает лишь с изменением температуры труб нагревателя, что связано с интенсивностью теплового потока к рабочему телу. В некоторых случаях такая реакция считается приемлемой и, в частности, там, где нагрузка и частота вращения вала двигателя более или менее постоянные, как, например, при совместной работе двигателя с небольшим электрогенератором. Однако в большинстве случаев, и в частности на автомобиле, должна быть более чувствительная и быстрая реакция двигателя на изменение нагрузки. В этих случаях необходима вторая система регулирования, известная как *система регулирования мощности*, являющаяся по существу *системой регулирования крутящим моментом* двигателя.

Системы регулирования режимов работы двигателей Стирлинга изменением температуры нагревателя

Системы регулирования режимов работы двигателей Стирлинга изменением температуры нагревателя имеют один и тот же принцип работы, который состоит в том, чтобы поддерживать температуру

труб нагревателя (или других наиболее нагретых узлов) постоянной на всех режимах работы. Контроль за температурой осуществляется с помощью термопар, которые подают сигнал в управляющее устройство, регулирующее подачу воздуха, топлива или топливоздушнoй смеси.

Основные особенности системы регулирования фирмы «Юнайтед Стирлинг» приведены на рис. 8.3.

Хэллери и Розенквист [149] отмечают, что контроль за температурой труб нагревателя осуществляется термопарой 1. Сигнал от термопары, усиленный и преобразованный в электронном устройстве 2, поступает к дроссельному клапану 3, регулирующему подачу воздуха вентилятором 4 непосредственно в камеру сгорания. В модифицированном стандартном жиклере фирмы «Бош» (Bosch) заслонка 6, установленная в конической части воздухопровода, регулирует расход воздуха.

Подача топлива из бака 5 осуществляется насосом 7 через фильтр 8. Давление топлива поддерживается постоянным с помощью предохранительного клапана 9. Расход воздуха зависит от положения управляющего плунжера 10, регулирующего подачу топлива.

Перепад давления в топливной магистрали поддерживается постоянным с помощью клапана 11, проходное сечение которого определяется расходом топлива через форсунку.

Состав топливоздушной смеси зависит от противодействия, регулируемого клапаном перепада давления 12.

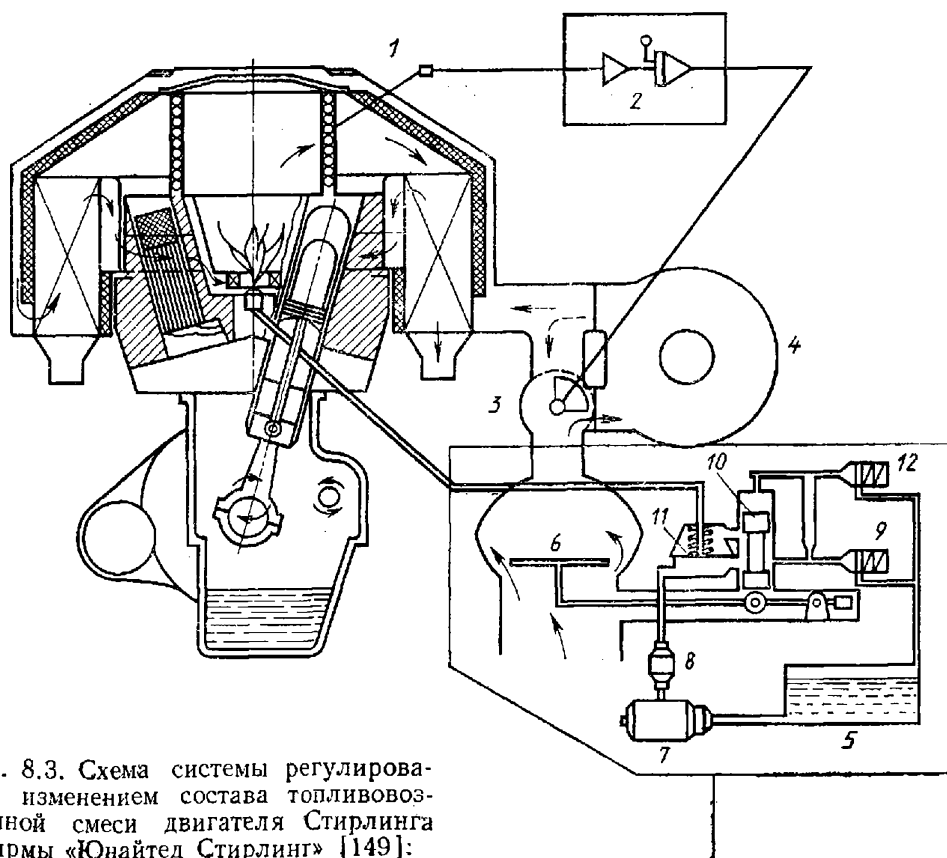


Рис. 8.3. Схема системы регулирования изменением состава топливоздушной смеси двигателя Стирлинга фирмы «Юнайтед Стирлинг» [149]:

1 — термопара; 2 — электронное устройство; 3 — дроссельный клапан; 4 — дутьевой вентилятор для подачи воздуха в камеру сгорания; 5 — топливный бак; 6 — воздушная заслонка; 7 — топливный насос; 8 — фильтр; 9 — предохранительный клапан; 10 — плунжер; 11 и 12 — клапаны перепада давления

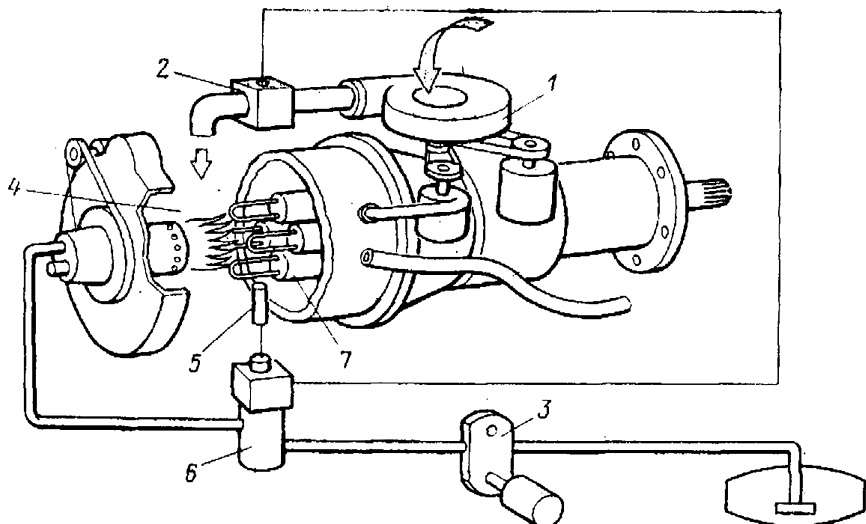


Рис. 8.4. Принципиальная схема системы регулирования изменением состава топливоздушной смеси двигателя Стирлинга типа 4-215DA, разработанного совместно фирмами «Филипс» и «Форд» (Постма и другие, 1973):

1 — дутьевой вентилятор для подачи воздуха в камеру сгорания; 2 — регулирующий клапан подачи воздуха; 3 — топливный насос; 4 — камера сгорания; 5 — датчик температуры; 6 — регулятор состава топливоздушной смеси; 7 — трубы нагревателя; — — — контур системы регулирования

При повышенных нагрузках регулирование состава смеси может быть достигнуто и изменением формы конической части воздухопровода.

Аналогичная схема регулирования предусмотрена и у совместно разработанного фирмами «Филипс» и «Форд» двигателя типа 4-215DA (рис. 8.4).

Постма и другие (1973 г.) отмечают, что система регулирования составом топливоздушной смеси двигателя Стирлинга сконструирована так, чтобы обеспечить работу труб нагревателя при постоянной температуре, равной 800 °С. Датчик температуры, установленный на одной из труб нагревателя, является первичным источником импульса для регулятора состава топливоздушной смеси. Вентилятор, подающий воздух в камеру сгорания, приводится непосредственно от двигателя. Количество подводимого воздуха регулируется датчиком температуры через дроссельный воздушный клапан, связанный регулятором топливоздушной смеси, поддерживающим всегда постоянным избыток воздуха равным 30 %.

Ранее в 1971 г. Неелен и другие привели краткое описание системы регулирования составом топливоздушной смеси четырехцилиндрового двигателя Стирлинга типа 4-235 фирмы «Филипс», предназначенного для установки его на автобус.

Данных по аналогичным системам регулирования в двигателях фирмы MAN/MWM нет, но, вероятно, они мало отличаются от тех, которые были рассмотрены выше.

Системы регулирования мощности

Регулирование мощности изменением среднего давления рабочего тела является наиболее распространенным способом регулирования режима работы двигателей Стирлинга. Такой способ регулирования

использовался в наиболее сложных воздушных тепловых двигателях Стирлинга XIX в. и был принят в качестве основной системы регулирования для первых двигателей фирмы «Филипс».

Система регулирования мощности при постоянном скоростном режиме фирмы «Филипс». Достаточно полное описание рассматриваемой системы регулирования, использовавшейся в первых двигателях Стирлинга с ромбическим приводом, работавших на гелии и водороде, приведено Мейером в работе [228]. Основная задача системы регулирования состоит в поддержании постоянной частоты вращения вала двигателя путем изменения уровня среднего давления рабочего тела в цилиндре двигателя.

Схема системы регулирования для стационарных условий работы двигателя показана на рис. 8.5. Принцип работы системы состоит в следующем: регулятор 1 обеспечивает при номинальной частоте вращения заданные значения давления масла в трубопроводах 2 и 3. При увеличении нагрузки, вызывающей снижение частоты вращения вала двигателя, регулятор повышает давление масла в трубопроводах до величины, при которой клапан 4 питающего устройства 5 открывается, и водород из баллона 6 высокого давления через клапан 4 и обратный клапан 7 поступает в цилиндр 8 двигателя.

Повышение давления рабочего тела приводит к увеличению эффективной мощности двигателя и, как следствие, к повышению частоты вращения. Дополнительная подача рабочего тела в цилиндр

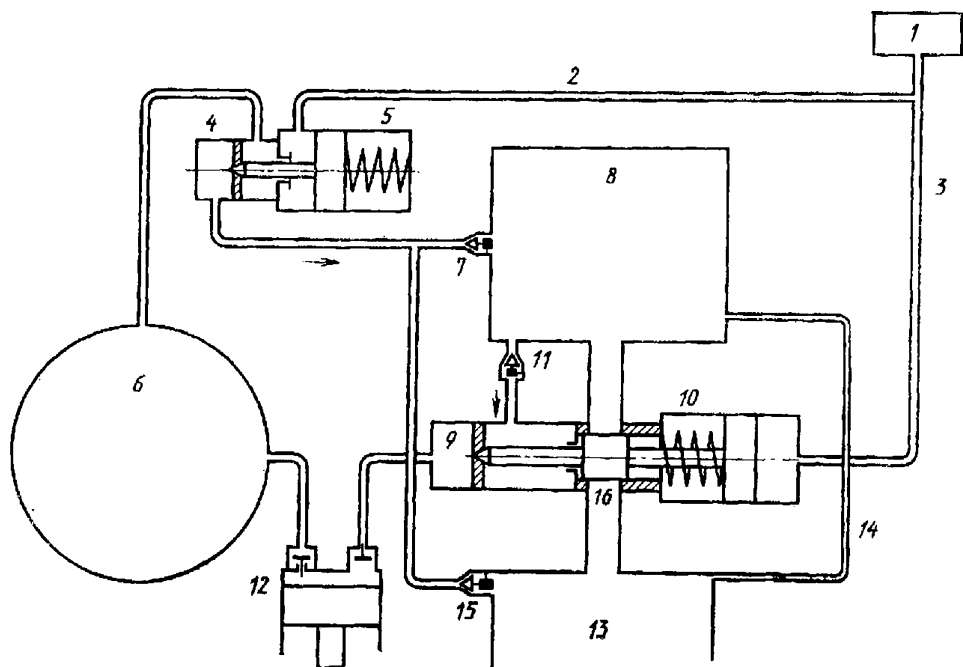


Рис. 8.5. Схема регулирования мощности двигателя Стирлинга изменением среднего давления рабочего тела [228]:

1 — регулятор частоты вращения вала двигателя; 2 и 3 — трубопроводы; 4 — клапан; 5 — питающее устройство; 6 — баллон высокого давления; 7, 11 и 15 — обратные клапаны; 8 — цилиндр двигателя; 9 — запорный клапан; 10 — управляющее устройство; 12 — вспомогательный водородный компрессор; 13 — буферная полость; 14 — соединительная магистраль; 16 — дроссель

двигателя продолжается до тех пор, пока частота вращения не достигнет своего первоначального значения. При установившейся частоте вращения давление масла в трубопроводе 2, контролируемое регулятором 1, снижается, клапан 4 закрывается, и подача дополнительного количества рабочего тела прекращается.

При уменьшении нагрузки частота вращения двигателя возрастает. Регулятор 1 понижает давление масла в трубопроводах 2 и 3 так, что запорный клапан 9 управляющего устройства 10 открывается. В результате газ выходит из цилиндра двигателя через обратный клапан 11 и запорный клапан 9 в компрессор 12, откуда он нагнетается в баллон 6. При максимальном давлении в цикле, превышающем давление в баллоне, часть рабочего тела обычно перепускается из цилиндра 8 двигателя в баллон 6. Однако при резком снижении нагрузки в этом случае необходимо подключить вспомогательный компрессор 12.

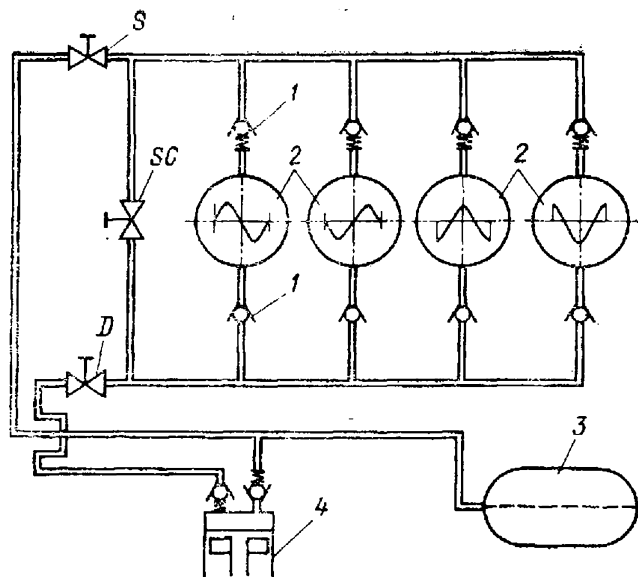
Уменьшение количества газа в цилиндре связано с понижением мощности и медленным падением частоты вращения вала двигателя. Это продолжается до тех пор, пока уровень мощности не достигнет величины, соответствующей измененной нагрузке, при которой запорный клапан 9 закрывается, и дальнейший перепуск газа из цилиндра двигателя в баллон 6 прекращается.

Работа компрессора на сжатие и нагнетание газа в баллон высокого давления ограничена количеством газа, поступающего в него из цилиндра двигателя. Поэтому реакция двигателя при внезапном уменьшении нагрузки более медленная, чем его реакция при внезапном ее увеличении.

Система регулирования мощности перепуском рабочего тела фирмы «Филипс». Для улучшения реакции двигателя при внезапном снижении нагрузки к регулятору частоты вращения подсоединяется дополнительная система регулирования мощности. Образованная таким образом новая система предельно проста. В ней две или более полостей двигателя соединены таким образом, что изменение давления в одной из них приводит к мгновенному изменению в другой. Дополнительная система, названная как «регулирование с потерей эффективности» или «регулирование перепуском», связана с изменением фазы и уменьшением амплитуды давления рабочего тела в цилиндре двигателя, что приводит к уменьшению его эффективной мощности.

В описываемом Мейером одноцилиндровом двигателе вытеснительного типа с ромбическим приводом [228] две рабочие полости цилиндра соединены с буферной полостью, расположенной под рабочим поршнем. Обычно в таких двигателях давление в буферной полости равно среднему давлению рабочего тела в цилиндре, что позволяет уменьшить действие газодинамических сил на рабочий поршень. В этом случае постановка уплотнения осуществляется не на рабочем поршне большого диаметра, а на его штоке, имеющем меньший диаметр. Необходимо отметить, что циклически изменяющиеся давления рабочего тела в буферной и рабочих полостях находятся в противофазах.

Рис. 8.6. Принципиальная схема системы регулирования мощности четырехцилиндрового двигателя Стирлинга изменением среднего давления рабочего тела [250]:
 1 — обратные клапаны; 2 — цилиндры двигателя; 3 — баллон с водородом; 4 — компрессор



В дополнение к описанной выше работе запорного клапана 9 управляющим устройством 10 приводится в действие перепускной клапан 16, непосредственно соединяющий между собой рабочие и буферную полости двигателя. Такое соединение полостей соответствует прямым утечкам газа через рабочий поршень. В результате практически мгновенно уменьшается амплитуда и изменяется фаза давления рабочего тела в цилиндре, а следовательно, снижается и эффективная мощность двигателя. Так как такая система регулирования приводит к снижению КПД двигателя, то Мейер дал ей название «регулирование с потерей эффективности», а позднее «система регулирования перепуском». Кроме фактически мгновенного реагирования двигателя на внезапные изменения нагрузки, рассматриваемая система регулирования позволяет использовать небольшие вспомогательные компрессоры для сжатия и нагнетания газа в баллон высокого давления.

Система регулирования мощности при переменном скоростном режиме двигателя фирмы «Филипс». Аналогичная система регулирования мощности описана Нееленом в работе [250] применительно к четырехцилиндровому двигателю Стирлинга с ромбическим приводом типа 4-235, предназначенного для использования на городском транспорте. В этом случае работа двигателя характеризуется в зависимости от переменной нагрузки постоянно изменяющейся частотой вращения.

Принципиальная схема регулирования приведена на рис. 8.6. Питательный клапан *S* и клапан сброса *D* соединены соответственно с клапанами 4 и 9 (см. рис. 8.5), а перепускной клапан *SC* — с перепускным клапаном 16. Принципиальная схема системы показана на рис. 8.7. Система работает следующим образом: при нажатии на педаль подачи топлива открывается питательный клапан *S*; клапаны *D* и *SC* закрыты.

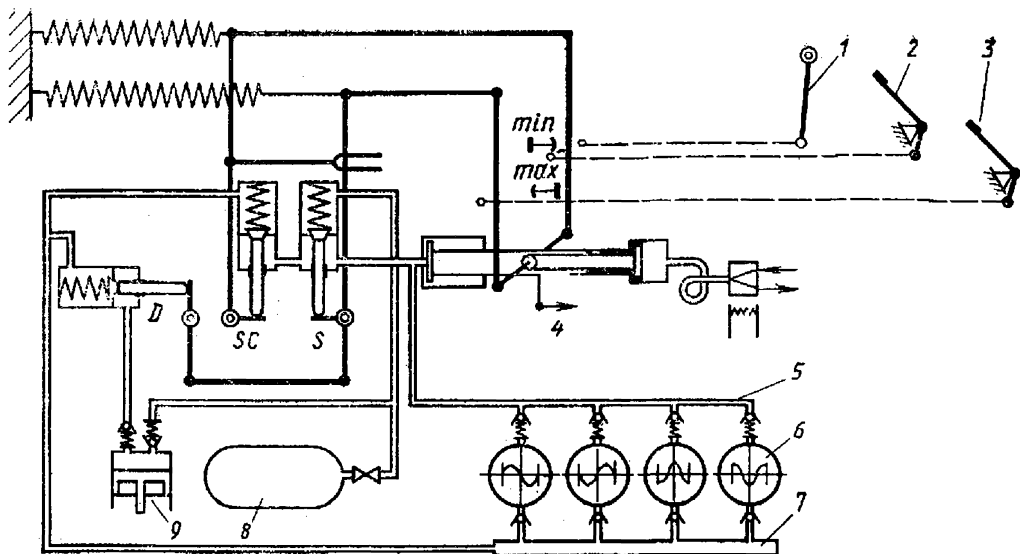


Рис. 8.7. Функциональная схема системы регулирования мощности изменением среднего давления рабочего тела в четырехцилиндровом с ромбическим приводом двигателе Стирлинга типа 4-235:

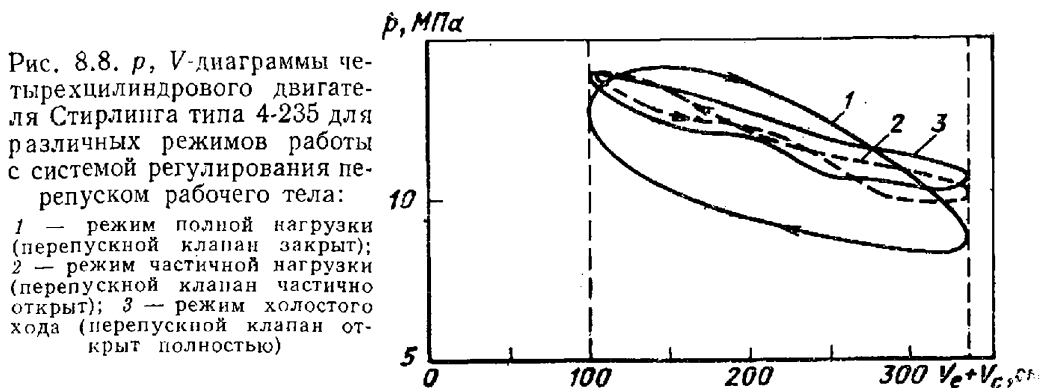
1 — регулятор частоты вращения; 2 и 3 — педали соответственно подачи топлива и торможения; 4 — регулятор расхода воздуха; 5 — магистраль подачи рабочего тела в цилиндры двигателя; 6 — цилиндры двигателя; 7 — буферная полость; 8 — баллон с гелием высокого давления; 9 — компрессор

Давление в цилиндрах двигателя имеет обратную связь с положением педали подачи топлива; клапан *S* закрывается при достижении в цилиндрах определенного значения давления, пропорционального перемещению педали подачи топлива. При освобождении педали подачи топлива открывается клапан *D*, и рабочее тело из цилиндра двигателя поступает в баллон.

При нажатии на педаль тормоза клапан сброса давления *D* закрывается, а питательный *S* и перепускной *SC* клапаны открываются. Степень открытия клапана *SC* определяется положением педали подачи топлива.

Свойства системы регулирования перепуском настолько эффективны, что могут быть использованы и для торможения двигателем. На рис. 8.8 приведены *p*, *V*-диаграммы для трех различных режимов работы четырехцилиндрового двигателя: при полной нагрузке 1 (клапан *SC* закрыт), при частично открытом 2 и полностью открытом 3 перепускном клапане *SC*. При частично открытом перепускном клапане используется лишь часть полезно производимой мощности двигателя; при полностью открытом клапане *SC* двигатель поглощает мощность и, следовательно, может быть использован для торможения. По данным Неелена [250], максимальный тормозной момент при полностью открытом перепускном клапане *SC* может составлять 60 % номинального крутящего момента двигателя. Так, по результатам одного из испытаний крутящий момент двигателя изменялся от 244 до 140 Н·м.

При проведении других испытаний время перехода работы двигателя с режима холостого хода до полной нагрузки составляло 0,3 с;



при использовании перепускного клапана время сброса нагрузки с максимальной до нуля также составляло 0,3 с. Без перепускного клапана переход работы двигателя с режима полной нагрузки на режим холостого хода с помощью компрессора осуществлялся за 30 с.

Упомянутая выше система регулирования, разработанная применительно к многоцилиндровому двигателю с ромбическим приводом, приспособлена и к двигателям двойного действия Сименса, привлекающих в настоящее время всеобщее внимание [334]. В работе Постма и других (1973 г.) отмечается, что система регулирования мощности для двигателя, созданного фирмами «Филипс» и «Форд» типа 4-215DA с косой шайбой по существу идентична описанной выше системе. Аналогичная система регулирования принята и к рассмотрению для небольшого двигателя Стирлинга, работы над которым ведутся фирмами «Филипс» и «Форд» для DOE [186].

Система регулирования мощности при переменном скоростном режиме двигателя фирмы «Юнайтед Стирлинг». Принципиальная схема системы регулирования, используемая фирмой «Юнайтед Стирлинг», приведена на рис. 8.9. Эта система фактически идентична системе, рассмотренной выше. При увеличении мощности (крутящего момента $M_{кр}$) распределительный клапан 3 перемещается вправо, и рабочее тело (водород) непосредственно из баллона поступает в двигатель. В работе [149] показано, что в данной системе регулирования используется хронометрированная система подачи рабочего тела, позволяющая вводить дополнительное количество водорода в цилиндры двигателя в моменты, когда давление в них достигает значений, близких к максимальным. Введение дополнительной подачи водорода без такой системы приводит к нежелательному снижению крутящего момента вала двигателя.

При уменьшении мощности двигателя распределительный клапан 3 перемещается влево, и водород из цилиндра перепускается в баллон. Для обеспечения быстроты реакции двигателя аналогичный перепуск водорода происходит и из других цилиндров. Как отмечается в работе [149], в системе регулирования используется одноступенчатый двойного действия вспомогательный компрессор с рабочим объемом 10 см³ (степень сжатия 10 : 1). Для разгрузки компрессора в моменты повышения мощности, а также при устано-

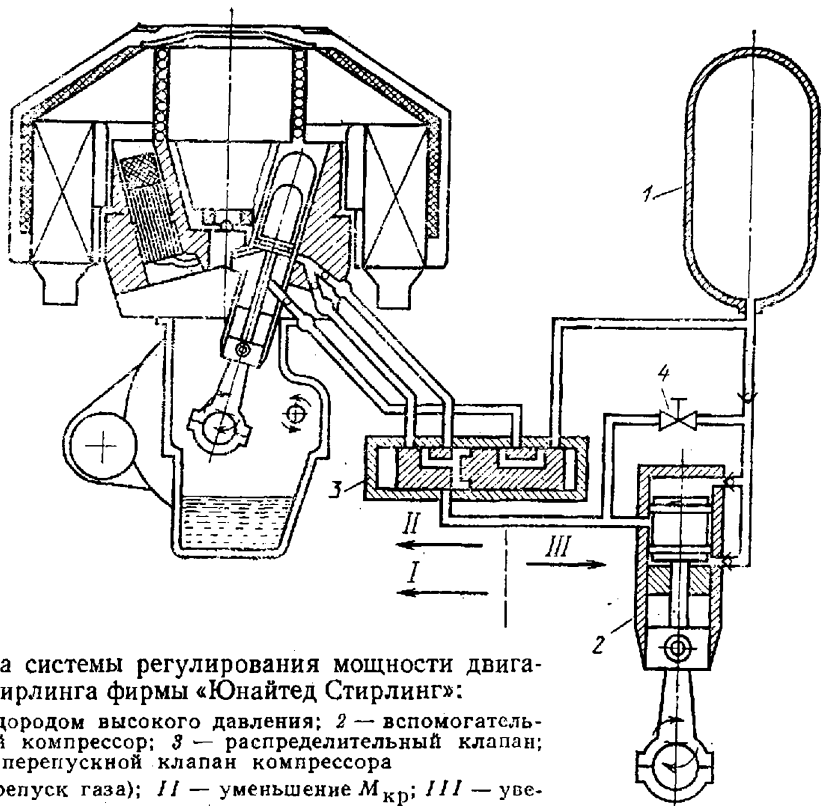


Рис. 8.9. Схема системы регулирования мощности двигателей Стирлинга фирмы «Юнайтед Стирлинг»:

1 — баллон с водородом высокого давления; 2 — вспомогательный водородный компрессор; 3 — распределительный клапан; 4 — перепускной клапан компрессора

I — $M_{кр} \rightarrow 0$ (перепуск газа); II — уменьшение $M_{кр}$; III — увеличение $M_{кр}$

вившемся режиме работы его полости всасывания и нагнетания соединяются с помощью перепускного клапана.

Система регулирования мощности двигателей Стирлинга фирмы «Дженерал Моторс». В период своей десятилетней интенсивной работы над двигателями Стирлинга фирма «Дженерал Моторс» внесла ощутимый вклад в развитие систем регулирования. Как отмечается в работе [254], в двигателях, разрабатываемых фирмой, системы регулирования температуры и мощности (крутящего момента) всегда независимы одна от другой. Регулирование мощности осуществлялось изменением давления рабочего тела.

Для семейства небольших электрических генераторных установок наземных энергоблоков типа GPU-1, GPU-2 или GPU-3, предназначенных для армии США, необходимо иметь систему регулирования для стационарных условий работы с ограничением по частоте вращения вала двигателя. Требования исходили из необходимости обеспечения постоянной номинальной частоты вращения, равной 3600 об/мин, в пределах ± 10 об/мин. Снижение номинальной частоты вращения не должно превышать 90 об/мин, а при внезапных изменениях нагрузки предел колебаний ограничивался величиной, равной 260 об/мин.

К 1967 г. система регулирования в двигателе GPU-3 была способна обеспечить стабильность частоты вращения в пределах ± 5 об/мин, т. е. снижение не превышало 10 об/мин. Предел колебаний частоты вращения при внезапных изменениях нагрузки был

удовлетворительным, а время выхода на режим полной нагрузки сократилось до 2 с.

Персиваль в 1967 г. отмечал, что с точки зрения надежности стабильность частоты вращения регулирующей системы оставалась постоянным источником вплоть до окончания всей программы испытаний. В начале программы, вероятно, одним из самых серьезных вопросов было создание водородного компрессора, который был установлен на конце штока вытеснителя в виде плунжера мембранного типа; такой компрессор размещали в картере двигателя GPU-3, что затрудняло его обслуживание. Конструкция гидравлического плунжера вызвала необходимость применения особо точной обработки резанием, что в противном случае являлось причиной его «заеданий» при работе. Возможно лучшие результаты можно получить при размещении компрессора вне двигателя, соединив компрессор и двигатель муфтой или приводным ремнем. В этом случае, однако, необходимо надежное уплотнение для предотвращения утечек водорода.

Другая проблема, из-за которой прекратились испытания, состояла в предотвращении поломок в небольших (диаметром 1,27 см) обратном и главном распределительном клапанах, седла которых обычно были деформированы, и поэтому возникали значительные утечки водорода. Распределительный клапан управления воспринимал давление от находящегося в картере быстродействующего чувствительного регулятора частоты вращения, соединенного с валом двигателя зубчатой передачей.

В 1964 г. система регулирования включала пять отдельных блоков клапанов и десять установочных винтов, а к 1965 г. два блока клапанов и один установочный винт.

Результаты ресурсных испытаний двигателя GPU-3, проведенные в 1967 г., показали, что в течение 1537 ч работы дважды отказывал водородный компрессор и 4 раза выходил из строя распределительный клапан.

В 1969 г. были проведены более жесткие испытания с ресурсом в 500 ч. Для выполнения необходимых требований был составлен в соответствии с чертежами полный перечень деталей блока регулирования. Это определяло важность испытаний и предотвращало случайный характер замены деталей, который мог оказать влияние на результаты работы. Максимальный ресурс двигателя был увеличен до 560 ч (взамен 553 ч). Была увеличена также продолжительность испытаний без проведения ремонта до 525 ч (взамен 196 ч), а непрерывных испытаний — до 235 ч (взамен 159 ч). За время испытаний двигатель останавливали 4 раза, что было вызвано несогласованностью работы двигателя с системой блокировки. Ресурс в 560 ч был ограничен работоспособностью водородного компрессора, так как не удалось должным образом обеспечить работу клапанного узла. Следует отметить, что водородные обратные клапаны и распределительный клапан регулятора были в хорошем состоянии.

В качестве альтернативы сжатию водорода компрессором была кратко исследована и другая система, основанная на электролитической генерации водорода и диффузии через палладиевые трубы (давление водорода поддерживалось 7,9 МПа). Но от этой идеи пришлось отказаться при разработке удовлетворительных уплотнений для предотвращения утечек водорода по штоку поршня компрессора.

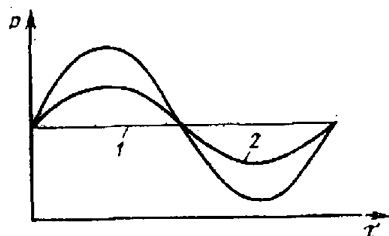
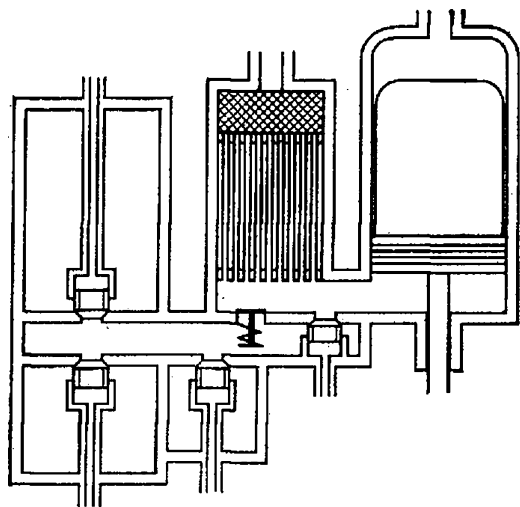


Рис. 8.10. Схема системы регулирования мощности двигателя Стирлинга изменением амплитуды давления p рабочего тела (фирмы «Юнайтед Стирлинг»)

Рис. 8.11. Изменение амплитуды давления p рабочего тела от времени τ в системе регулирования двигателя Стирлинга при изменении мертвого объема:
1 — среднее давление; 2 — изменение амплитуды давления рабочего тела при увеличении мертвого объема

Система регулирования мощности изменением амплитуды давления рабочего тела. Одна из возможных систем регулирования мощности двигателя описана в работе [4], исходя из расчета ее дальнейшего развития на фирме «Юнайтед Стирлинг». В этой системе регулирование мощности осуществляется путем изменения амплитуды давления рабочего тела в цилиндре двигателя (рис. 8.10). Система имеет несколько различных по объему баллонов, отлитых как одно целое с картером и соединяющихся с рабочими полостями двигателя посредством клапанов, реагирующих на изменение амплитуды давления цикла.

Для уменьшения мощности двигателя открывается один или несколько клапанов, в результате объемы баллонов становятся частью общего мертвого объема двигателя. Увеличение мертвого объема снижает степень сжатия V_{\max}/V_{\min} , что приводит к изменению амплитуды давления рабочего тела в цилиндре двигателя (рис. 8.11).

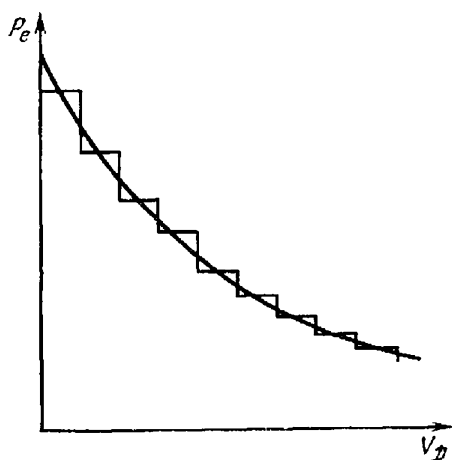
Из-за наличия различных по объему баллонов и возможности поочередного включения клапанов уровень мощности двигателя может понижаться ступенчато, приближаясь к закону плавной кривой (рис. 8.12).

Как отмечалось выше, данная система регулирования была разработана на фирме «Юнайтед Стирлинг» в качестве альтернативы системе регулирования уровнем давления, принятой на фирме «Филипс». Система регулирования фирмы «Филипс» [4] вызывает необходимость использования достаточно сложного и дорогостоящего компрессора для подачи водорода из системы двигателя в баллон. Кроме того, из-за значительного времени, затрачиваемого на сжатие газа, необходима дополнительная система с перепуском, приводящая к уменьшению эффективного КПД двигателя. При постоянно изменяющейся нагрузке на двигатель, например, при работе городских автобусов, снижение КПД будет более значительным. В подтверждение данного вывода на рис. 8.13 приведены зави-

симости изменения эффективного КПД двигателя Стирлинга в режимах полной и частичной (половина от полной) нагрузках для трех различных систем регулирования мощности [4]. При системе регулирования мощности перепуском эффективный КПД двигателя в режиме частичной нагрузки в 2 раза меньше, чем в режиме полной нагрузки, а уменьшение эффективного КПД с системами регулирования изменением амплитуды и изменением среднего давления значительно меньше. Никаких подробностей и расчетных данных в подтверждение этих зависимостей не приводится.

Интересно отметить, что впоследствии фирма «Юнайтед Стирлинг», по-видимому, отказалась от системы регулирования по амплитуде давления и вернулась к системе регулирования изменением среднего давления, принятой на фирме «Филипс» [149]. Однако причины отказа и недостатки системы регулирования по амплитуде неизвестны.

Возможно это объясняется тем, что на практике снижение КПД двигателя значительно превышало ожидаемое. Некоторое подтверждение этому можно найти в экспериментах фирмы MAN/MWM, проведенных с двигателем мощностью 7 кВт для определения влияния мертвого объема на его эффективный КПД [250]. В этих экспериментах мертвый объем двигателя можно было искусственно увеличивать. Приведенный на рис. 8.14 график показывает снижение эффективных мощности и КПД двигателя с увеличением мертвого объема. Согласно работе [250] полученная экспериментальная зависимость снижения мощности хорошо согласуется с расчетной, а зависимости эффективного КПД значительно отличаются по неизвестным пока причинам.



Система регулирования мощности изменением фазового угла. В двигателях Стирлинга изменение объема полости расширения

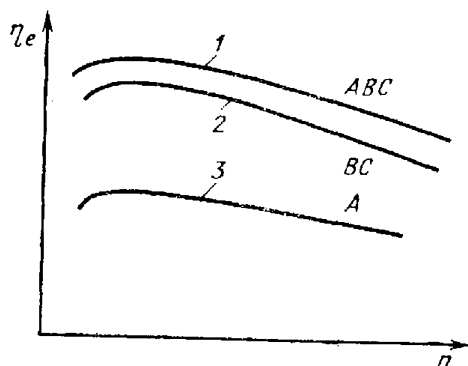


Рис. 8.12. Зависимость эффективной мощности P_e от изменения мертвого объема V_D в системе регулирования двигателя Стирлинга изменением амплитуды давления рабочего тела

Рис. 8.13. Зависимость эффективного КПД двигателя η_e Стирлинга от частоты вращения n при полной и частичной (50 %-ной) нагрузках для трех различных систем регулирования мощности:

A — система регулирования перепуском; *B* — система регулирования изменением среднего давления рабочего тела; *C* — система регулирования изменением амплитуды давления; 1 — при полной нагрузке; 2 и 3 — при 50 %-ной нагрузке

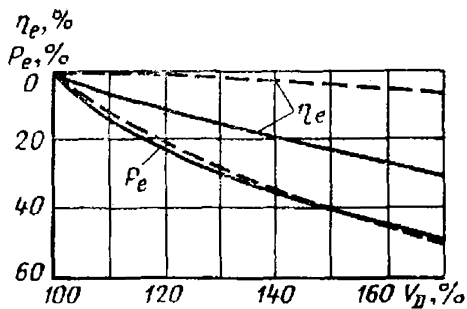


Рис. 8.14. Расчетные и экспериментальные зависимости эффективной мощности P_e и эффективного КПД η_e от увеличения мертвого объема V_D двигателя Стирлинга мощностью 7,3 кВт, разработанного фирмой MAN/MWM [250]:

— — — экспериментальные данные; - - - - - расчетные данные

опережает изменение объема полости сжатия на фазовый угол α , являющийся одним из главных конструктивных параметров двигателя, изменением которого также может быть осуществлено регулирование мощности двигателя. Кривые зависимости индикаторной мощности двигателя от фазового угла описывается кривой, близкой к синусоидальной (рис. 8.15).

При $\alpha = 0^\circ$ (точка A) изменения объемов в полостях сжатия и расширения происходят в одной фазе. Изменение общего объема и диапазон изменения давления максимальные. Однако, если предположить, что в полостях сжатия и расширения осуществляются изотермические или адиабатные процессы, то никакой работы двигатель не производит, так как площадь p, V -диаграммы, характеризующей работу газа, для точек A и B представляется лишь одной линией $a-b$. Давление рабочего тела в цилиндре двигателя при движениях рабочего поршня постоянно; перемещение потока рабочего тела через систему отсутствует.

При $\alpha = 180^\circ$ (точка C) условия работы машины иные. В этом случае изменения объемов в полостях расширения и сжатия происходят в противоположных фазах, и, следовательно, изменение общего объема минимальное. При равенстве вытесняемых объемов полостей изменение общего объема равно нулю. Поток рабочего тела

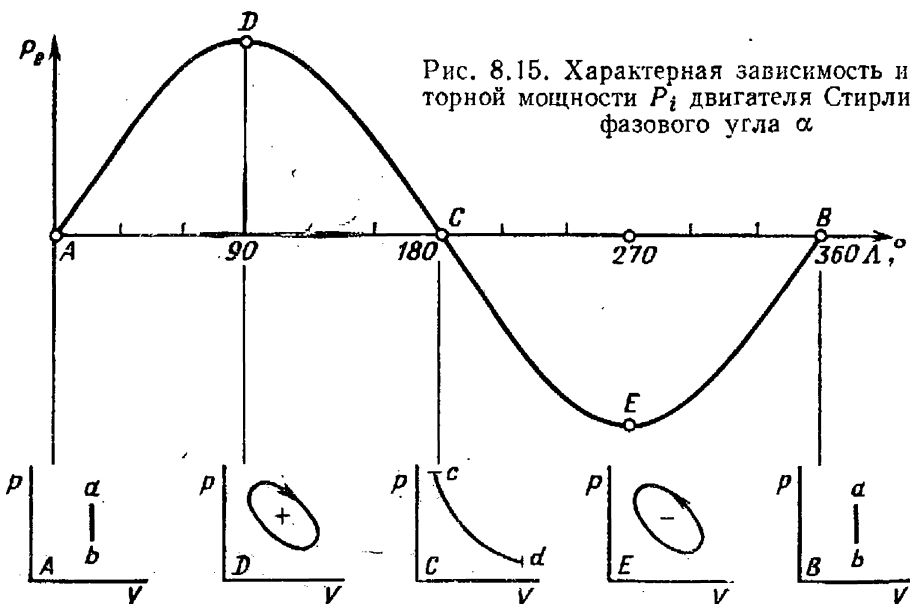


Рис. 8.15. Характерная зависимость индикаторной мощности P_i двигателя Стирлинга от фазового угла α

между полостями максимальный. Диапазон изменения давления незначительный, так как он обусловлен лишь изменением средней температуры, поскольку перемещение рабочего тела между полостями происходит при постоянном объеме. Полезная работа в этом случае также равна нулю, и площадь p , V -диаграммы представляется одной линией $c-d$ (точка C).

При фазовом угле в диапазоне от 0 до 180° изменение объема полости расширения опережает изменение объема полости сжатия, а циклические изменения давления и объема соответствуют рабочей диаграмме, показанной для точки D (рис. 8.15). Если температура полости расширения выше температуры полости сжатия, то площадь p , V -диаграммы положительная, и избыточная работа, снимаемая с вала двигателя, передается внешней нагрузке. Наибольшая полезная работа достигается при фазовом угле, близком к 90° .

При фазовом угле в диапазоне от 180 до 360° условия работы машины аналогичные, но работа за цикл отрицательная (точка E). В этом случае к машине необходимо подводить внешнюю работу, максимальное значение которой соответствует фазовому углу, близкому к 270° . Направление теплового потока обратное. При таких условиях машина работает в режиме теплового насоса с отбором теплоты при низкой температуре и передачей ее среде с более высокой температурой.

Очевидно, что при прекращении подвода мощности к валу машины она остановится, а затем будет вращаться в другом направлении, т. е. будет работать в режиме двигателя с отбором теплоты при высокой температуре и отводом ее при низкой температуре с получением полезной работы.

Система регулирования мощности изменением фазового угла α характеризуется мгновенной реакцией двигателя и представляет удобный способ для осуществления его реверса. Данная система была использована фирмой «Дженерал Моторс» в восьмицилиндровом V -образном двигателе Стирлинга мощностью 590 кВт, предназначенном для судов береговой зоны, где необходима хорошая маневренность. Привод рабочих и вытеснительных поршней, находящихся в каждом цилиндре такого двигателя, осуществляется от разных коленчатых валов, соединенных планетарным редуктором, круговой поворот центрального колеса которого обеспечивает соответствующее взаимное положение поршней, что и приводит к фазовому смещению изменений объемов в полостях сжатия и расширения.

Расчетные зависимости эффективных мощностей и КПД двигателя приведены на рис. 11.7. Для проведения различных исследований был сконструирован лишь один четырехцилиндровый блок двигателя; в дальнейшем фирма «Дженерал Моторс» отказалась от схемы двигателя с вытеснителем в пользу двигателя двойного действия Сименса. В 1967 г. автор был свидетелем работы такого блока в Отделении электродвигателей фирмы «Дженерал Моторс» (г. Ла Гранж, шт. Иллинойс). Реакция двигателя на изменение фазового угла была мгновенной,* что достигалось простым регулированием центрального колеса планетарного редуктора, и, как отмечалось

сотрудниками фирмы, реверс мог быть осуществлен менее чем за один оборот.

Система регулирования мощности изменением фазового угла, очевидно, неприменима к двигателям двойного действия, в которых фазовый угол ограничен отношением, равным $360^\circ/N$, где N — число цилиндров. В таких двигателях реверс может быть осуществлен соответствующим соединением взаимосвязанных цилиндров, что обеспечивает фазовое смещение, равное 180° . Изменение порядка соединений цилиндров производится обычным золотниковым клапаном, расположенным в холодной части двигателя. Данных по использованию в настоящее время такой системы в двигателях двойного действия нет (впервые этот способ регулирования был предложен Ван-Венином, 1947 г.).

Регулирование мощности двигателя изменением хода поршней. Регулирование мощности двигателя Стирлинга может осуществляться и изменением хода движущихся возвратно-поступательно элементов. В двигателях одностороннего (простого) действия такими элементами могут быть рабочий поршень или вытеснитель, а в двигателях двойного действия — поршень-вытеснитель. Данный способ регулирования наиболее приемлем для машин со свободными рабочим или вытеснительным поршнями, чем для машин с обычным приводом. В одноцилиндровом свободнопоршневом двигателе Биля приспособляемость хода рабочего поршня к условиям нагрузки является естественной. Так, при уменьшении нагрузки ход рабочего поршня увеличивается до максимальной величины, что определяет ограничение системы регулирования ходом поршня двигателя. При увеличении нагрузки ход рабочего поршня уменьшается, но усилие, создаваемое поршнем, возрастает и достигает максимального значения при его полной остановке. Этот неприятный момент, характеризующийся ударным соприкосновением штока насоса с рабочим поршнем, приводит к мгновенной реакции двигателя Биля, проявляющейся в резком увеличении движущей силы как одной из попыток ограничить перемещение рабочего поршня.

Комбинированный двигатель Стирлинга имеет свободный вытеснитель и кривошипно-шатунный привод рабочего поршня. Впервые идея такого двигателя была воплощена в университете г. Калгари (Канада), и свое дальнейшее продолжение она получила в Батевском университете. Вопрос регулирования мощности комбинированного двигателя изменением хода вытеснителя был рассмотрен лишь в общих чертах. Ограничение хода вытеснителя способствует снижению массового расхода рабочего тела между полостями машины и приводит к уменьшению амплитуды давления в цикле. Этот принцип в определенной степени аналогичен описанной выше системе регулирования двигателя по амплитуде давления, в которой увеличение мертвого объема двигателя осуществляется при подсоединении дополнительных баллонов с газом. Ограничение хода вытеснителя обусловлено возрастающим влиянием мертвого объема на полости расширения и сжатия. Вместе с тем с изменением хода вытеснителя изменяются также и вытесняемые объемы полостей

сжатия и расширения. Поэтому отношение η^* вытесняемых объемов является другим важным конструктивным параметром, независимым от мертвого объема, который также может быть использован для регулирования мощности.

В качестве основной системы регулирования мощности для двигателя с жидким рабочим телом (см. гл. 6) Мелоуном была выбрана система с ограничением хода вытеснителя. В своей статье [211] он показал лишь внешний вид кремальерного механизма, используемого для изменения хода вытеснителя, но подробности работы реальной конструкции им не были раскрыты.

В регенеративном двигателе для искусственного сердца (гл. 15) фирмы «Термо-Электрон» регулирование мощности осуществляется изменением хода рабочего поршня. Рабочий поршень в виде гибкого металлического сильфона совершает возвратно-поступательные движения с помощью сферической гайки, соединенной с винтовым валом электродвигателя. При вращении вала в одном направлении гайка и рабочий поршень перемещаются вверх, а при изменении направления вращения движутся вниз. Электронное устройство контролирует направление и продолжительность вращения в обоих направлениях, и, таким образом, осуществляется регулирование движения хода рабочего поршня, а следовательно, и мощности двигателя. В этом случае мощность двигателя представляет собой гидравлическую мощность, используемую для привода насоса при осуществлении циркуляции крови.

ГЛАВА 9 СВОБОДНОПОРШНЕВЫЕ ДВИГАТЕЛИ СТИРЛИНГА

Эта глава написана Уильямом Билом, президентом фирмы «Санпауэр» (г. Атенс, шт. Огайо). Бил изобрел свободнопоршневой двигатель Стирлинга в конце 50-х гг. будучи профессором кафедры машиностроения в университете шт. Огайо. В течение следующего десятилетия он довел свое изобретение до уровня работоспособного двигателя.

Фирма «Санпауэр» является единственной фирмой в мире, серийно изготавливающей двигателя Стирлинга. Наиболее известной продукцией этой фирмы является небольшой демонстрационный свободнопоршневой двигатель, который может быть использован в качестве водяного насоса, электрогенератора или термокомпрессора. Основная деятельность фирмы «Санпауэр» связана с исследованием и разработкой перспективных свободнопоршневых двигателей Стирлинга, некоторые из которых рассматриваются ниже.

Г. Уокер

* Здесь обозначение отношений вытесняемых объемов дано автором как η . — Прим. пер.

Введение

Свободнопоршневой двигатель Стирлинга — это машина, в которой возвратно-поступательные движения элементов, соответствующие термодинамическому циклу, происходят вследствие их взаимодействия с упругими силами жидкости (рабочего тела) без какой-либо механической связи между поршнем и вытеснителем.

Преимуществом свободнопоршневых двигателей Стирлинга является простота их конструкции, отсутствие утечек (машины могут быть выполнены в герметичном исполнении), низкая стоимость, способность к самопуску и значительный ресурс работы. Они могут быть использованы в качестве тепловых насосов, солнечных преобразователей энергии, электрогенераторов, водяных насосов и элементов систем комплексного энергоснабжения.

В данной главе приведено описание динамики свободнопоршневого двигателя Стирлинга с одновременным рассмотрением возможностей его многочисленных схем и обсуждением современного состояния развития и дальнейших направлений в исследованиях. Излагаемая точка зрения является результатом полезных дискуссий, проведенных автором в проектно-отделении фирмы «Санпауэр» и среди группы специалистов фирмы «Мекэникл Текнолоджи» (МТИ), с учетом материалов публикаций. В связи с активным развитием свободнопоршневых двигателей Стирлинга изложенный в данной главе материал должен рассматриваться не более как введение в предмет, дополнительные сведения о котором можно получить из публикуемой литературы по новым разработкам.

Вопросы динамики свободнопоршневого двигателя

Для описания работы свободнопоршневого двигателя целесообразно предположить, что гармонический закон движения элементов двигателя в большинстве случаев близок к действительности, и напомнить, что такое движение может быть описано не только при помощи синусоидальных волн, но также и с помощью проекций вращающихся радиусов-векторов на горизонтальную или вертикальную оси. Метод изображения гармонически изменяющихся скалярных и векторных величин с помощью радиусов-векторов имеется во многих справочниках по механическим колебаниям*.

Ниже приведено краткое описание векторного представления гармонического движения:

а) синусоидальная волна $A \sin \omega t$ может быть представлена вертикальными составляющими радиуса-вектора перемещения (далее вектор — перемещение) с модулем A , вращающегося с угловой скоростью ω (рис. 9.1);

* Для примера, Ден-Хартог. «Механические колебания», Мак Гроу Хилл.

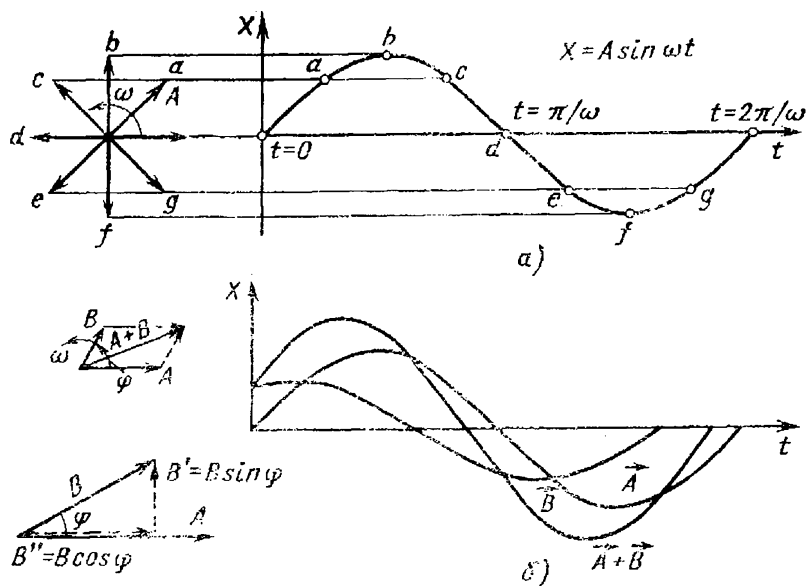


Рис. 9.1. Векторное представление гармонически изменяющихся величин:
a — синусоидальная волна; *b* — сумма двух синусоидальных волн; *c* — работа радиуса-вектора силы; *A* — радиус-вектор перемещения; *B* — радиус-вектор силы; *B'* — рабочая составляющая радиуса-вектора *B*; *B''* — упругая составляющая радиуса-вектора *B*

б) сумма двух синусоидальных волн $A \sin \omega t$ и $B \sin (\omega t + \varphi)$ может быть выражена в виде вращающегося вектора, равного сумме вектора *A* и вектора *B*, опережающего *A* на угол φ^* ;

в) работа синусоидальной силы $A \sin (\omega t + \varphi)$ на перемещении $B \sin \omega t$ представляется произведением нормальной к вектору перемещения составляющей вектора силы на вектор перемещения. Если радиус-вектор силы опережает по фазе вектор перемещения, то работа затрачивается на перемещение; если радиус-вектор силы запаздывает по фазе относительно вектора перемещения, то работа определяется перемещением. Работа за цикл равна $\pi AB \sin \varphi$, а мощность

$$\frac{\text{работа}}{\text{цикл}} \times \frac{\text{цикл}}{\text{секунда}} = (\pi AB \sin \varphi) \left(\frac{\omega}{2\pi} \right) = \frac{\omega}{2} AB \sin \varphi.$$

Это выражение может быть также интерпретировано и таким образом, что только составляющая силы, параллельная радиусу-вектору скорости (далее — вектор скорости), производит работу. (Следует отметить, что вектор скорости всегда опережает вектор перемещения на 90° по фазе, а составляющая силы, нормальная к вектору скорости, параллельна вектору перемещения).

Система, включающая массу, пружину и демпфер (рис. 9.2), иллюстрирует рассмотренные выше положения. Если сила сопротивления направлена вниз, то приложенная сила *F* должна иметь составляющую, нормальную к вектору перемещения (параллельную

* Сложение и вычитание гармонических колебаний скалярных или векторных величин с помощью вращающихся радиусов-векторов возможно только при одинаковой частоте суммируемых колебаний. — Прим. пер.

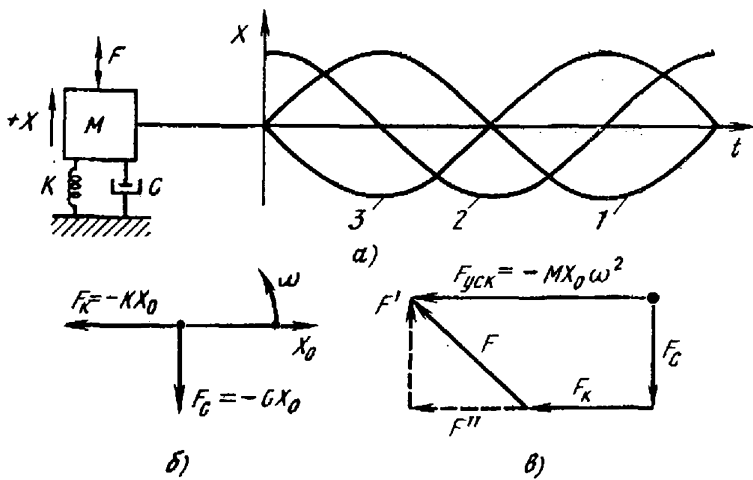


Рис. 9.2. Схема упрощенной механической системы масса — пружина — демпфер: а — основные элементы свободнопоршневого двигателя, их перемещения, скорости и ускорения; б — силы, действующие в двигателе; в — диаграмма действующих сил; 1 — $X = X_0 \times \sin \omega t$; 2 — $\dot{X} = X_0 \omega \cos \omega t = X_0 \omega (\sin \omega t + \pi)$; 3 — $\ddot{X} = -X_0 \omega^2 \sin \omega t$; $F + F_{упр} + F_{сопр} = M \ddot{X}$; $F - KX - C\dot{X} = M \ddot{X}$; $W_{д} = \pi X_0 F_C \sin \pi = \pi X_0 (-CX_0) = -\pi X_0^2 C$; M — масса поршня; K и C — коэффициенты соответственно жесткости пружин и демпфирования

вектору скорости) и направленную вверх. Если сила сопротивления отсутствует, то приложенная сила не имеет нормальной («рабочей») составляющей, и ее направление соответствует направлению ускорения (в направлении действия пружины). При последующем рассмотрении полезно представить каждую силу в виде комбинации «рабочих» составляющих (F'), нормальных к вектору перемещения, и «упругих» составляющих (F''), параллельных вектору перемещения каждого рассматриваемого элемента.

Необходимым условием работы свободнопоршневого двигателя является динамическое равновесие сил в соответствии со вторым законом Ньютона, т. е. равенство суммы сил, действующих на любой движущийся элемент, силе, вызывающей ускорение этого элемента. Если это условие соблюдается, то система в действительности является колебательной. Рассматриваемые в данном случае силы являются силами сопротивления, силами упругости и газовыми силами. Их сумма должна быть равна вектору силы, вызывающей ускорение, модуль которой равен $MA\omega^2$, где M — масса элемента, A — амплитуда перемещения и ω — угловая частота вращения (рад/с). Направление силы, вызывающей ускорение, противоположно направлению вектора перемещения.

После проведения термодинамического анализа, рассмотренного в предыдущих главах, и определения желательных режимов движения элементов следует провести динамический анализ, определяющий условия этих режимов движения. Цель динамического анализа состоит в определении силы, вызывающей ускорение (по заданной рабочей частоте, амплитуде и массе), сил сопротивления (по характеристикам перепада давления в теплообменниках и поля скоростей рабочего газообразного тела), а также давления газа

(по результатам проведенного термодинамического анализа или по результатам анализа изотермического цикла) и выборе сил упругости. В результате векторная сумма всех действующих сил должна быть равна необходимому значению силы, вызывающей ускорение.

Силы, действующие в рабочей полости двигателя

Давление газа. Давление в рабочей полости реального двигателя является сложной функцией термодинамических и динамических параметров. Определение точного закона его изменения связано с проведением сложных расчетов на ЭВМ. Однако использование в динамическом анализе зависимости изменения давления в идеальном цикле с изотермическими или другими процессами сжатия и расширения может служить благоприятным условием для последующего определения фазового угла смещения и амплитуды эквивалентной гармонической волны давления, вычисляемой следующим образом:

а) для идеального цикла в рассматриваемой конструкции двигателя с заданными объемами, температурами и перемещениями рассчитывается соответствующее изменение давления и строится p , V -диаграмма. Работа цикла определяется как криволинейный интеграл по замкнутому контуру, т. е. $W = \oint p dV$;

б) вычисленная работа приравнивается к работе, которая может быть получена для случая изменения объема с эквивалентной гармонической волной давления, т. е. равной $W = -\pi VP \sin \varphi'$. Величина V является амплитудой гармонической волны объема, соответствующей радиусу-вектору объема, который может быть суммой двух или более радиусов-векторов, соответствующих изменениям объемов, вызванных перемещением поршня; P — амплитуда эквивалентной гармонической волны давления, представленной радиусом-вектором давления (далее — вектор давления); φ' — фазовый угол смещения вектора давления по отношению к отрицательному направлению радиуса-вектора объема (рис. 9.3).

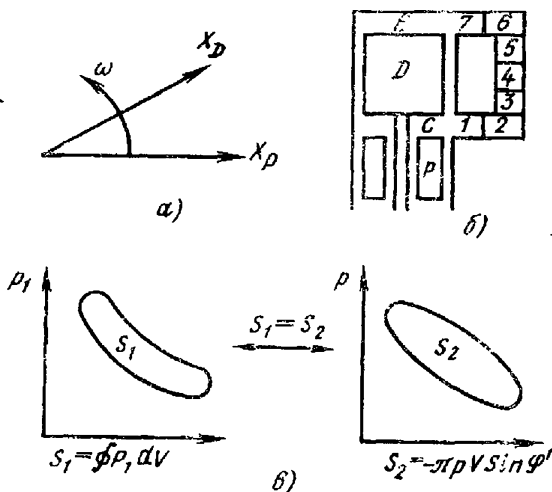
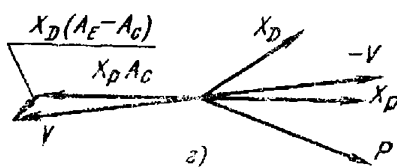


Рис. 9.3. Газовые силы в свободнопоршневом двигателе Стирлинга:

а — радиусы-векторы перемещений вытеснителя и поршня; б — узловые элементы свободнопоршневого двигателя; в — p - V -диаграммы для идеального цикла Стирлинга и цикла с гармонически изменяющимися давлением и объемами; г — векторная диаграмма для радиусов-векторов перемещений, объемов и давления; 1—7 — элементы двигателя



Эквивалентный вектор давления может быть использован в векторном представлении динамики двигателя. Точность такого представления удовлетворительна для двигателей с большим мертвым объемом, но недостаточна для небольших двигателей с весьма незначительным мертвым объемом типа конструкций с малым кольцевым зазором, в котором реальная волна давления значительно отличается от простой гармонической волны.

Силы упругости газа. Коэффициент упругости газа в полости

$$K = \gamma A^2 p_{\text{ср}} / V,$$

где γ — показатель адиабаты или другой соответствующий показатель; A — площадь торцевой поверхности поршня; $p_{\text{ср}}$ — среднее давление газа; V — объем газа в полости.

Силы сопротивления. Эти силы в теплообменнике могут быть оценены по параметрам перепада давления при установившемся режиме течения в теплопередающих элементах и объемному расходу в присоединенном рабочем объеме.

Истинные силы сопротивления в общем случае имеют явный негармонический характер, и эквивалентная гармоническая сила сопротивления, обеспечивающая ту же самую диссипацию энергии, должна быть определена аналогично описанному методу по определению газовых сил. Этот метод является грубой аппроксимацией. Тем не менее при пользовании этим методом можно получить удовлетворительные результаты, так как силы сопротивления, возникающие из-за перепадов давления, обычно малы по сравнению с другими силами.

Типы двигателей

Двухпоршневой свободнопоршневой двигатель. Для проведения динамического анализа свободнопоршневого двигателя на рис. 9.4 приведена простейшая двухпоршневая схема двигателя с отбором мощности от одного или обоих поршней.

В идеальном случае поршень 1 является демпфером с нулевой массой, а поршень 2 — недемпфированной резонирующей массой. Вектор давления коллинеарен с вектором перемещения поршня 2 и составляет прямой угол с вектором перемещения поршня 1. Поршню 1 соответствует только сила сопротивления, а поршню 2 — только сила упругости. Резонансная частота определяется массой поршня 2 и коэффициентом упругости системы, являющимся суммой двух составляющих его коэффициентов, обусловленных давлением p_1 в рабочем объеме и давлением p_2 в объеме буферной полости.

В реальном случае вектор давления отстает от векторов перемещений обоих поршней, и, следовательно, результирующая газовая сила имеет «рабочие» составляющие на обоих поршнях и оба поршня могут производить работу на демпфирующей нагрузке, такой, как например, линейный генератор переменного тока. Если вектор давления коллинеарен с вектором перемещения поршня 2, то этот поршень не может производить работу и будет только колебаться в ре-

зонансном режиме. Если вектор давления находится между двумя векторами перемещений, отставая от вектора перемещения поршня 1 и опережая вектор перемещения поршня 2, то результирующая газовая сила будет производить работу на поршне 1 с ее отводом от поршня 2; в этом случае поршень 1 должен иметь внешний привод, как, например, линейный генератор переменного тока, работающий в режиме двигателя.

Свободнопоршневой двигатель вытеснительного типа. На рис. 9.5 показана обобщенная схема машины с поршнем и вытеснителем, имеющим три движущихся элемента — поршень, вытеснитель и цилиндр. Приведенные на рисунке обозначения используются в дальнейшем во всех описанных ниже схемах.

Простейшая частная схема — схема машины с поршнем и вытеснителем, представляющей свободно-поршневой электрогенератор, разработанной в исследовательском центре (г. Харуэл, Великобритания) [84], изображена на рис. 9.6.

В этой машине движение вытеснителя обеспечивается упругой связью (пружиной) между вытеснителем и цилиндром (K_1), которая из-за их фазового смещения имеет «рабочую» составляющую, достаточную

для преодоления демпфирования вытеснителя. Работа цикла в этой схеме определяется силой демп-

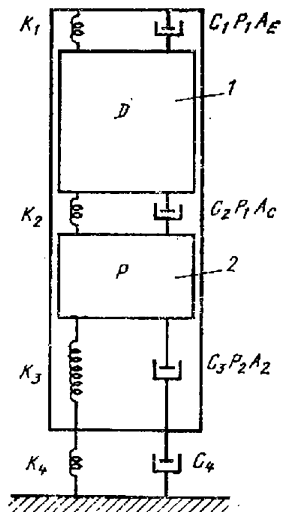
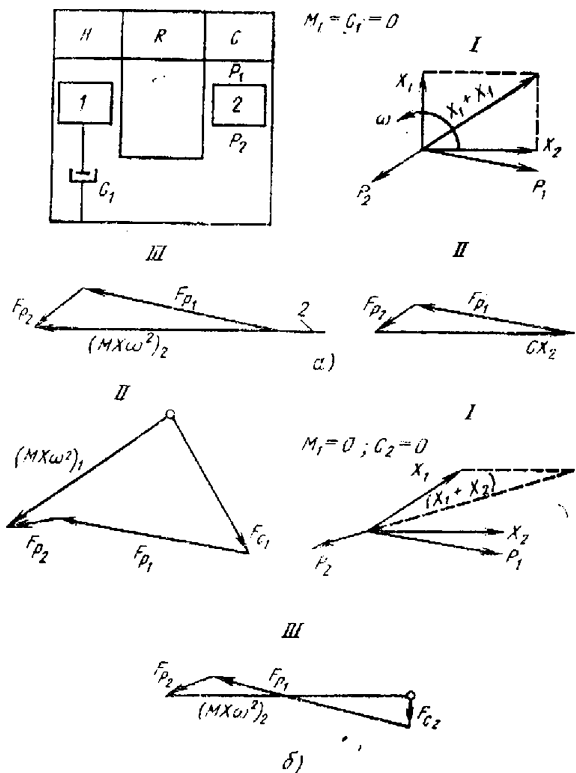


Рис. 9.4. Диаграммы свободнопоршневого двигателя с двумя поршнями:

а — идеальная схема; б — реальная схема; I — радиусы-векторы перемещений и давления; II — векторная диаграмма сил, действующих на поршень 1; III — векторная диаграмма сил, действующих на поршень 2

Рис. 9.5. Обобщенная схема двигателя вытеснительного типа: 1 — вытеснитель; 2 — поршень

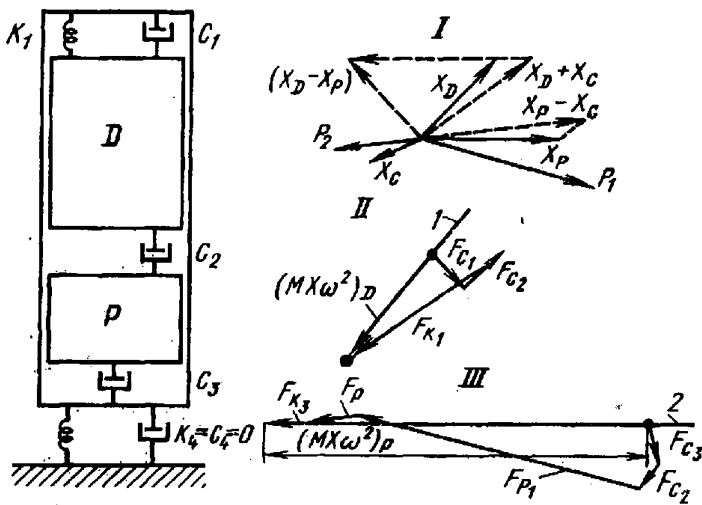


Рис. 9.6. Векторная диаграмма перемещений и сил свободнопоршневого двигателя для электрического генератора, разработанного исследовательским центром (г. Харуэлл, Великобритания):

I — радиусы-векторы перемещения и давления; II — силы, действующие на вытеснитель; III — силы, действующие на поршень; 1 и 2 — линии перемещения

фирования поршня (F_{D_3}), представленной на примере машины исследовательского центра г. Харуэлла ее генератором переменного тока.

На рис. 9.7 приведен другой вариант схемы (представленной на рис. 9.5) — относительно простой по конструкции низкочастотный двигатель с вытеснителем, упруго связанный с буферной полостью. В этом случае основная действующая на вытеснитель газовая сила обусловлена разностью площадей его горячей и холодной торцовых поверхностей, вызванных наличием штока вытеснителя. Такую конструкцию имеют некоторые небольшие модели двигателей фирмы «Санпауэр». Для работы подобной системы необходимо иметь вытеснитель с малой массой, так как развиваемые силы ускорения незначительны [3].

Совместным действием упругой связи (силы упругости газа) и газовой силы, обусловленной разностью площадей торцовых поверхностей вытеснителя, можно получить значительные усилия на вытеснителе с большой массой, а следовательно, и возможности работы рассматриваемого двигателя с большими частотами. На рис. 9.8

показана схема, используемая в более мощных двигателях фирмы «Санпауэр», в которых резонанс вытеснителя большой массы обеспечивается его упругой связью с цилиндром, а

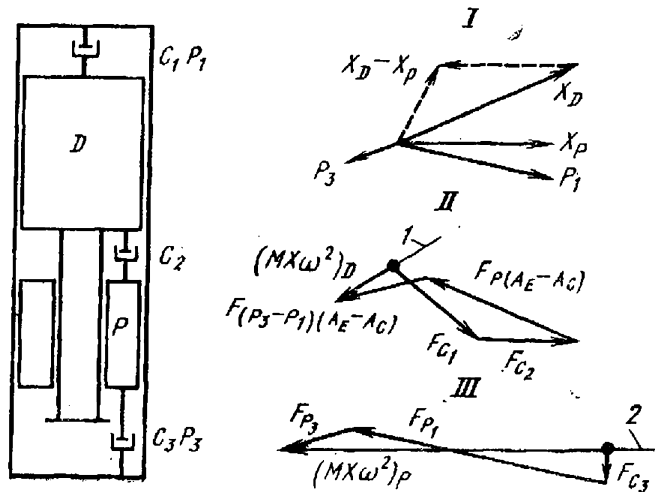


Рис. 9.7. Векторная диаграмма перемещений и сил свободнопоршневого двигателя с общей буферной полостью для поршня и вытеснителя: I и 2, I—III — то же, что на рис. 9.6

Рис. 9.8. Векторная диаграмма перемещений и сил свободнопоршневого двигателя с упругой связью вытеснителя с цилиндром:

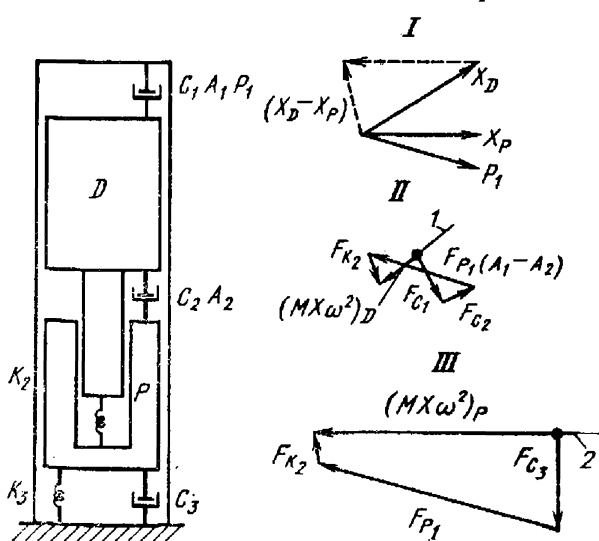
I и 2, I—III — то же, что на рис. 9.6

газовая сила, обусловленная разностью площадей вытеснителя, используется для преодоления его демпфирования. Следовательно, вектор результирующей силы от силы сопротивления и газовой силы на вытеснителе располагается на линии перемещения, а введение дополнительной пружины K_2 достаточной жесткости обеспечивает необходимую для резонанса вытеснителя суммарную результирующую силу. Подобным образом упругая составляющая газовой силы в рабочем объеме суммируется с упругой силой пружины K_3 , имеющей достаточную жесткость для резонанса поршня.

Для упрощения построения диаграмм сил незначительные дополнительные эффекты, связанные с движением цилиндра, не рассматриваются. При желании их можно учесть методом, показанным ранее (см. рис. 9.6).

Схема привода, промежуточная по отношению к показанным на рис. 9.7 и 9.8, приведена на рис. 9.9. Пружина K_2 , расположенная между вытеснителем и поршнем, способствует резонансу вытеснителя. То обстоятельство, что ни газовая сила, ни сила упругости не коллинеарны с перемещением вытеснителя, приводит к передаче довольно значительной работы от вытеснителя к поршню.

В практике это находит свое выражение в появлении гистерезисных потерь в упругой газовой «подушке» и уменьшении термического КПД системы. Двигатели этой схемы характеризуются большим диаметром штоков по сравнению с более мощными



В практике это находит свое выражение в появлении гистерезисных потерь в упругой газовой «подушке» и уменьшении термического КПД системы. Двигатели этой схемы характеризуются большим диаметром штоков по сравнению с более мощными

Рис. 9.9. Векторная диаграмма перемещений и сил свободнопоршневого двигателя с упругой связью вытеснителя с поршнем:

I и 2, I—III — то же, что на рис. 9.6

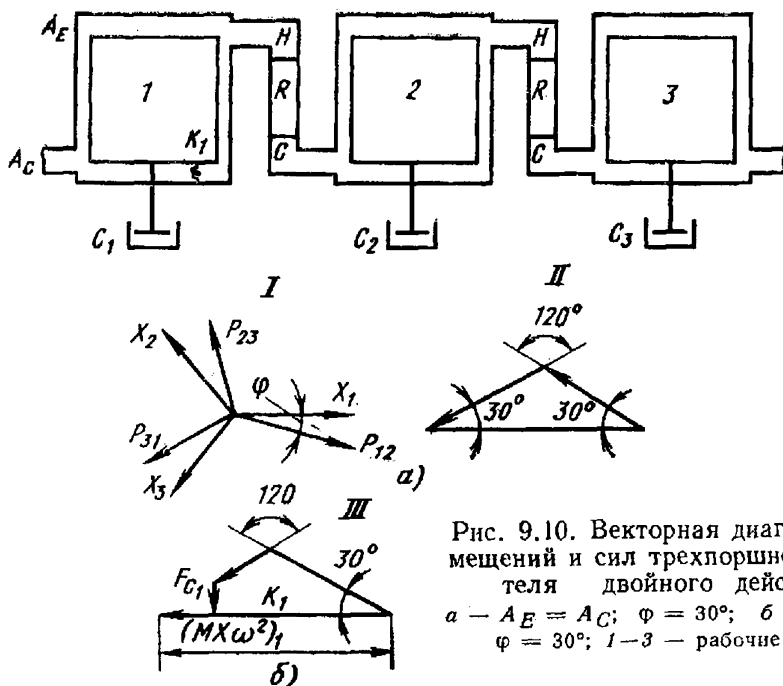


Рис. 9.10. Векторная диаграмма перемещений и сил трехпоршневого двигателя двойного действия:

а — $A_E = A_C$; $\varphi = 30^\circ$; б — $A_E > A_C$; $\varphi = 30^\circ$; 1—3 — рабочие поршни

двигателями (см. рис. 9.8), работающими при тех же параметрах.

Свободнопоршневые двигатели двойного действия. Динамика свободнопоршневых двигателей двойного действия отражена на диаграмме сил (рис. 9.10). В качестве примера рассмотрена лишь одна схема трехпоршневого двигателя; следует отметить, что возможно создание двигателей как с большим числом поршней, так и с различными связями между цилиндрами. Впервые трехпоршневая машина двойного действия была предложена Уокером в качестве возможной схемы для получения трехфазного тока.

Свободнопоршневые двигатели двойного действия должны иметь большой фазовый угол между положением поршня и соответствующим ему изменением давления в полости расширения; в противном случае (как видно из диаграммы сил) нельзя получить положительного значения работы. В действительности для трехпоршневого двигателя фазовый угол должен превышать 30° ; в противном случае результирующая двух газовых сил будет находиться на линии перемещения или под ней и иметь отрицательную «рабочую» составляющую.

Этой ситуации можно избежать, предусматривая нижнюю торцовую поверхность поршня меньше его верхней торцовой поверхности, что, естественно, совпадает со случаем, когда приводной шток поршня остается в объеме полости сжатия. Уменьшенная площадь штока обуславливает меньшую силу $F_{p_{в1}}$; таким образом, можно получить положительную работу при меньшем фазовом угле запаздывания давления.

Ограничения, подобные описанному выше, являются следствием необходимой симметрии схемы с поршнем двойного действия и де-

дают ее менее гибкой и менее чувствительной к процессу оптимизации, чем схемы машин вытеснительного типа с поршнем и вытеснителем. Преимущества этой схемы те же, что и для двигателей двойного действия с механическим приводом: большая удельная мощность и меньшее число движущихся элементов.

Различные схемы и геометрии элементов свободнопоршневых двигателей. Кроме рассмотренных схем существует почти бесконечное число их вариантов. Для примера на рис. 9.11 показаны варианты геометрии вытеснителя, каждый из которых полностью эквивалентен другим. Этот набор вариантов не является исчерпывающим, и без сомнения он может быть дополнен. Задачей конструктора является оценка преимуществ возможных схем для интересующего его конкретного применения, принимая во внимание реальные возможности механической конструкции — термические деформации, утечки газа, износ поверхностей элементов, потери на упругость газа, способы регулирования мощности, а также стоимости изготовления, наладки и т. п.

Большие возможности существуют и у многоцилиндровых схем для тепловых насосов, холодильных машин, холодильных машин с тепловым приводом и других комбинаций. Однако разработчик должен всегда выбирать схему осторожно. Автор предпочитает придерживаться правила, сформулированного профессором Эгоном Орсоном, который считал, что никогда не надо пытаться сделать что-то сложнее до тех пор, пока изобретатель не потерпел неудачу с чем-то простым. Поэтому, если нормально работает схема с одним поршнем, будет ли кто-то стараться применить два или пять поршней?

Ряд интересных схем с различными методами динамического анализа свободнопоршневых двигателей Стирлинга приведены также в работах [55, 216, 221, 279].

Моделирование динамики свободнопоршневых двигателей на ЭВМ. Рис. 9.12 отражает принципиальную схему аналоговой ЭВМ динамической модели двигателя (см. рис. 9.5). Если основной целью является ис-

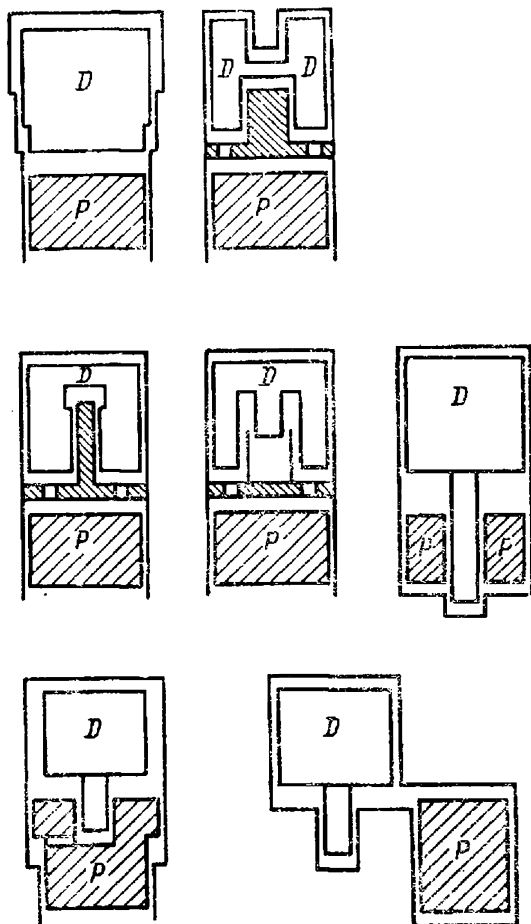


Рис. 9.11. Эквивалентные схемы вытеснителей

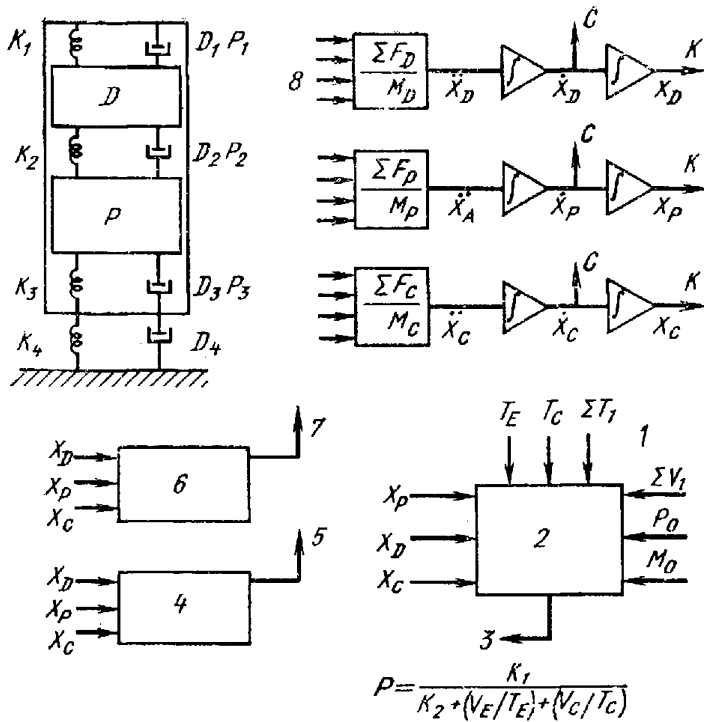


Рис. 9.12. Принципиальная схема аналоговой ЭВМ:

1 — элементы объема; 2 — функциональный генератор давления газа; 3 — давление газа; 4 — функциональные генераторы упругих сил; 5 — упругие силы KX ; 6 — функциональные генераторы сил сопротивления; 7 — силы сопротивления $C\dot{X}$; 8 — силы сопротивления, упругие силы и Давление газа

следование динамики, а не термодинамики двигателя, то аналоговая схема проста; при использовании достижений современной электроники, применение аналоговой схемы является сравнительно недорогостоящим методом для исследования динамики свободнопоршневого двигателя. Весьма просто создать аналоговую схему из легкодоступных элементов и с ее помощью исследовать свободнопоршневой двигатель. Управляя потенциометрами, замещающими динамические элементы, исследователь может получить удовлетворительные значения для заданных параметров упругих сил, площадей поршней и нагрузок, необходимых для обеспечения требуемых режимов работы двигателя.

Добавляя нелинейные элементы в аналоговую схему с учетом эмпирически полученных корректирующих поправок, можно получить достаточно полное представление о работе реальной машины, в том числе о перепадах давления, а также о процессах, происходящих при столкновении движущихся элементов двигателя.

Для этих же целей может быть использована и ЦЭВМ. Однако в этом случае оператор лишен возможности проводить одновременное сравнение результатов изменяющихся параметров различных вариантов. Программа непрерывного моделирования систем (CSMP) фирмы «Интернэшенл бизнесс мэшинз» (IBM) является полезной для численного моделирования аналоговых цепей.

Некоторые аспекты термодинамической и динамической оптимизации

Цель предыдущих разделов состояла в том, чтобы дать некоторое представление о динамике свободнопоршневого двигателя. Расчет должен начинаться с осуществления термодинамической оптимизации, с соответствующим аналитическим методом расчета, включающим динамический анализ. В работе [138] описан метод фирмы «Санпауэр», состоящий из двух уровней моделирования двигателей Стирлинга: быстрый, основанный на изотермическом анализе с эмпирическими поправками, и точная программа третьего порядка, позволяющая получить хорошие результаты при сравнении их с экспериментальными данными двигателей. В указанные методы расчета введена и автоматическая программа оптимизации, которая позволяет исследовать каждое координатное направление и определять максимум выходной функции, заранее определенной разработчиком. Соответственно для каждой оптимальной компоновки рассматривается динамика двигателя. Ниже в качестве примера приведен расчетный план программы фирмы «Санпауэр».

Расчетный план программы фирмы «Санпауэр».

1. Определяется цель программы. Цель определена, когда сформулированы основные факторы, используемые при оптимизации; например, аппарат «искусственное сердце» вызывает необходимость обеспечения максимального КПД и малых размеров; водяной циркуляционный насос для калорифера может быть с малым КПД и должен иметь низкую стоимость и большой ресурс работы.

2. Вводятся дополнительные ограничения, которые относятся к мощности, частоте колебаний, давлению, температуре и т. п. и задаются конкретными значениями или интервалами указанных параметров.

3. Используется автоматический алгоритм оптимизации для определения термодинамических и динамических параметров системы и параметров теплообменников с применением основных факторов для выходных функций с учетом различных видов потерь мощности.

4. Исследуются результаты оптимизации с проведением соответствующей их коррекции; вводятся дополнительные ограничительные данные, не учтенные в алгоритме. Так, например, может быть установлено, что увеличение КПД с 36 % при давлении 2 МПа до 37,2 % при давлении 4 МПа не имеет смысла рассматривать, так как при этом происходит рост стоимости и возникают дополнительные трудности, связанные с увеличением рабочего давления.

5. Проводится окончательный термодинамический расчет. Расчет ведется в автономном режиме по компьютерной программе высокого уровня для подтверждения стабильности различных характеристик — при пусковом, рабочем и переходных режимах работы двигателя. Если результаты машинного моделирования удовлетворительны, то расчеты считаются законченными и передаются для дальнейшего проектирования.

6. Осуществляется непосредственное проектирование двигателя с выбором направляющих опор, уплотнений, вспомогательных насосов, схем регулирования, клапанов и т. п.

7. Изготавливается прототип двигателя с последующим его испытанием и доводкой для получения необходимых характеристик. Результаты испытаний вводятся в программу расчета ЭВМ для ее уточнения.

8. Разработка передается в производство.

В качестве примера рассмотрим проект электрического генератора мощностью 1 кВт с приводом от двигателя Стирлинга, использующего в качестве источника теплоты пропан. Этот генератор SPIKE-0 предназначен для снабжения переменным током с частотой 60 Гц и напряжением 120 В при максимальной мощности 1 кВт коммунальных потребителей (для освещения, питания электроприборов небольшой мощности, зарядки аккумуляторных батарей). Предполагается, что генератор должен иметь большой ресурс работы, низкий уровень шума, сравнительно высокий КПД и стоимость, не превышающую стоимости альтернативных источников энергии (т. е. системы ДВС — электрический генератор). Суммарный КПД преобразования энергии топлива в электрическую энергию, равный 20 %, можно считать приемлемым для данной области применения. В предположении, что КПД системы камера сгорания — рекуператор равен 75 %, а КПД собственно генератора — 80 %, необходимый термический КПД двигателя должен быть равен

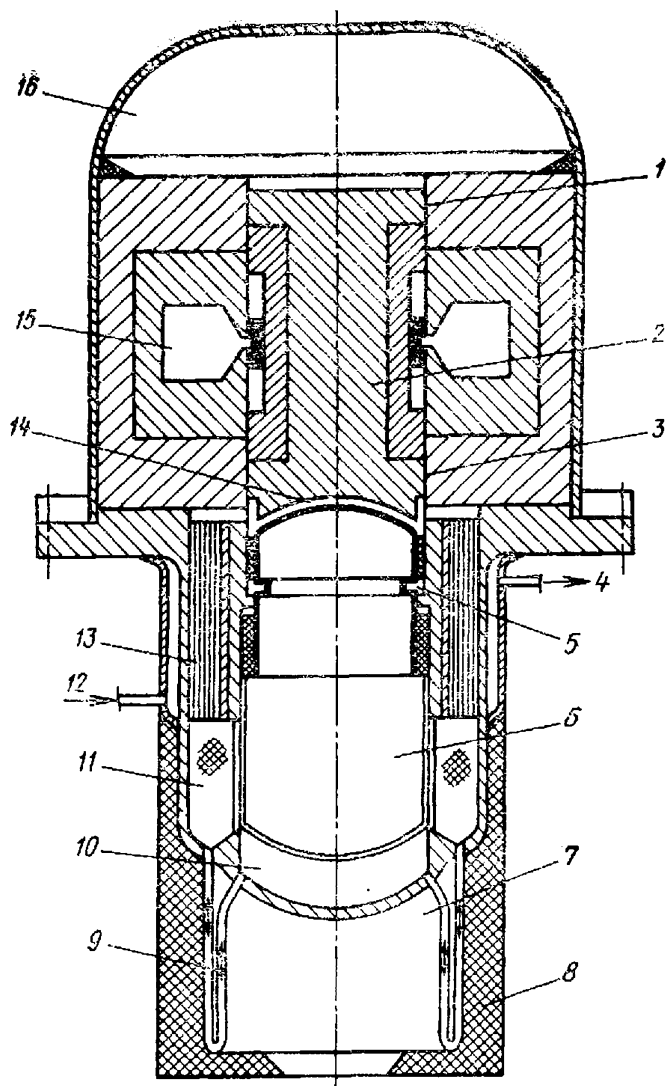
$$\frac{0,2}{0,8 \cdot 0,75} 100\% = 33\%.$$

Приближенные оценки геометрических размеров в предположении, что коэффициент мощности при нормальном давлении равен 0,10 Вт/(см³·Гц) для двигателя с рабочим давлением 2,5 МПа, позволяют получить значение рабочего объема, равное 80 см³ при ходе поршня 2 см (типичное значение для генератора с частотой 60 Гц). При этом мощность на привод генератора составляет 1200 Вт. Известно, что перемещение вытеснителя должно опережать перемещение поршня на фазовый угол, приблизительно равный 40°, а амплитуды перемещений должны быть примерно одинаковыми. Принимая во внимание эти обстоятельства как предварительные начальные условия для оптимизации, с помощью ЭВМ определяют переменные значения давления, фазовых углов, характеристики нагревателя, холодильника и регенератора, соответствующие максимальному КПД.

Упрощенная схема электрического генератора приведена на рис. 9.13. Схема состоит из генератора, газовых опор скольжения и вытеснителя, конструкция которого рассчитана на повышенное давление газа. Потери теплоты от возвратно-поступательного движения вытеснителя были незначительными, а для снижения тепловых потерь вследствие теплопроводности конструкционных материалов вытеснитель, его цилиндр и регенератор выполнены тонкостенными!

Рис. 9.13. Схема генератора SPIKE-0:

1 и 3 — газовые опоры скольжения; 2 — поршень/якорь; 4 — отвод охладителя; 5 — упругая газовая подушка вытеснителя; 6 — вытеснитель; 7 — полость поглотителя солнечной энергии; 8 — изоляция; 9 — трубки нагревателя; 10 — полость расширения; 11 — регенератор; 12 — подвод охладителя; 13 — холодильник; 14 — полость сжатия; 15 — линейный генератор; 16 — упругая газовая подушка поршня



Вопросы конструирования свободнопоршневых двигателей

Регулирование рабочих положений поршней. Характерной особенностью, отмечаемой исследователями на первых этапах работы со свободнопоршневыми двигателями, является тот факт, что поршни в процессе работы начинают постепенно смещаться от своих рабочих положений в направлении общей рабочей полости. При этом движение поршней, сопровождаемое ударами, прекращается на некотором расстоянии от нагреваемого торца цилиндра. Первой реакцией исследователей на это неприятное обстоятельство является попытка использовать механическую пружину для удержания поршней в их рабочих положениях. Однако такое решение обычно не приводит к положительным результатам, так как необходимые в этом случае пружины с большой жесткостью могут вы-

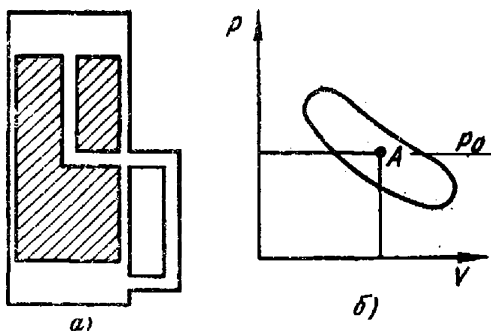


Рис. 9.14. Схема регулирования положения поршня методом перепуска:

a — схема конструкции; *б* — $p-V$ -диаграмма двигателя с перепуском; *A* — точка перепуска с координатами p_0 и V_0

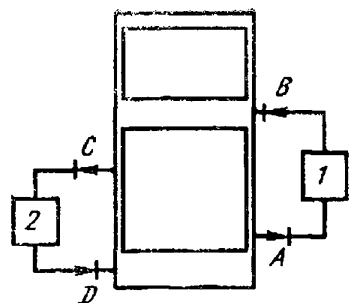


Рис. 9.15. Схема регулирования положения поршня методом аккумуляирования — сброса:

1 и *2* — баллоны с газом

звать беспорядочные, с большой амплитудой перемещения поршней в направлениях, противоположных заданным.

Дальнейший анализ работы двигателей позволяет объяснить причину данного явления, заключающуюся в нелинейности массового расхода газа в небольших кольцевых зазорах цилиндра (расход пропорционален разностям квадратов давления) и несинусоидальности волны высокого давления (пиковые всплески амплитуды в отличие от синусоидальной волны низкого давления).

При использовании в качестве уплотнений поршней обычных поршневых колец (или подобных им уплотнений), в отличие от плотной посадки поршня в цилиндр, положение осложняется, так как надежная работа таких уплотнений не может быть обеспечена и часто происходит смещение поршня от рабочего положения. Причиной этому является возможное попадание в поршневую канавку частиц износа поверхностей элементов, в результате чего поршень начинает работать с перекосом.

Существует несколько решений этой проблемы, простейшее из которых состоит в использовании специального отверстия в центральной части цилиндра, позволяющего осуществлять преднамеренный и быстрый перепуск газа между рабочей и буферной полостями (рис. 9.14).

Этот метод предпочтителен для регулирования положения вытеснителя. Он менее эффективен при использовании для рабочих поршней, так как связан с перепуском газа между полостями со значительным перепадом давления, что приводит к существенным потерям на расширение.

Схема пассивного метода регулирования положения поршня приведена на рис. 9.15. В этом случае перепуск корректирующего потока газа возможен только при достижении поршнем определенного положения. В двигателях с плотной посадкой поршня в цилиндр (без поршневых колец) смещения поршней от рабочих положений могут быть предотвращены с помощью одного контура регулирующей системы, состоящей из отверстия и обратного клапана, а для поршней с уплотнительными кольцами, допускающими сме-

щение в любом направлении, необходимо иметь два ограничивающих контура регулирования.

Третий метод, используемый для высокоэффективных систем, включает активный контур регулирования, состоящий из позиционного датчика, логической цепи и регулирующего клапана. В этом случае можно осуществить управление потоком газа из полости в полость (рис. 9.16). Положение поршня определяется с помощью бесконтактного датчика — емкостного, магнитного и т. п. Результирующий сигнал подается на вход микропроцессора и сравнивается с заданным значением; затем соответствующий сигнал поступает на электромагнитный клапан, который регулирует количество газа на входе или выходе из рабочей полости. Данный метод позволяет осуществлять постоянный контроль за положением поршня и незначительно зависит от износа движущихся элементов двигателя, их теплового расширения или изменения свойств рабочего тела, что исключает применение в этих случаях простых пассивных методов регулирования. Активный метод пригоден также и для модулирования мощности.

Газовая смазка. В свободнопоршневых двигателях смазка газовых опор скольжения может быть осуществлена путем использования естественных колебаний давления в рабочем объеме или в упругих газовых подушках, позволяющих обеспечить прокачку газа через опоры из баллона с помощью обратного клапана. Для этих же целей применяют специальный автономный насос, что, однако, связано с внесением дополнительных конструктивных решений в схему смазочной системы. Поверхности газовых опор должны быть твердыми с высокой точностью обработки и соответствующими параметрами шероховатости; так, например, для опор скольжения двигателя с поршнем диаметром 50 мм может быть использовано покрытие из окиси алюминия, обеспечивающее зазор, равный 8 мкм на длине 20 мм.

Механические нагрузки ударного характера. Во избежание возможных соударений движущихся элементов двигателя, отмечаемых при резких ударах, толчках и т. п., необходимо предусмотреть такие режимы и условия его работы, которые исключали бы появление подобных ситуаций. Если это требование невыполнимо, то для предотвращения разрушения рабочих элементов двигателя используют соответствующие амортизаторы или обводные магистрали, соединяющие рабочий объем с буферной полостью, что, естественно, связано с дополнительными потерями мощности.

Регулирование мощности. Во многих случаях регулирование мощности двигателя не является необходимым, как, например, в случае работы водяного насоса или каких-либо других потребителей, связанных с постоянной нагрузкой. Для заданных условий работы регулирование мощности может быть осуществлено следующими способами: изменением коэффициента упругости газовой подушки вытеснителя, его демпфированием или изменением среднего положения поршня. Способ регулирования мощности изменением коэффициента упругости газовой подушки вытеснителя

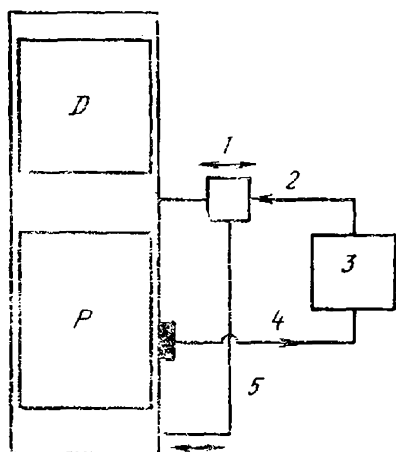


Рис. 9.16. Схема активного метода регулирования положения поршня:

1 — регулирующий клапан; 2 — регулирующий сигнал; 3 — микропроцессор; 4 — позиционный сигнал; 5 — газовая магистраль;

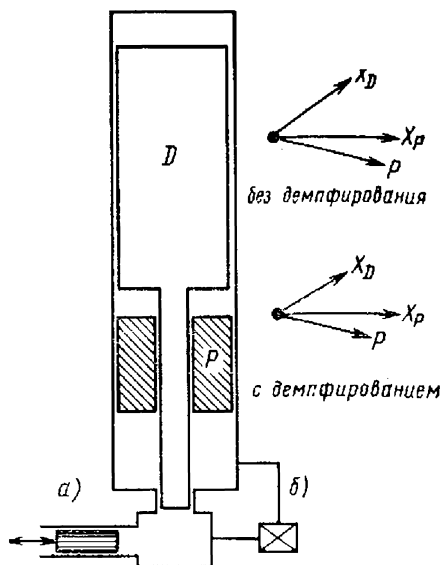


Рис. 9.17. Схема регулирования мощности изменением коэффициента упругости газовой «подушки» вытеснителя или демпфированием:

а — управление коэффициентом упругости; б — управление демпфированием

(рис. 9.17) более гибкий и приводит к незначительному уменьшению КПД двигателя по сравнению с регулированием изменением степени демпфирования вытеснителя, несмотря на то, что последний способ проще осуществить. При регулировании средним положением поршня мощность двигателя падает по мере смещения среднего положения поршня от нагреваемого торца цилиндра, что можно определить по результатам простого изотермического анализа. Этот метод применим только при нагрузках, позволяющих поршню занимать любое положение. Так, для генераторов переменного тока требуется точно фиксированное среднее положение поршня, и они менее приспособлены для регулирования мощности подобным методом.

Пуск двигателя. Свободнорпоршневые двигатели при приложении внешней вибрации и при достаточной разности температур и малых силах трения способны к самопуску. Неоднократно испытанные двигатели с плотно подогнанными твердыми поверхностями скольжения являются очевидным примером самопускающихся машин, что достигалось при условии их вертикального положения и поддержания вытеснителей на определенном расстоянии от дна цилиндра с помощью магнитных устройств или механической пружины.

В любых условиях пуск соответствующим образом спроектированных свободнорпоршневых двигателей легко осуществляется от небольшой приложенной вибрации. Так, пуск двигателей электрогенераторов легко может быть осуществлен от сети с небольшим потреблением электроэнергии. Солнечные двигатели, смонтированные на гелиостатах, способны к самопуску при условии изменения их положения по отношению к полю силы тяжести, что достигается

при соответствующем положении поршня относительно дна цилиндра с помощью магнитной пружины.

Индукцированные пламенем колебания и быстрый рост температуры в случае двигателей, использующих жидкое или газообразное топливо, предоставляют благоприятные возможности для их самопуска.

Определенным препятствием для самопуска двигателей является массивный, с большой тепловой инерцией нагреватель, в котором охлаждающаяся первичная порция газа уменьшает рост давления во время пуска.

Преимущества отбора мощности при возвратно-поступательном движении

Сложилось мнение, что передача мощности может осуществляться только с помощью валов. По этой причине свободнопоршневой двигатель с его «чисто» возвратно-поступательным движением может показаться несколько необычным и относительно бесполезным. Однако возвратно-поступательное движение обладает многими преимуществами, которых лишен двигатель, мощность от которого отбирается при вращательном движении. При возвратно-поступательном движении, в отличие от кривошипно-шатунных механизмов, отсутствуют поперечные нагрузки на цилиндр. Поэтому проблема смазки поршней становится менее сложной и решается путем использования газовых опор скольжения, не требующих большой мощности на прокачку газа.

В машинах с возвратно-поступательным движением могут быть использованы и гибкие уплотнения, герметично закрытые с помощью глухих диафрагм, полых пружинных питателей, торсионных труб и т. п. Использование таких уплотнений позволяет с меньшими трудностями решить проблемы смазки и уплотнений, которые для машин с кривошипным механизмом являются одними из главных.

Однако логичен вопрос, зачем использовать машину с «чисто» возвратно-поступательным движением, несмотря на все ее преимущества, если для традиционных потребителей, приводимых в движение двигателями, необходим вращающийся вал? На этот вопрос легко получить ответ, если заметить, что часто потребитель, которому передается мощность вращательного движения, имеет кривошип и поршень для превращения вращательного движения в возвратно-поступательное. Так, в ДВС, являющемся приводом поршневого компрессора, сначала происходит превращение возвратно-поступательного движения поршней во вращательное движение вала с последующей передачей мощности через вал компрессора на вращающийся механизм, приводящий в возвратно-поступательное движение поршень, сжимающий газ. В свободнопоршневом двигателе работа цикла непосредственно передается потребителю, сжимающему газ, через поршень с возвратно-поступательным движением. При этом исключаются такие важные проблемы, как смазка, работо-

способность подшипников, наличие поперечных нагрузок, износ движущихся элементов и т. п.; кроме того, снижаются также металлоемкость и стоимость двигателя.

Потребители двигателей Стирлинга с возвратно-поступательным движением

Существует небольшое число потребителей с возвратно-поступательным движением, заслуживающих особого рассмотрения для использования их со свободнопоршневыми двигателями Стирлинга. Во-первых, это линейный генератор переменного тока самых различных схем, две из которых приведены на рис. 9.18. На рис. 9.18, а показана схема генератора с движущейся обмоткой. Основным преимуществом такой схемы является отсутствие поперечных нагрузок, а также ферромагнитных материалов в обмотке, состоящей лишь из проводника, осевое движение которого обуславливает взаимодействие электрического тока из перпендикулярного к нему магнитного поля. Двигатель мод. 10-В фирмы «Санпауэр» использует именно такой генератор.

В схеме, изображенной на рис. 9.18, б, имеется движущийся плунжер, изменяющий направление магнитного потока в обмотке при очередном рабочем ходе поршня двигателя. Такое устройство позволяет получить максимальную электрическую выходную мощность за один ход поршня. Характерные для этой схемы поперечные нагрузки могут быть значительно уменьшены путем точного центрирования плунжера. Для противодействия поперечным нагрузкам и предотвращения плотного контакта между скользящими поверхностями, который может привести к их быстрому износу, в этом случае необходимо применение газовых опор скольжения.

Другим возможным, но уникальным потребителем мощности свободнопоршневого двигателя Стирлинга является инерционный компрессор или насос (рис. 9.19). Для подвода и отвода прокачиваем-

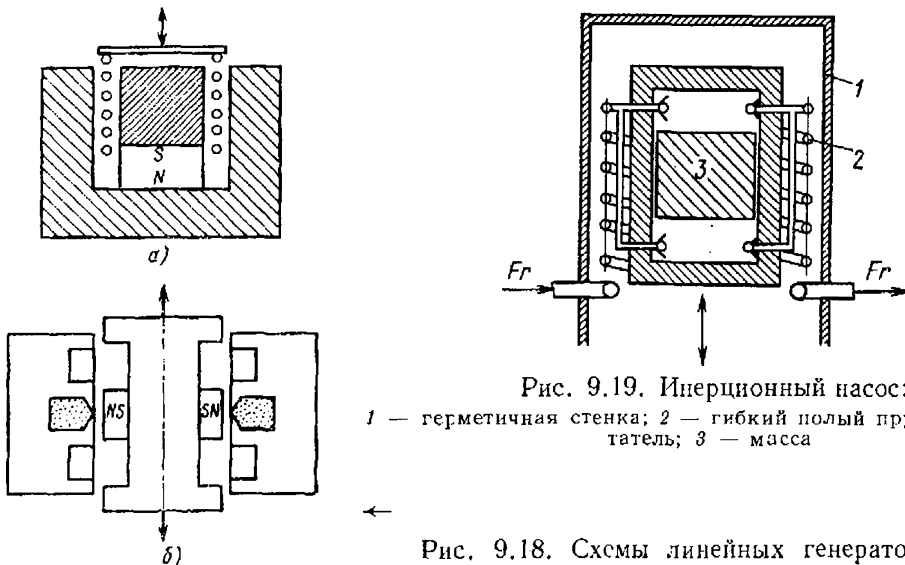


Рис. 9.19. Инерционный насос:

1 — герметичная стенка; 2 — гибкий полый пружинный пистон; 3 — масса

Рис. 9.18. Схемы линейных генераторов

Рис. 9.20. Свободноцилиндровый двигатель:

1 — поток солнечных лучей; 2 — водяная рубашка; 3 — легкий цилиндр; 4 — тяжелый поршень; 5 — водяной насос

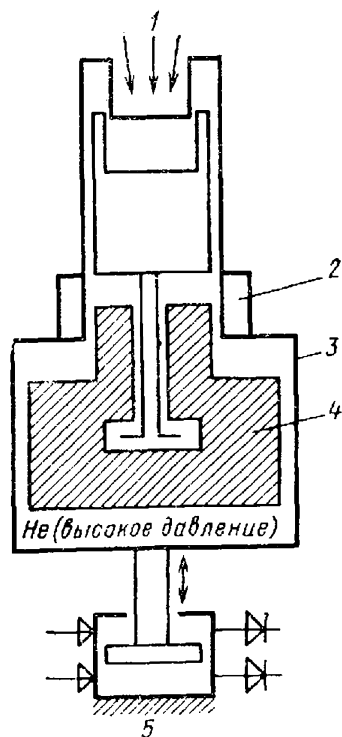
мой жидкости в этом случае используется гибкая полая пружина, проходящая через окружающее ее под высоким давлением рабочее тело двигателя Стирлинга. Процессы сжатия происходят в полостях, разделенных относительно стационарной инертной массой, находящейся внутри поршня двигателя. Герметичность уплотнения в таких устройствах обеспечивается тем, что мощность двигателя непосредственно передается потоку прокачиваемой жидкости. Данная схема может быть использована в термокомпрессорах, насосах и воздушных компрессорах. Гибкая полая пружина из коррозионно-стойкой стали соответствующей жесткости обеспечивает заданную частоту резонансного двигателя и может быть рассчитана на продолжительный ресурс.

Третьим важным методом отбора мощности от «чисто» возвратно-поступательного двигателя является съем мощности не от поршня, а от свободного цилиндра. В этом случае поршень имеет большую массу, малый ход по сравнению с ходом вытеснителя или цилиндра. Свободный цилиндр может быть непосредственно соединен с воздуходувкой или электрическим генератором переменного тока (рис. 9.20)

Свободноцилиндровый двигатель, вероятно, простейший двигатель с герметичным уплотнением; поэтому его выгодно использовать с такими недорогими и рассчитанными на длительный ресурс как, водяные циркуляционные насосы для систем обогрева зданий, ирригационные насосы, работающие от энергии солнца, или воздуходувки для систем подогрева воздуха. Свободноцилиндровые двигатели, кажущиеся более необычными и менее известными, чем свободнопоршневые, имеют в целом неплохие характеристики. Так, у одного простого по конструкции двигателя, описанного Билом и другими в 1973 г., эффективный КПД был равен 10 %.

Свободноцилиндровые двигатели обладают интересной особенностью: они не останавливаются при перегрузках; так, в случае прекращения движения цилиндра работа цикла передается поршню и нагрузке. Это обстоятельство позволяет свободноцилиндровым двигателями заменить пневматические двигатели отбойных молотков, создающих значительный шум при производстве строительных и ремонтных работ.

Другим потребителем без внешнего механического привода мощности свободнопоршневого двигателя может быть аналогичная по своей конструкции холодильная машина, работающая по обратному циклу Стирлинга (рис. 9.21). В этой схеме мощность теплового дви-



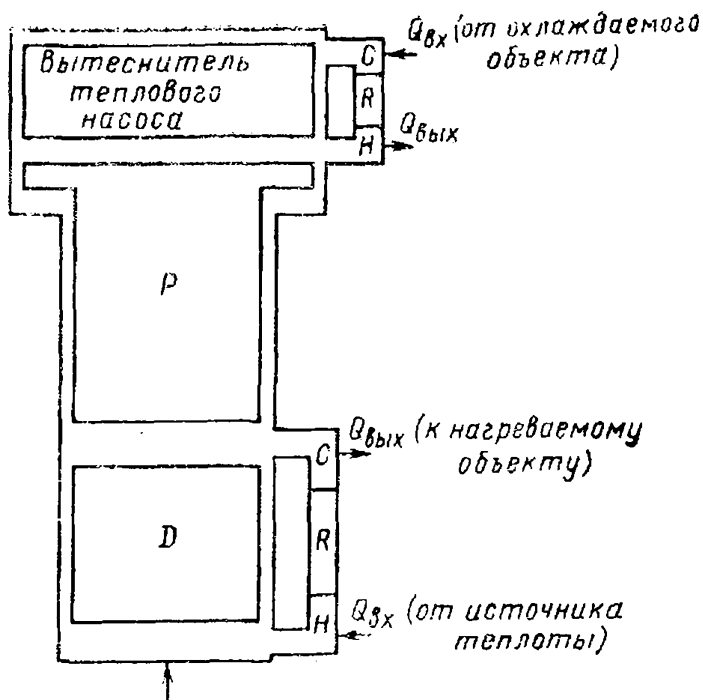


Рис. 9.21. Тепловой насос с тепловым приводом, работающий по циклу Стирлинга—Стирлинга

гателя непосредственно передается в цикл, в котором используется то же самое рабочее тело при том же среднем давлении. Так как все термодинамические процессы происходят в системе с общим замкнутым объемом без передачи механической мощности внешнему потребителю, то проблемы утечек и смазки в этом случае сводятся лишь к уплотнению поршня и газовой смазке опор скольжения. Такая холодильная машина с циклом Стирлинга—Стирлинга чрезвычайно перспективна и находится в стадии разработки. Насколько известно, имеется лишь одна небольшая модель, состоящая из двух одинаковых демонстрационных двигателей типа 10-В фирмы «Санпауэр». Несмотря на плохое согласование режимов работы двигателя и холодильной машины и использование в них только кольцевых рабочих полостей, смежных с вытеснителями и регенераторами, эта модель способна обеспечить получение холода на уровне 0°C .

Соединения свободнопоршневых двигателей с потребителями могут осуществляться и через внешний механический привод с возвратно-поступательным движением. Однако в этом случае вновь приходится сталкиваться с трудной проблемой, характерной для большинства традиционных машин с кривошипным механизмом, — утечки рабочего тела через уплотнения. Одним из таких возможных вариантов является двигатель с гидростатическим приводом (рис. 9.22). В двигателе используется уплотнение, которое отделяет газообразное рабочее тело и масло, а компрессор и насос перекачивают их обратно в соответствующие полости.

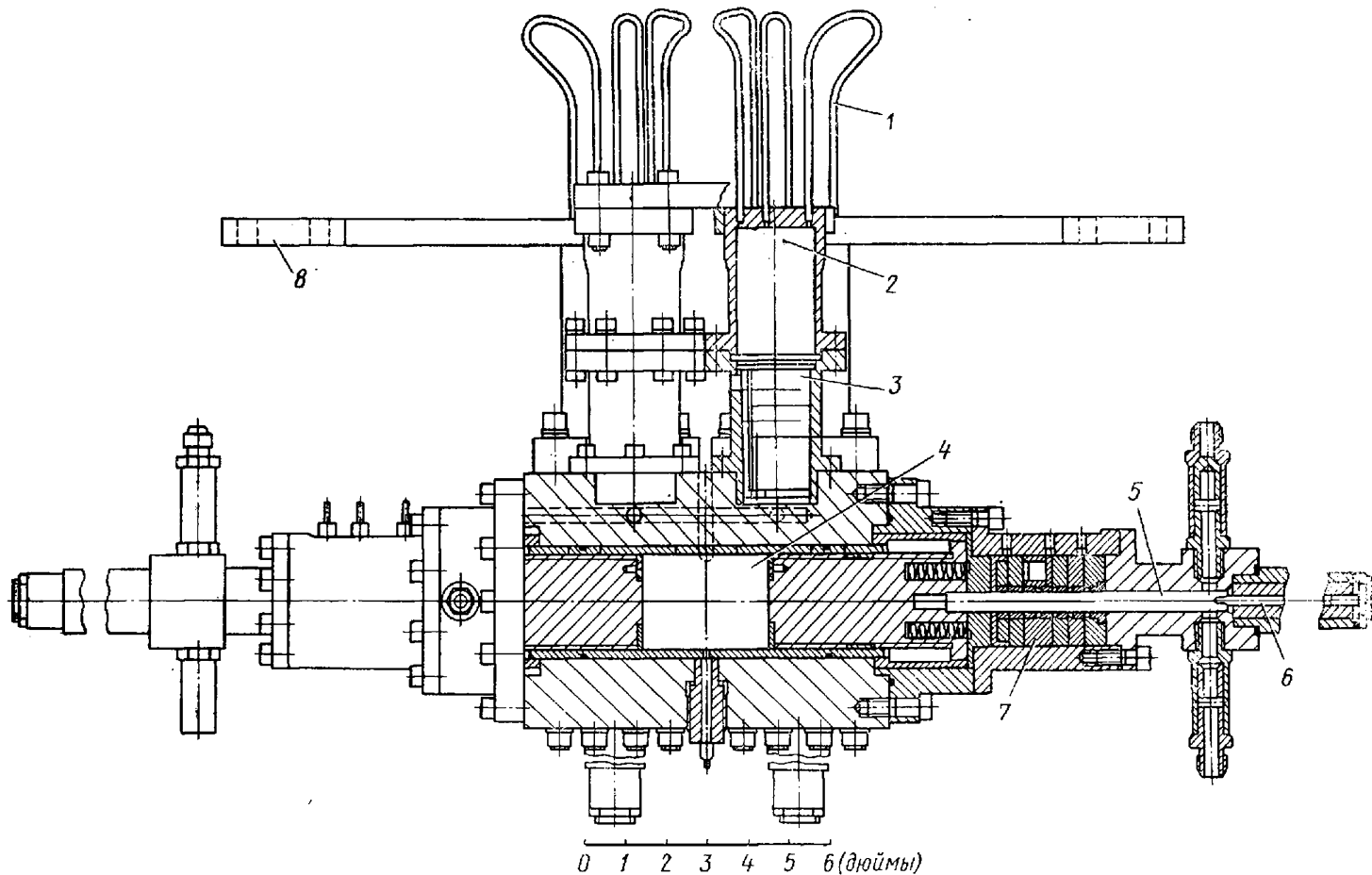


Рис. 9.22. Свободнопоршневой двигатель Стирлинга с гидростатическим приводом:

1 — трубки нагревателя; 2 — регенератор; 3 — трубчатый водяной холодильник; 4 — полость сжатия; 5 — гидравлический насос; 6 — датчик положения; 7 — узел уплотнения; 8 — шины для низковольтного сильноточного источника питания

Очевидно, что в свободнопоршневых двигателях возможно также применение и диафрагменных уплотнений, которые используют в двигателях для искусственного сердца фирмы «Мак-Доннел—Дуглас», в двигателях Стирлинга исследовательского центра в г. Харуэлл (Великобритания) [86] и в двигателях, о которых сообщается в работе [55]. В проектной группе фирмы «Санпауэр» полагают, что плотно подогнанные скользящие уплотнения с газовой смазкой более универсальны.

Области применения свободнопоршневых двигателей привода насосов для циркуляции крови

Аппараты «искусственное сердце». Потребная мощность свободнопоршневых двигателей для привода насосов для циркуляции крови в аппаратах «искусственное сердце» составляет приблизительно от 3 до 5 Вт. Эта мощность может быть гидравлической, пневматической или электрической; причем свободнопоршневой двигатель может обеспечить любую из этих форм мощности. Вариант подвода мощности с потоком жидкости интенсивно разрабатывается фирмой «Мак-Доннел—Дуглас». Группа по разработке аппарата «искусственное сердце» фирмы «Аэроджет—Дженерал» считает целесообразным использовать метод подвода мощности с потоком газа. Однако энергоагрегат, состоящий из свободнопоршневого двигателя и электрического генератора, вероятно, наиболее прост и долговечен; по-видимому, он может иметь и высокий КПД. Его характеристики находятся на уровне других возможных вариантов альтернативных решений. Однако такая система еще не испытывалась по своему прямому назначению.

Тепловые насосы. Тепловой насос, работающий по циклу Ренкина—Стирлинга, весьма интенсивно разрабатываемый несколькими крупными промышленными фирмами, вероятно, найдет важное коммерческое применение в ближайшем будущем. Высокий общий КПД, длительный ресурс работы, низкий уровень шума с малым отрицательным влиянием на окружающую среду делают его достойным конкурентом существующим элетрогенераторам и широко распространенным тепловым насосам с электроприводом [39].

Свободнопоршневые двигатели и вопросы энергетики. Электрогенератор с тепловым приводом, вероятно, является наилучшей областью применения свободнопоршневых двигателей, так как именно здесь в наиболее полной форме могут проявиться все преимущества их герметичного исполнения: внешние условия не смогут повлиять на рабочий объем, а уплотнение для вывода из системы электрической мощности может быть выполнено достаточно надежным. Небольшие лабораторные модели таких двигателей появились у потребителей еще в 1974 г., продемонстрировав выдержавшую испытанием времени свою работоспособность. Двигатели мощностью до 1 кВт также уже появляются на рынке, а агрегаты с мощностью, потребной для автотранспортных средств, очевидно, появятся в бли-

жайшем будущем. Эти крупномасштабные блоки имеют ряд значительных преимуществ, в особенности при использовании в коммунальном хозяйстве (длительный период работы и малый уровень шума). Дома, отапливаемые природным газом, смогут получать большую часть потребной им электроэнергии и теплоты от того же количества топлива, которое в настоящее время затрачивается лишь на их теплоснабжение. Действительно, электрический генератор, соединенный с тепловым насосом, работающим по циклу Стирлинга, сможет обеспечить обогрев, охлаждение и электроснабжение при том же или меньшем количестве газа или жидкого топлива, которое в настоящее время идет только на теплоснабжение. Преимущества такого пути экономии энергии настолько значительны, что он будет, по-видимому, широко использоваться в ближайшем будущем, тем более, что стоимость топлива возрастает, а пригодная еще для использования тепловая энергия в виде отработавших продуктов сгорания топлива различных современных систем имеется всюду.

Солнечные преобразователи энергии. Свободнопоршневой двигатель, соединенный с генератором, является одним из возможных механических преобразователей для крупномасштабной электроэнергетической системы, состоящей из большого числа относительно малых блоков мощностью 20 кВт, установленных в фокусе параболического солнечного концентратора. Предварительные исследования показывают, что возможное максимальное значение КПД такой системы равно примерно 30 % (при применении уже проверенных элементов конструкции). Для систем преобразования солнечной энергии в электрическую высокий КПД является важным показателем, так как основную часть их стоимости определяют концентраторы, по сравнению с которыми стоимость двигателя и генератора составляет лишь незначительную долю. Массовое производство и применение таких двигателей могут дать существенную экономию электроэнергии.

Производство энергии в развивающихся странах. В странах, где нефтепродукты достаточно дороги, а национальный доход низок, свободнопоршневые двигатели Стирлинга, работающие на отходах сельскохозяйственного производства или на солнечной энергии, могут быть полезными в получении энергии для ирригации, переработки пищевой продукции, рефрижераторного хранения пищевых продуктов и т. п.

Некоторые характеристики двигателей

С 1978 г. развитие свободнопоршневых двигателей шло очень быстрыми темпами, и новые конструкции, созданные с применением оптимизационной программы фирмы «Санпауэр», находились в завершающей стадии. В зависимости от конструкций и областей применения ожидаемые значения эффективного КПД этих двигателей составляют 30—40 % при температуре нагревателя 650—730 °С. Например, двигатель МТИ-DOE, тщательно спроектированный для очень ограниченной области применения, может быть использован

в качестве космической энергоустановки. Его испытание на фирме в МТИ намечалось осуществить летом 1978 г.

Двигатель SPIKE-0 фирмы «Санпауэр» является первым в серии коммерческих двигателей фирмы, разработанных для обеспечения надежного энергоснабжения при мощности менее 1 кВт в течение длительного срока службы с использованием в качестве топлива пропана, керосина, твердого топлива или энергии Солнца.

Весьма простая по конструкции демонстрационная модель двигателя 10-B с кольцевым регенератором в цилиндре может быть использована в качестве учебного пособия. Мощность и КПД двигателя низкие, но вполне достаточные для демонстрации принципа его действия. Модель приспособлена для работы с солнечным концентратором, состоящим из линз Френеля. В качестве нагрузки двигателя используется электрический генератор переменного тока и различные типы инерционных насосов.

Свободноцилиндровый водяной насос университета шт. Огайо относится к ранним моделям двигателей и сконструирован без особого внимания к уменьшению различного вида потерь. Для своего периода характеристики двигателя можно считать вполне удовлетворительными.

Дальнейшие области исследований двигателей Стирлинга

Краткое описание свободнопоршневых двигателей Стирлинга показывает, что многие вопросы еще не решены. Важные области исследований, представляющие в настоящее время интерес для разработчиков свободнопоршневых двигателей, включают следующие вопросы.

1. Определение возможных схем и их классификация в соответствии с требованиями для различных областей применения.

2. Разработка упрощенного термодинамического и динамического анализа для его практического использования.

3. Изучение пуска двигателя, его динамики, характеристик номинального и переходных режимов работы.

4. Подбор конструкционных материалов с длительным ресурсом работы без смазочного материала.

5. Изучение устройств для эффективного контроля положения рабочих элементов.

6. Изучение методов регулирования мощности.

7. Изучение потенциальных потребителей мощности свободнопоршневых двигателей.

8. Изучение схем линейного генератора переменного тока.

9. Рассмотрение различных систем, работающих по циклу Стирлинга—Стирлинга.

10. Комбинированные свободнопоршневые двигатели со свободным вытеснителем и кривошипно-шатунным приводом рабочего поршня.

11. Исследование свободнопоршневых двигателей с рабочим телом, отличающимся от идеального газа.

12. Изучение областей применения свободнопоршневых двигателей.

Заключение

В то время как инженеры, занимающиеся кривошипными двигателями, преследуют цель создать конкурентоспособный двигатель для автотранспортных средств, свободнопоршневые двигатели быстро развиваются по пути определения полезных областей применения, несвойственных широко распространенным ДВС. Вероятно, что одним из первых промышленных применений двигателя Стирлинга будет свободнопоршневой тепловой насос Стирлинга и свободнопоршневой электрический генератор переменного тока. Основные проблемы, относящиеся к двигателям Стирлинга, исключая вопросы стоимости и опыта их эксплуатации, решены.

ГЛАВА 10

ДВИГАТЕЛИ СТИРЛИНГА ФИРМЫ «ФИЛИПС»

Введение

Работы по двигателям Стирлинга в исследовательской лаборатории фирмы «Н. В. Филипс Глоельлампенфабрикен» (N. V. Philips Gloeilampenfabrieken) в Эйндрховене, Нидерланды, крупной международной компании, хорошо известной своей электротехнической и электронной продукцией, начали проводиться с 1937 г.

Эти работы, продолжающиеся уже более 40 лет, можно разделить на четыре основных периода:

начальный (1937—1954 гг.) характеризуется утверждением и становлением новых идей и схем тепловых воздушных двигателей и разработкой небольших двигателей Стирлинга;

период развития криогенных газовых машин (1945—1978 гг.) связан с разработкой и производством криогенных газовых машин;

период развития ромбического привода (1954—1970 гг.) характеризуется изобретениями, разработкой и доводкой двигателей одностороннего (простого) действия вытеснительного типа с ромбическим приводным механизмом;

период развития двигателей двойного действия (с 1969 г. по настоящее время) связан с разработкой двигателей двойного действия с приводом от косой шайбы.

Начальный период

Начало работы. Интерес к двигателям Стирлинга в фирме «Филипс» был вызван необходимостью создания простых и легких электрогенераторов, осуществляющих питание приемной и передающей

радиоаппаратуры, предназначенной для районов, в которых отсутствует электроснабжение. Поэтому фирма проанализировала различные системы с тепловым приводом, включая паровые двигатели и термоэлектрические генераторы. Выбор двигателей Стирлинга был обусловлен тем, что эффективный КПД тепловых воздушных двигателей был низким по сравнению с его идеальным значением. Как полагал профессор Хольст—руководитель программы, данные обстоятельства открывали большие возможности для улучшения характеристик двигателей Стирлинга путем применения жаропрочных сталей и внедрения новых достижений из области теплопередачи и газодинамики.

Есть предположения, что интерес к тепловым воздушным двигателям был стимулирован посещением Музея техники в Париже одним из инженеров фирмы «Филипс», который увидел экспонировавшиеся там двигатели на горячем воздухе. Однако ранний период развития программы не получил широкого отражения в печати, и эти сведения могут быть недостоверными. Известно, что работы продолжались и во время второй мировой войны, но их развитие сдерживалось вопросами секретности и недостатком жаропрочных сталей и других материалов.

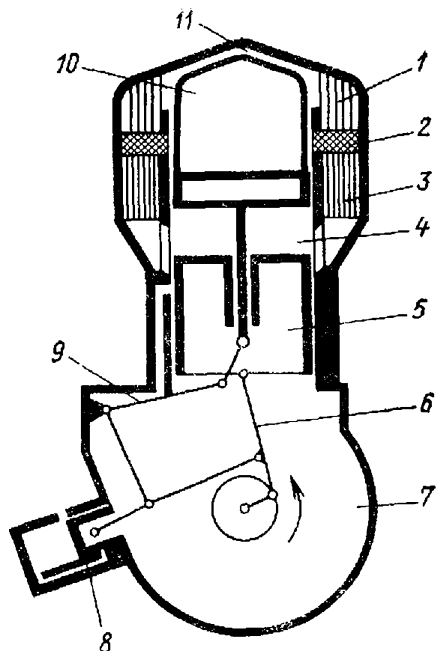
Ранние публикации. Первой публикацией о новых разработках двигателя Стирлинга были две работы, вышедшие в 1946 г., — Риниа и Риниа и дю Пре. За ними годом позже последовали две другие статьи — де Брея и ван Веенана. Эти статьи были по существу единственным источником информации о начальном периоде работ, но они создали основной фундамент для дальнейших разработок. Своим появлением статьи вызвали всеобщий интерес, и даже в настоящее время они заслуживают серьезного внимания тех специалистов, которые интересуются данной проблемой.

Теория, изложенная в статье Риниа и дю Пре в 1946 г., явилась логическим продолжением ранее созданной (1861 г.) теории Шмидта. В этой статье сообщалось, что двигатели могли работать при частоте вращения, равной 3000 об/мин, и иметь удовлетворительные характеристики по массе и КПД! Большая часть материалов статьи касалась «воздушных двигателей», но в заключение упоминалось и о возможностях двигателей Стирлинга работать в режиме криогенных газовых машин с использованием различных рабочих тел. С помощью одной из таких экспериментальных машин с рабочим телом — водородом можно было получать холод при температуре 80 К.

В последующей работе были обсуждены предпосылки, связанные с разработкой более мощных, с высокой частотой вращения вала, двигателей Стирлинга, рассматривались и вопросы конструкции нагревателя, холодильника, регенератора и подогревателя воздуха. В своей статье Ван-Веенан в 1947 г. рассмотрел некоторые аспекты конструкций двигателей Стирлинга одноцилиндрового одностороннего действия вытеснительного типа мощностью 0,7 кВт при 2000 об/мин (рис. 10.1) и четырехцилиндрового двигателя двойного действия мощностью 11 кВт при 3000 об/мин. В последующих статьях предполагалась публикация дальнейших подробностей об испытаниях

Рис. 10.1. Одноцилиндровый воздушный тепловой двигатель Стирлинга одностороннего действия вытеснительного типа с кривошипно-шатунным механизмом привода (Мейер, 1969 г.):

1 — нагреватель; 2 — регенератор; 3 — холодильник; 4 — полость сжатия; 5 — рабочий поршень; 6 — шатун; 7 — картер; 8 — воздушный компрессор; 9 — коромысло; 10 — вытеснитель; 11 — полость расширения



этих двигателей, но, к сожалению, эти статьи так и не появились. В своей статье Ван-Веенан упоминает, что мощность двигателей двойного действия с приводом от качающейся шайбы, по-видимому, ограничена диапазоном мощности, составляющим 15—22 кВт. Для больших мощностей были разработаны другие механизмы привода на основе схемы с V-образным расположением цилиндров.

Двигатели двойного действия. Разработка двигателей двойного действия на этой ранней стадии работ фирмы «Филипс» является весьма примечательным фактом. Принцип их работы был описан в статье Риниа, однако данный вопрос был рассмотрен Ван-Веенаном в статье, где была приведена также и фотография высокооборотного двигателя мощностью 11 кВт. Следует отметить, что более примечательным является тот исторический факт, что двигатели двойного действия были изобретены примерно на столетие раньше. Бэбкок приписывает создание первого двигателя двойного действия Шарлю Луи Франшо, который запатентовал двухцилиндровую схему двигателя двойного действия в 1853 г. Бэбкок также описывает изобретение, запатентованное в 1860 г. Сименсом, относящееся к двигателю, имеющему четыре цилиндра, каждый из которых нагрет с одного конца и охлажден с другого, причем все цилиндры соединены с одним валом при помощи качающейся шайбы на равных четвертях, и схема образована таким образом, что нагреваемая часть одного цилиндра сообщается через экономайзер с охлаждаемой частью другого в определенной последовательности.

Это описание в точности соответствует многоцилиндровому двигателю Стирлинга двойного действия, разработанному фирмой «Филипс» в 1946 г., а также современному двигателю, разработанному после продолжения работ над двигателями двойного действия в 70-х гг. Известно, что Сименс никогда не доводил свои замыслы до практического применения. У него было много идей, его восприятие сущности проблемы было поистине замечательным. Бэбкок в своем отчете дал пророческий комментарий по поводу потенциальных возможностей развития двигателя Сименса. Неизвестно, знали ли о двигателе Сименса сотрудники фирмы «Филипс» или двигатель был изобретен заново после его описания Сименсом.

Генераторы малой мощности. Трудно переоценить достижения инженеров фирмы «Филипс» в этот начальный период программы.

Характеризуя работу фирмы, Росс отмечает, что в течение нескольких лет с момента проявления интереса к экспериментальным разработкам в 1937 г. до публикаций упомянутых статей в 1947 г., включая период второй мировой войны, фирма «Филипс», работая над двигателями Стирлинга, увеличила их удельную мощность на единицу массы в 50 раз, уменьшила их размеры на единицу мощности в 125 раз и увеличила частоту вращения в 10 раз.

Работы, связанные с небольшими генераторами с двигателем Стирлинга, продолжались и в конце 40-х гг. Потребителям нужны были автономные электрогенераторные устройства мощностью 150—200 Вт. В соответствии с этим после детальной инженерной проработки был создан двигатель типа 102С. Разработка этого двигателя включала ресурсные испытания в автономном режиме и высотные испытания, проводимые на вершине горы Юнгфрау в Швейцарских Альпах в условиях разреженного воздуха при температуре —23 °С. Были проведены также и испытания при температуре —40 °С. Росс описывает одно из таких испытаний, в ходе которого модифицированный до 2 кВт двигатель с водяной системой охлаждения был установлен на моторную лодку, которая прошла по голландским каналам 80,5 км при скорости 4,6 м/с (9 узлов). Зрители на берегу были поражены, увидев лодку с пассажирами, бесшумно движущуюся по воде; создавалось впечатление, что лодка не имеет двигателя (двигатель был скрыт картонным ящиком).

В 1952 г. фирмой «Филипс» было принято решение о производстве двигателя типа 102С. В начальный период было выпущено пять серий общим числом 50 двигателей. Всего было произведено около 100 таких двигателей, но в 1954 г. их выпуск был прекращен, и дальнейшие усилия фирмы были переключены на создание более мощных двигателей Стирлинга. Основная причина прекращения выпуска этих двигателей состояла в том, что спрос на них был недостаточный.

С изобретением транзисторов, совершенствованием аккумуляторных батарей и улучшением параметров радиоламп первоначальное использование двигателей типа 102С для питания радиоаппаратуры прекратилось. Другого рынка сбыта этих двигателей найдено не было, и он не предвиделся в ближайшем будущем. В результате (примерно в 1958 г.) двигатели типа 102С были переданы университетам и техническим колледжам Европы.

Неожиданное применение этот блок нашел в феврале 1953 г. в ходе спасательных работ во время крупного морского наводнения в Нидерландах. В газетном репортаже того времени из отрезанной наводнением деревни с'Гравендеел описывается, как 17 электрических генераторов, присланных с предприятия фирмы «Филипс» в г. Дордрехте, были использованы для аварийного освещения в больницах и центрах по приему людей, а также для питания любительской радиоаппаратуры, обеспечивающей связь с организациями Красного Креста. Одно плоскодонное судно с двумя двига-

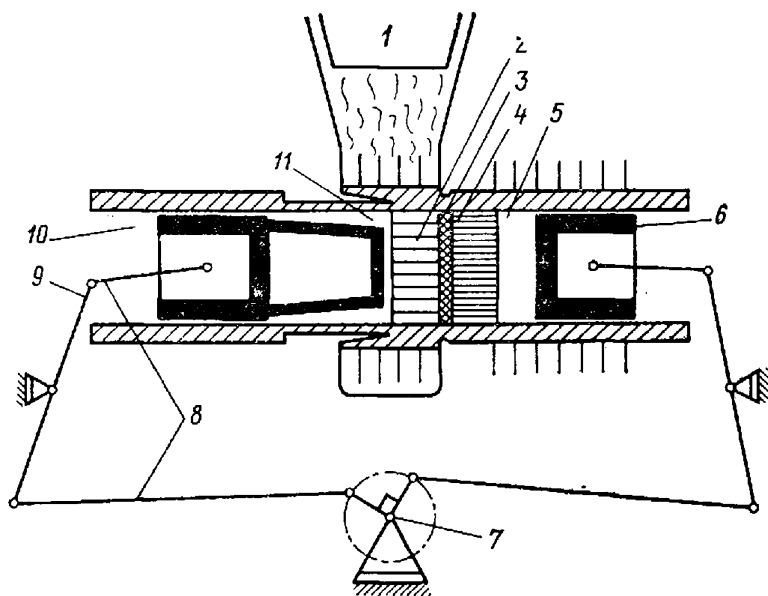


Рис. 10.2. Схема двигателя Стирлинга с оппозитно-расположенными цилиндрами:

1 — камера сгорания; 2 — нагреватель; 3 — регенератор; 4 — холодильник; 5 — полость сжатия; 6 — рабочий поршень полости сжатия; 7 — коленчатый вал; 8 — шатуны; 9 — коромысло; 10 — рабочий поршень полости расширения; 11 — полость расширения

телями на горячем воздухе перевозило одеяла и продукты питания для тысячи людей!

Двигатель типа 102С для электрического генератора представлял наиболее совершенный вариант воздушных двигателей, что впоследствии было использовано в разработках более мощных двигателей, работавших на гелии и водороде. Характеристики двигателя типа 102С никогда не были опубликованы фирмой «Филипс», и, что еще более удивительно, о них также ничего не сообщалось ни одной организацией, которые работали с этими двигателями. Уард [372] тщательно исследовал характеристики двигателя, модифицированного под использование водяной системы охлаждения и с применением в качестве источника нагрева жидких и газообразных нефтепродуктов.

Рабочие характеристики двигателя были опубликованы Уокером [370] и приведены в гл. 7. Повышенный интерес к небольшим двигателям, разработанным фирмой «Филипс», проявили ВМС США, они приобрели и испытали несколько двигателей; результаты этих испытаний приведены в работе Шрадера, опубликованной в 1951 г.

Помимо двигателя типа 102С фирмой «Филипс» были рассмотрены и многие другие варианты двигателей Стирлинга. На рис. 10.2 приведена схема двигателя с оппозитными поршнями, конструкция которой прошла экспериментальную проверку.

О двигателе Стирлинга двойного действия мощностью 11 кВт имеется немного информации. В газетной заметке того времени помещены фотография и отчет о демонстрации двигателя в присутствии Генри Форда Второго в 1948 г. Персиваль в 1968 г. отмечает, что попытка фирмы «Дженерал Моторс» заключить соглашение о сотруд-

ничестве с фирмой «Филипс» в 1950 г. была отклонена как преждевременная.

Впоследствии Мейер [228] определил причину неудач при разработке двигателя двойного действия, указав на исключительно сложную проблему смазки, связанную с поршневыми уплотнениями, работающими в условиях трения без смазочного материала. Подобная проблема в двигателях вытеснительного типа была решена с помощью уплотнений типа Рулон, что позволило возобновить и работы по двигателям двойного действия. Другими, менее важными факторами были недостатки этого типа двигателей с точки зрения решения вопросов газодинамики и термодинамики. Изменения объема полостей сжатия и расширения, как по величине, так и по фазе, взаимосвязаны и не могут быть выбраны независимо.

Период развития криогенных газовых машин

Келер в 1965 г. рассмотрел подробности обстоятельств обнаружения способности одного из небольших воздушных двигателей, разработанных фирмой «Филипс», работать в режиме криогенной газовой машины. При использовании водорода в качестве рабочего тела головка двигателя (полость расширения) охлаждалась до температуры, при которой происходила конденсация атмосферного воздуха. Эти обстоятельства обусловили образование в 1948 г. исследовательской группы, руководимой Келером, которой было поручено разрабатывать криогенную газовую машину. Работа группы была исключительно плодотворной, и первые криогенные газовые машины поступили потребителям в 1954 г. Производительность этих машин составляла $2,22 \text{ см}^3/\text{с}$ (8 л/ч жидкого воздуха). Наиболее полная информация о схеме и конструкции криогенной газовой машины содержится в работах Келера и Джонкерса (1954 г.).

Производство этих, а также усовершенствованных конструкций криогенных машин осуществлялось в больших масштабах и находило сбыт во всем мире. Период создания криогенных газовых машин можно рассматривать как значительный этап в развитии нового поколения двигателей Стирлинга.

Дальнейшие подробности по работам фирмы «Филипс» в области криогенных газовых машин и соответствующего криогенного оборудования не включены в данную книгу из-за ограниченного объема, так как имеется достаточное число публикаций фирмы «Филипс» по криогенной технике. Этот материал будет полностью включен в последующую книгу под названием «Криогенные газовые машины» (Regenerative Cryogenic Cooling Engines).

Период развития двигателей с ромбическим приводом

Начало работ. Ромбический привод для двигателей Стирлинга был изобретен Рольфом Мейером в 1953 г. Его использование с 1954 г. во всех двигателях обеспечило действительно «новое начало» в работах по двигателям Стирлинга на фирме «Филипс».

Первая информация о новой схеме двигателя появилась в работе Мейера в 1959 г. [228], почти через 12 лет после итоговой статьи Ван Веенана о ранних конструкциях воздушных двигателей. Двигатель, который описал Мейер, был одноцилиндровым вытеснительного типа с ромбическим приводом мощностью 30 кВт; его фирменное обозначение 1-365 (рис. 10.3).

Основные параметры двигателя типа 1-365 следующие.

Диаметр цилиндра, мм	88
Ход рабочего поршня, мм	60
Номинальная частота вращения, об/мин	1500
Номинальная температура труб нагревателя, °С	700
Номинальная температура холодильника, °С	15
Давление газа, МПа:	
среднее	10,3
максимальное	14
Степень повышения давления p_{\max}/p_{\min}	2
Рабочее тело	Водород

В гл. 7 были представлены различные рабочие характеристики двигателя, в том числе зависимости эффективной мощности и КПД от давления рабочего тела и частоты вращения, зависимости эффективной мощности двигателя и КПД от температуры нагревателя и холодильника при постоянной частоте вращения. В работе Мейера приводится сопоставление расхода топлива при различных значениях среднего эффективного давления и частоты вращения для двигателя Стирлинга с ромбическим приводом и дизеля.

Ромбический привод. Значительно более подробные материалы о двигателях с ромбическим приводом приведены Мейером в 1960 г., в которых дан исчерпывающий математический анализ динамики ромбического привода. Аналогичная кинематическая схема для двигателя с возвратно-поступательным движением была изобре-

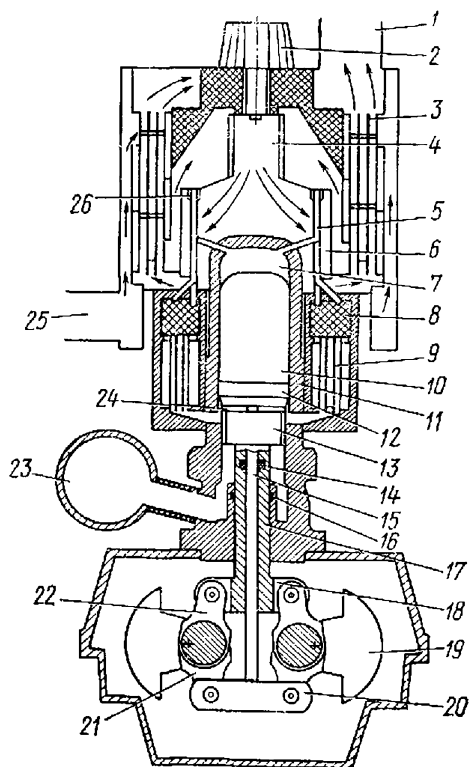


Рис. 10.3. Схема двигателя Стирлинга с ромбическим приводным механизмом (Мейер, 1969 г.):

1 — отвод отработавших газов; 2 — топливная форсунка; 3 — подогреватель воздуха; 4 — камера сгорания; 5 — трубчатый нагреватель; 6 — ребра; 7 — полость расширения; 8 — регенератор; 9 — холодильник; 10 — кожух вытеснителя; 11 — стенка цилиндра; 12 — вытеснитель; 13 — рабочий поршень; 14 — уплотнение штока вытеснителя; 15 — шток вытеснителя; 16 — уплотнение штока рабочего поршня; 17 — шток рабочего поршня; 18 — траверса рабочего поршня; 19 — противовес; 20 — траверса вытеснителя; 21 — шатун вытеснителя; 22 — шатун рабочего поршня; 23 — буферная полость; 24 — полость сжатия; 25 — подвод воздуха в камеру сгорания; 26 — кольцевой коллектор нагревателя

тена знаменитым английским инженером Лэнчестером в 1893 г. [88]. Привод Лэнчестера для сдвоенного ДВС с горизонтальной компоновкой сходен с ромбическим приводом. В нем имеются все основные элементы ромбического привода.

Трубчатый нагреватель. Новый двигатель с ромбическим приводом значительно отличался от более ранних небольших воздушных двигателей. Нагреватель двигателя имел сложную трубчатую структуру с горизонтальным кольцевым коллектором в верхней части. Чередующиеся трубы нагревателя соединялись с головкой цилиндра и с корпусами регенератора, причем трубы, подсоединяемые к регенератору, были оребрены для улучшения процессов теплообмена.

Составной регенератор. Регенератор двигателя был разделен на десять отдельных стаканов, вставленных в корпуса регенератора в отличие от предыдущих схем с одним кольцевым регенератором, размещающимся вокруг цилиндра. Такое решение помогло устранить высокие термические напряжения в регенераторах, характерных для конструкций двигателей, разрабатываемых ранее. С корпусами регенератора соединены три трубки нагревателя.

Водяная система охлаждения. В двигателе с ромбическим приводом была применена водяная система охлаждения с циркуляцией рабочего тела через трубчатый холодильник, установленный ниже корпусов регенератора. Конструкция холодильника определялась схемой регенератора; его установку в корпусе осуществляли с небольшим торцовым зазором, что обеспечивало свободное аксиальное перемещение стаканов регенератора при работе двигателя.

Подогреватель воздуха. В рассматриваемом двигателе нагреватель окружен воздухоподогревателем, работающим на отработавших газах; он представлял собой рекуперативный теплообменник из согнутых в виде спирали пластин, образующих узкие каналы, по которым проходят отработавшие газы и подводимый в двигатель воздух.

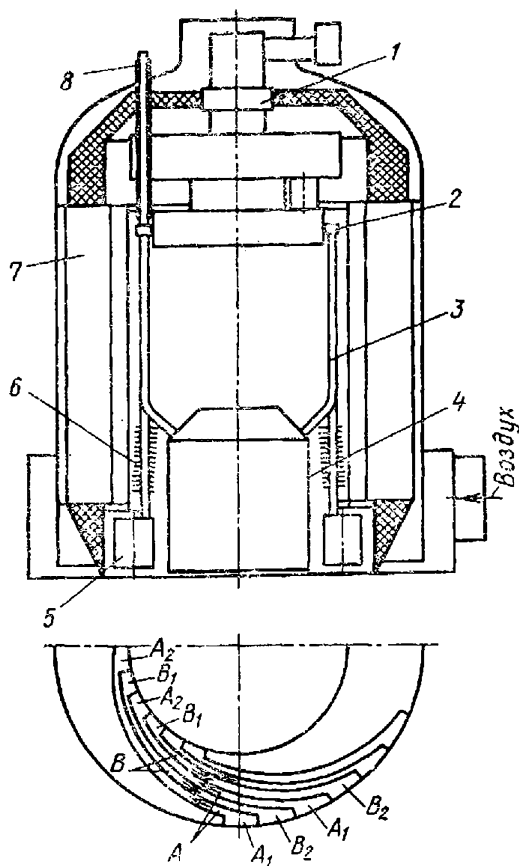
Схема камеры сгорания, образованная внутренним кольцом труб нагревателя, показана на рис. 10.4. Ее конфигурация аналогична «вихревой камере сгорания» и пригодна для работы на различных жидких и газообразных топливах. Для работы с жидкими топливами в двигателе предусмотрена форсунка.

Регулирование мощности двигателя осуществлялось с помощью гидравлического регулятора, позволяющего сохранять определенное давление рабочего тела для заданной частоты вращения. Для обеспечения постоянной максимальной температуры труб нагревателя в двигателе использовалась также система терморегулирования изменением расхода топлива. Более подробное описание систем регуляции приведено в гл. 8.

Газовые уплотнения. Для уменьшения массы двигателя картер с расположенным в нем ромбическим приводом находился под атмосферным давлением, поэтому вопрос об уплотнении рабочего поршня и вытеснителя оставался весьма важным. Указанные уплотнения необходимы для предотвращения утечек рабочего тела (водорода) из рабочей полости цилиндра и проникновения в нее масла из кар-

Рис. 10.4. Схема горячих узлов: головка цилиндра, камера сгорания, нагреватель и подогреватель воздуха в двигателе Стирлинга с ромбическим приводным механизмом (Мейер, 1969 г.):

1 — топливная форсунка; 2 — коллектор нагревателя; 3 — трубки нагревателя; 4 — цилиндр двигателя; 5 — регенератор; 6 — ребра; 7 — подогреватель воздуха; 8 — термопара; А (A_1 ; A_2) — каналы воздуха; A_1 — впуск холодного воздуха в подогреватель; A_2 — выпуск подогретого воздуха из подогревателя в камеру сгорания; В (B_1 ; B_2) — каналы отработавших газов; B_1 — впуск газов в подогреватель воздуха из камеры сгорания; B_2 — отвод отработавших газов через коллектор в атмосферу



тера. В статьях Мейера, опубликованных в 1959 и 1961 гг., вопрос об уплотнениях не рассматривался, однако некоторые подробности о состоянии работ в этой области на фирме «Филипс» были приведены Персивалем в 1974 г.

Опыт эксплуатации первых воздушных двигателей Стирлинга показал, что применение графитовых поршневых колец, аналогичных тем, что используются в воздушных компрессорах, приводит к неприемлемому уровню загрязнения теплообменников и к засорению регенератора. Поэтому для вытеснителей воздушных двигателей использовали кольца из износостойких материалов с малым зазором в цилиндре. Что касается рабочего поршня, то было установлено, что комбинация из трех или пяти обычных поршневых колец может обеспечить приемлемый ресурс работы двигателя. Однако при этом возникают серьезные трудности в предотвращении попадания масла в рабочий объем цилиндра, что связано с последующим загрязнением и ухудшением работы регенератора.

Применение ромбического привода позволяет исключить поперечные нагрузки на рабочий поршень, что характерно для обычного кривошипно-шатунного механизма. В связи с этим для рабочего поршня нет необходимости применять уплотнительные и направляющие поршневые кольца. Поэтому фирма «Филипс» в течение 1955—1960 гг. разработала уплотнения с малыми допусками для обоих типов поршней. Персиваль описывает эти уплотнения как тонкие бандажные кольца с пазами, изготовленные из свинцово-оловянного сплава и покрытые дисульфидом молибдена. Такие кольца изготавливают нескольких больших размеров, а затем для начальной подгонки в цилиндр погружают в сухой лед. Притирка поршня в цилиндре происходит в течение нескольких часов. Перси-

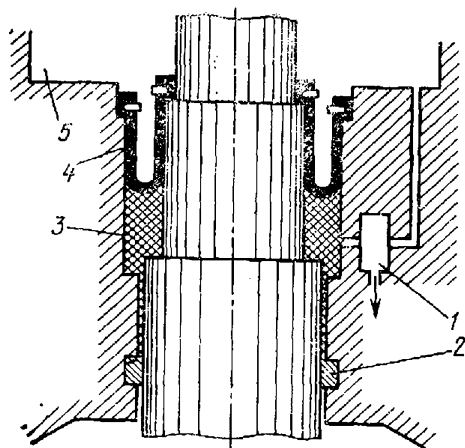


Рис. 10.5. Свертывающееся диафрагменное уплотнение:

1 — регулирующий клапан; 2 — масляемое уплотнительное кольцо; 3 — масло; 4 — свертывающееся диафрагменное уплотнение; 5 — рабочее тело

валь отмечает, что эта операция больше близка к искусству, чем к науке, и должна повторяться каждый раз, когда поршень по какой-либо причине был извлечен из цилиндра. Такие уплотнения могут более эффективно предотвращать утечки рабочего тела и иметь несколько по-

вышенную механическую прочность по сравнению с обычными поршневыми кольцами.

Свертывающееся диафрагменное уплотнение. Очевидно, что описанный выше процесс изготовления уплотнений применим только для специальных условий. Приемлемым решением оказалось изобретение свертывающегося диафрагменного уплотнения, описанного в работе [285]. Разработки такого уплотнения начались на фирме «Филипс» в 1960 г., и итог ее работы представлен уплотнением, изображенным на рис. 10.5. Уплотнение состоит из тонкой мембраны, выполненной из гибкого материала, и удерживающих мембрану прижимных колец, расположенных на неподвижных элементах двигателя и на движущихся поршне или штоке. Небольшой перепад давления на уплотнении был достаточен для того, чтобы при работе уплотнение удерживалось на поршне или стенке цилиндра и свертывалось без образования «морщин».

Ко времени появления диафрагменного уплотнения давление рабочего тела в двигателях составляло 14 МПа (рабочее тело — водород). Очевидно, что невозможно создать диафрагму, которая могла бы выдерживать это давление и быть достаточно тонкой и гибкой для выполнения функции свертывающегося уплотнения. Поэтому дополнительно была разработана смазочная система (рис. 10.6). Гибкая диафрагма расположена на масляной подушке, давление в которой изменяется в зависимости от давления газа в цилиндре. При этом диафрагма испытывает лишь небольшой перепад давления (менее 0,5 МПа), а значительно больший перепад давления воспринимается масляным затвором обычного типа, разделяющим заполненный маслом объем под диафрагмой от картера. Это обстоятельство значительно облегчает решение проблемы уплотнения. Для поддержания постоянного объема «масляной» полосы в условиях перемещающегося штока (или поршня) в цилиндрической камере или в цилиндре конструкцию уплотнительного узла необходимо выполнить ступенчатой таким образом, чтобы было справедливо следующее условие:

$$d_m^3 = 0,5 (d_a^3 + d_b^3), \quad (10.1)$$

где d_m , d_a и d_b — диаметры штока и цилиндрической камеры.

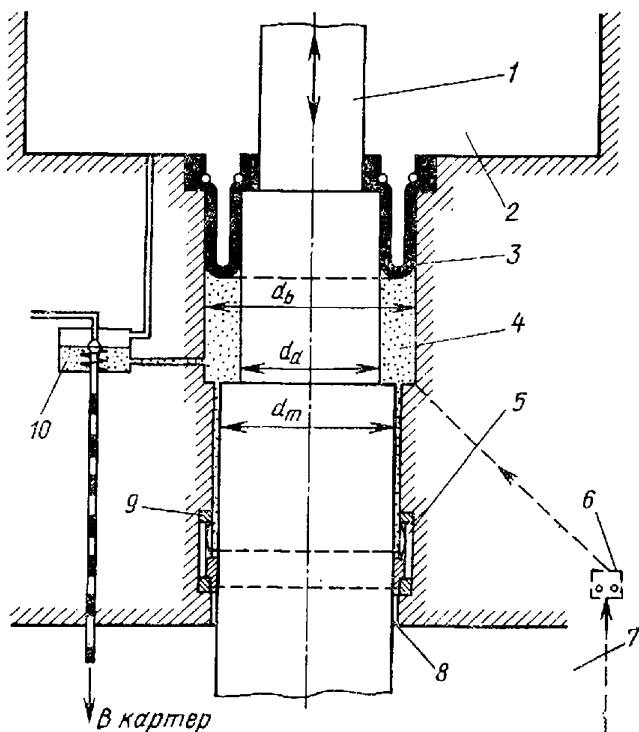
Эффективность свертывающихся диафрагменных уплотнений зависит от свойств используемых уплотнительных материалов, к которым предъявляются требования высокого сопротивления усталости, повышенного сопротивления ползучести и высокой химической стойкости при воздействии масла или водорода. Обнадеживающие результаты были получены при использовании полиуретановой резины. Стендовые испытания показали, что срок службы уплотнения в значительной степени зависит от температуры, перепада давления на уплотнении и отношения толщины диафрагмы к размеру зазора между поршнем и стенкой цилиндра. Установлено, что наиболее важным параметром является температура. При частоте вращения вала двигателя 1500 об/мин и температуре окружающей среды 25 °С уплотнения работали больше года (10 000 ч); однако при повышении температуры до 100 °С уплотнения выходили из строя через 150 ч. Это было связано с влиянием температуры на прочность материала диафрагмы. При температуре 100 °С прочность материала диафрагмы составляла лишь 20 % прочности на растяжение при нормальных условиях работы.

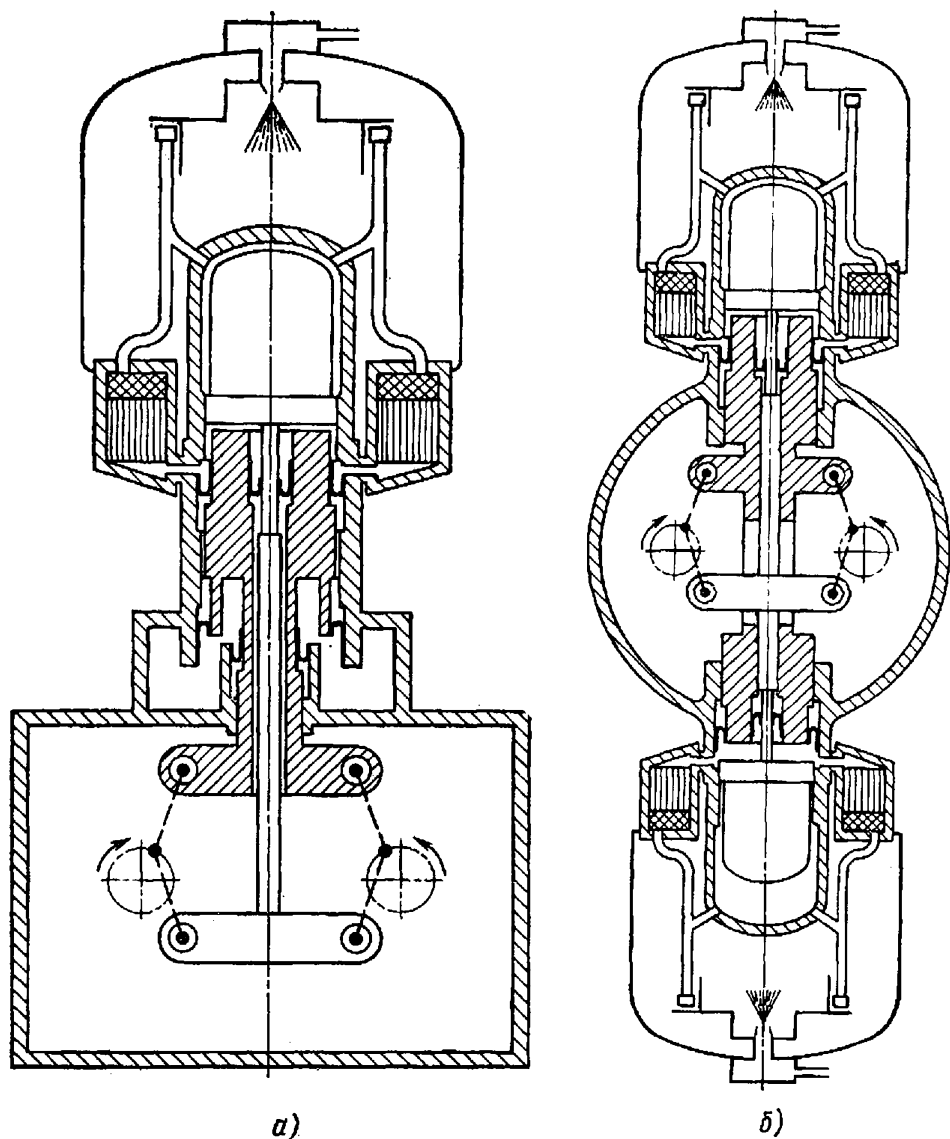
Основные схемы конструкций двигателей Стирлинга вытеснительного типа с ромбическим приводом и использованием свертывающихся диафрагменных уплотнений приведены на рис. 10.7 [285]. В одноцилиндровом двигателе для уменьшения нагрузки на механизм ромбического привода необходимо иметь высокое давление газа в буферной полости, что вызывает необходимость применения четырех диафрагменных уплотнений. В двухцилиндровом двигателе с оппозитно-расположенными цилиндрами буферная полость может быть исключена, в этом случае необходимо всего лишь два уплотнения на каждый цилиндр.

Лицензионное соглашение с фирмой «Джене»

Рис. 10.6. Принципиальная схема уплотнения из свертывающейся диафрагмы и масляной поддерживающей подушки:

1 — шток; 2 — полость высокого давления; 3 — свертывающееся диафрагменное уплотнение; 4 — масляная подушка; 5 — насосное кольцо (или масляный насос 6); 7 — картер; 8 — смазка разбрызгиванием; 9 — пружинное кольцо; 10 — регулирующий клапан





а)

б)

Рис. 10.7. Схемы двигателей Стирлинга вытеснительного типа с ромбическим приводным механизмом и со свертывающимися диафрагменными уплотнениями:

а — одноцилиндровый; б — двухцилиндровый с opposитно-расположенными цилиндрами

рал Моторс». Изобретение ромбического привода и свертывающегося диафрагменного уплотнения, вероятно, обеспечило идеальные предпосылки для дальнейшего совершенствования двигателей Стирлинга. Темп выполнения работ в фирме «Филипс» был в большой степени стимулирован и без сомнения ускорен сотрудничеством с фирмой «Дженерал Моторс», последовавшим вслед за заключением лицензионного соглашения в 1958 г. В дополнение к первоначально созданному фирмой «Филипс» двигателю мощностью 30 кВт дополнительно были разработаны два одноцилиндровых прототипных двигателя мощностью 7,4 кВт (обозначение фирмы «Филипс» — тип 1-98) и двигатель мощностью 65 кВт (обозначение фирмы «Дженерал Моторс» — тип

1-51050). Был разработан также четырехцилиндровый двигатель мощностью 265 кВт (обозначение фирмы «Дженерал Моторс» — тип 4-S1210), скомпонованный из четырех одноцилиндровых двигателей мощностью по 65 кВт в одном картере. Он был изготовлен фирмой «Филипс» для отделения электродвижителей фирмы «Дженерал Моторс». Впоследствии этот двигатель был испытан специалистами ВМС США для определения акустических и рабочих характеристик [205].

Двигатель типа 1-98. Небольшой одноцилиндровый двигатель типа 1-98 фирмы «Филипс» стал прототипом многих последующих разработок и, в частности, для создания наземного энергоблока (GPU) фирмы «Дженерал Моторс» [158] и солнечной космической энергоустановки в ее отделении «Аллисон» (Allison). Значительное число (по всей вероятности, не менее 30 двигателей типа 1-98) было изготовлено на фирме «Филипс» [235]. Эти двигатели использовали для стендовых испытаний уплотнений и других элементов двигателей при их разработке и доводке. В 1969 г. двигатели были поставлены новым обладателям лицензионных соглашений — фирме «Юнайтед Стирлинг» и западногерманской фирме MAN/MWM.

Двигатель типа 1-98 был применен и в оригинальной машине, которая была создана для демонстрации возможностей динамической уравниваемости механизма ромбического привода и работы двигателей Стирлинга на различных топливах. На раме энергоблока были установлены небольшие цилиндрические колбы с различными топливами, включая спирт, нефть, оливковое масло, прованское масло, дизельное топливо, бензин и сжиженные нефтяные газы. Двигатель успешно работал на каждом из этих топлив и на их смесях. Автор во время одного из посещений г. Эйндрховена в 1966 г. наблюдал работу двигателя при частоте вращения вала, равной 3000 об/мин, на смеси сырой нефти, бензина и спирта, причем на картере неподвижно стояла вертикально английская трехпенсовая монета, имеющая форму многоугольника. Интересно отметить, что двигатель типа 1-98 был использован и в качестве силовой установки садового трактора. Другой двигатель типа 1-98, включенный в состав генераторного блока мощностью 2,5 кВт, был испытан в течение десяти дней специалистами ВМС Швеции.

Судовые двигатели. Одноцилиндровый двигатель мощностью 30 кВт (обозначение фирмы «Филипс» — тип 1-365) был установлен на яхте «Йохан де Витт» (Johan de Witt) с целью накопления опыта по эксплуатации двигателей Стирлинга на прогулочных яхтах и отработки вспомогательного оборудования двигателя. Был также сконструирован и изготовлен четырехцилиндровый двигатель с оппозитно-расположенными цилиндрами (обозначение фирмы «Филипс» — тип 4-235, оппозитный) (рис. 10.8). Этот двигатель предназначался для прогулочных яхт, а также для других случаев их применения на морских судах. Его расчетная мощность составляла 85 кВт при 3000 об/мин, а максимальный эффективный КПД — 41 %. Исследовательские работы по этому двигателю прекратились в связи с по-

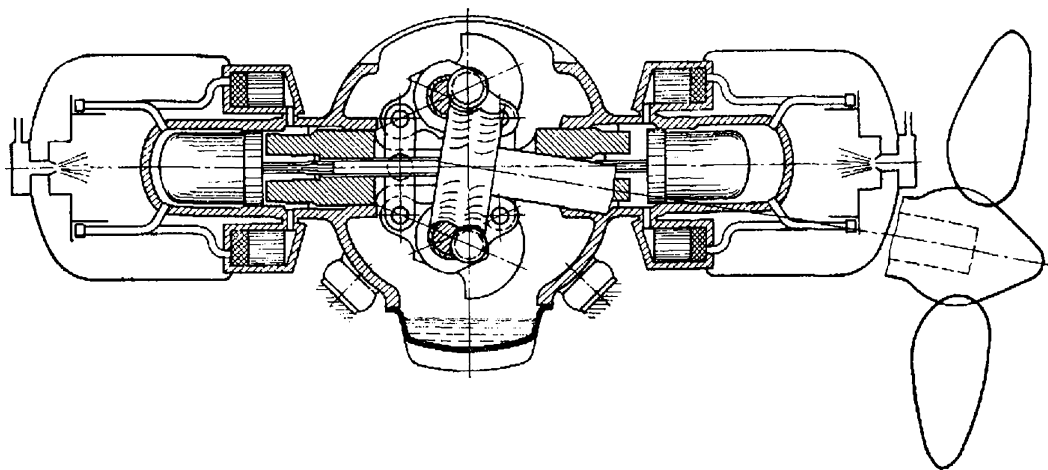


Рис. 10.8. Схема четырехцилиндрового двигателя Стирлинга фирмы «Филипс» типа 4-235 с оппозитно-расположенными цилиндрами для морских судов (Мейер, 1969 г.)

явившейся необходимостью разработки рядных четырехцилиндровых двигателей для автобусов и грузовиков [334].

Автомобильные двигатели: новые лицензии. Модуль цилиндра двигателя с оппозитно-расположенными цилиндрами был использован для четырехцилиндрового рядного двигателя (обозначение фирмы «Филипс» — тип 4-235, рядный). Разработка двигателя была предпринята по просьбе фирмы «Юнайтед Стирлинг» для определения возможностей его применения на автомобиле. Этот период совпадал по времени с периодом, когда западногерманская фирма MAN/MWM также вела переговоры с фирмой «Филипс» о заключении лицензионного соглашения.

К этому времени фирма «Филипс», по-видимому, решила уделять меньше внимания использованию двигателя Стирлинга для автотранспортных средств. В обзорной статье, относящейся в основном к возможностям использования ядерных источников энергии, Ван Виттеveen перечислил области применения двигателей Стирлинга. Он не делал акцента на транспортные аспекты применения двигателей Стирлинга для какого-либо конкретного класса автомобилей, однако упомянул о возможности их использования для транспортных средств большой грузоподъемности.

Развитие работ по рядному двигателю типа 4-235 и их результаты приведены в статьях де Вильд де Линя в 1971 г. и Неелена (1971). Двигатель имел четыре цилиндра диаметром 8,28 см, ход поршня 5 см, частоту вращения вала 3000 об/мин, среднее давление 21,6 МПа и мощность 147 кВт. Он был установлен под полом на шасси автобуса ДАФ (DAF) мод. S3200 (рис. 10.9).

Конструкция радиатора автобуса с площадью поверхности, равной 0,42 м², и имеющимися вентиляторами была оставлена без изменений. Дополнительная секция радиатора (без вентиляторов) с площадью поверхности, равной 0,67 м², была установлена над двигателем в задней части автобуса. При работе двигателя на пол-

ную мощность (120 кВт) при скорости автобуса, равной 90 км/ч, средняя расчетная температура воды в радиаторе составляла 62 °С при температуре окружающего воздуха 25 °С. В одной из работ Неелена в 1971 г. приводятся интересные подробности об испытаниях этого двигателя, в частности, о работе систем регулирования мощности и расхода топлива, о коробке передач и трансмиссии автобуса. В работе [334] сообщается, что в 1971 г. отдельные системы двигателя охлаждения, регулирования мощности и другие прошли всесторонние испытания.

Такие же двигатели были поставлены и фирме «Юнайтед Стирлинг» для установки на автобус марки MAN и моторную яхту. По данным работы [149], эти двигатели были рассчитаны только на мощность, составляющую половину от номинальной, поскольку их нагреватели были изготовлены не из лучших марок жаропрочных сталей, обеспечивающих максимальную мощность двигателя 147 кВт при максимальных давлении и температуре, а из обычной коррозионно-стойкой стали. Вероятно, что и двигатель фирмы «Филипс», установленный на автобусе, имел такие же недостаточно термостойкие нагревательные элементы. Более подробные публикации о характеристиках и работе двигателей на автобусах отсутствуют, однако имеются сведения о том, что свертывающиеся диафрагменные уплотнения вызывали постоянные трудности.

Рядный двигатель типа 4-235 фирмы «Филипс» был последним крупным многоцилиндровым двигателем вытеснительного типа с ромбическим приводом, но Мейер в 1970 г. описывает продолжающиеся дальнейшие исследования вытеснительных двигателей, работающих на водороде, для городских автобусов, использующих углеводородные топлива и системы аккумулирования теплоты.

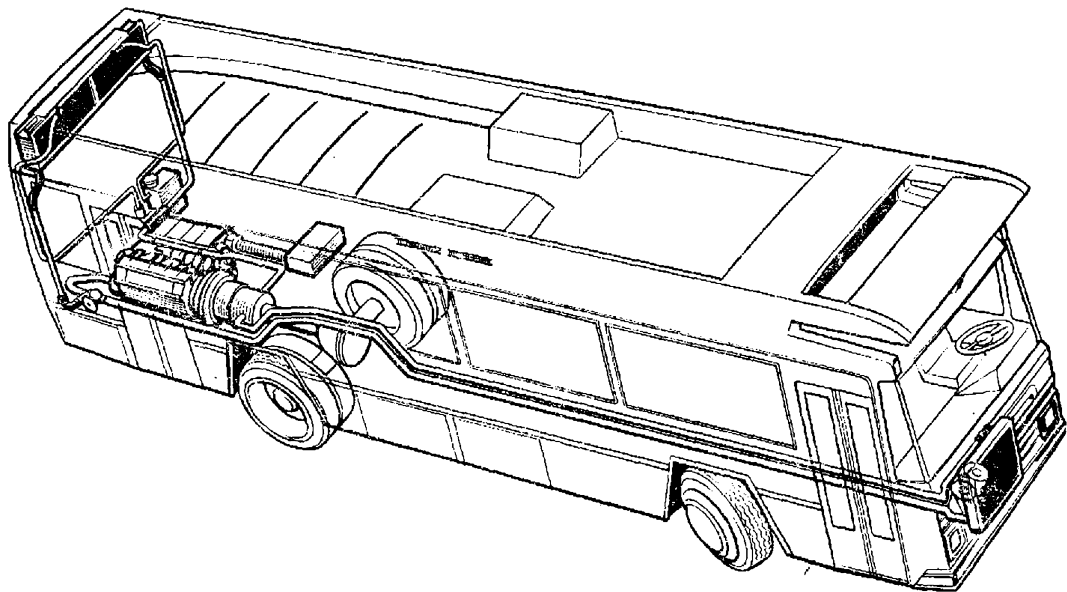


Рис. 10.9. Схема расположения четырехцилиндрового рядного двигателя Стирлинга фирмы «Филипс» типа 4-235 на автобусе фирмы «DAF» (Неелен и другие, 1971)

Однако детальные проработки фирм «Юнайтед Стирлинг», MAN/MWM, «Дженерал Моторс» и «Филипс» показали, что двигатели двойного действия будут иметь размеры, массу и стоимость в 2 раза меньшую, чем многоцилиндровые двигатели вытеснительного типа с ромбическим приводом. Основным фактором является упрощенный привод и наличие одного поршня для каждого цилиндра. Поэтому в конце 60-х гг. происходила совместная переориентация перехода фирмы «Филипс» и трех держателей ее лицензий от двигателей с ромбическим приводом к двигателям двойного действия.

Пятнадцатилетняя работа фирмы «Филипс» по разработке двигателей с ромбическим приводом позволила усовершенствовать технологию изготовления двигателей Стирлинга по сравнению с технологией изготовления небольших воздушных двигателей. Двигатели с ромбическим приводом были подготовлены для массового производства. Они были сравнимы по размерам и массе с дизелями, имели более низкий уровень шума и малую токсичность отработавших газов, могли работать практически от любых источников теплоты и имели хорошие характеристики крутящего момента, особенно в режиме частичной нагрузки. Однако их стоимость была высока (примерно в 3 раза выше стоимости дизелей), и перспективы снижения ее не было.

Период развития двигателей двойного действия

Привод от косой шайбы. В работе [334] указано, что возобновление работ по двигателям двойного действия в фирме «Филипс» произошло в 1968 г. в связи с разработкой двигателя типа 4-65DA (рис. 10.10).

Персиваль считает, что 1965 г. — год возобновления интереса к двигателям Стирлинга двойного действия на фирме «Дженерал

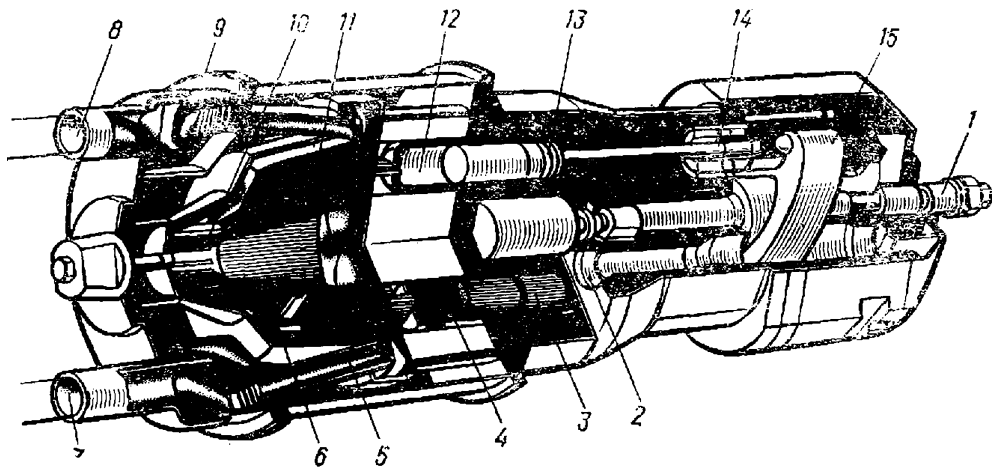


Рис. 10.10. Схема двигателя Стирлинга двойного действия типа 4-65DA фирмы «Филипс»:

1 — вал двигателя; 2 — масляные насосы; 3 — трубки холодильника; 4 — регенератор; 5 — подогреватель воздуха; 6 — соединительные каналы; 7 — отвод отработавших газов; 8 — подвод воздуха в камеру сгорания; 9 — камера сгорания; 10 — трубки нагревателя; 11 — полость расширения; 12 — цилиндр; 13 — полость сжатия; 14 — шток поршня; 15 — косая шайба

Моторс». Этот год был связан с разработкой торпедного двигателя, в котором в качестве вероятного источника теплоты предусматривалась система сжигания жидких металлов. Двигатель с приводом от косой шайбы имеет схему, отлично приспособленную для торпед. Разработка шестицилиндрового двигателя мощностью 370 кВт на фирме «Дженерал Моторс» была закончена в 1966 г., а в 1967 г. велась экспериментальная работа над усовершенствованием элементов привода косой шайбы. Это позволяет сделать вывод о том, что фирма «Филипс» несколько задержалась в возобновлении работ по разработке двигателей двойного действия и, как и в случае с системами аккумуляирования теплоты, уступила лидерство держателю своей лицензии — фирме «Дженерал Моторс». Такое мнение может быть подтверждено и косвенно, основываясь на употребляемых терминах, характерных для двигателей двойного действия. В 40-х гг. воздушные двигатели двойного действия имели механизмы привода с качающейся шайбой [334]. Позднее, в 60-х гг. эти двигатели характеризовались как двигатели, имеющие механизм привода с косой шайбой. Различие между косой и качающейся шайбой трудно определить. Во многих источниках оба термина трактуют как взаимозаменяемые. Маки и другие в 1971 г. отмечают, что конструктивное отличие этих механизмов состоит в том, что диск косой шайбы жестко связан с вращающимся валом, а диск качающейся шайбы свободен относительно вала. В любом случае фирма «Филипс» приняла термин «косая шайба» для двигателей последних разработок; интересно отметить, что фирма оставила старый термин «качающаяся шайба» для двигателей ранних разработок [334]. Другим подтверждением версии о том, что фирма «Дженерал Моторс» первой начала работы над двигателями двойного действия, является дискуссия в работе ван Бьюкеринга [334] о двигателе фирмы «Филипс» типа 4-65DA со ссылками на работы Маки и других (1977 г.) и Хейса [157] по поводу привода с косой шайбой и подшипникам, причем обе последние статьи были написаны сотрудниками фирмы «Дженерал Моторс».

Двигатель типа 4-65DA фирмы «Филипс» представлял собой четырехцилиндровый двигатель двойного действия мощностью 44 кВт и, как указано в работе ван Бьюкеринга [334], в 1973 г. уже проработал на стенде более 2000 ч. Других подробностей о характеристиках двигателя в публикациях не имеется, и, по-видимому, он служил прототипом для разработки последующих двигателей той же схемы, но большей мощности.

Прекращение действия лицензии на фирме «Дженерал Моторс». В 1970 г. три держателя лицензии фирмы «Филипс» — фирмы «Дженерал Моторс», «Юнайтед Стирлинг» и MAN/MWM — в той или иной форме работали над двигателями двойного действия с кривошипно-шатунным приводом, а фирма «Филипс» сконцентрировала свои усилия на двигателях двойного действия с приводом от косой шайбы. В начале 1970 г. фирма «Дженерал Моторс», не возобновляя лицензионного соглашения, неожиданно прекратила работы над двигателями Стирлинга. Нетрудно представить реакцию фирмы «Филипс»,

партнером которой по разработкам фирма «Дженерал Моторс» была еще с 1958 г.

Лицензионное соглашение с фирмой «Форд». Проведенные энергичные переговоры между фирмами вылились в заключение в августе 1972 г. соглашения о предоставлении лицензий и права участия в разработках фирме «Форд Мотор Компани» (г. Дирборн, шт. Мичиган).

По соглашению фирма «Форд» получила: исключительные всемирные лицензионные права на технологию и патенты фирмы «Филипс» по двигателям Стирлинга для легковых автомобилей, грузовиков, автобусов, военно-транспортных средств, промышленных объектов, надводных и подводных кораблей и простые лицензионные права на все другие двигатели Стирлинга. Обе формы лицензии отвечают правовым нормам, принятым в некоторых странах Европы. В начальный трехлетний период совместной семилетней программы сотрудничества фирма «Филипс» разрабатывает и изготавливает экспериментальные образцы двигателей Стирлинга для фирмы «Форд».

Вслед за этим соглашением в 1973 г. появилась обзорная статья ван Бьюкеринга и других, в которой отмечалась возможность использования некоторых типов двигателей Стирлинга для автомобилей. В дополнение к двигателю типа 4-65DA мощностью 44 кВт были рассмотрены следующие три двигателя Стирлинга двойного действия с приводом от косой шайбы:

а) двигатель типа 4-215DA мощностью 125 кВт для легкового автомобиля;

б) двигатель типа 4-1400DA мощностью 295 кВт;

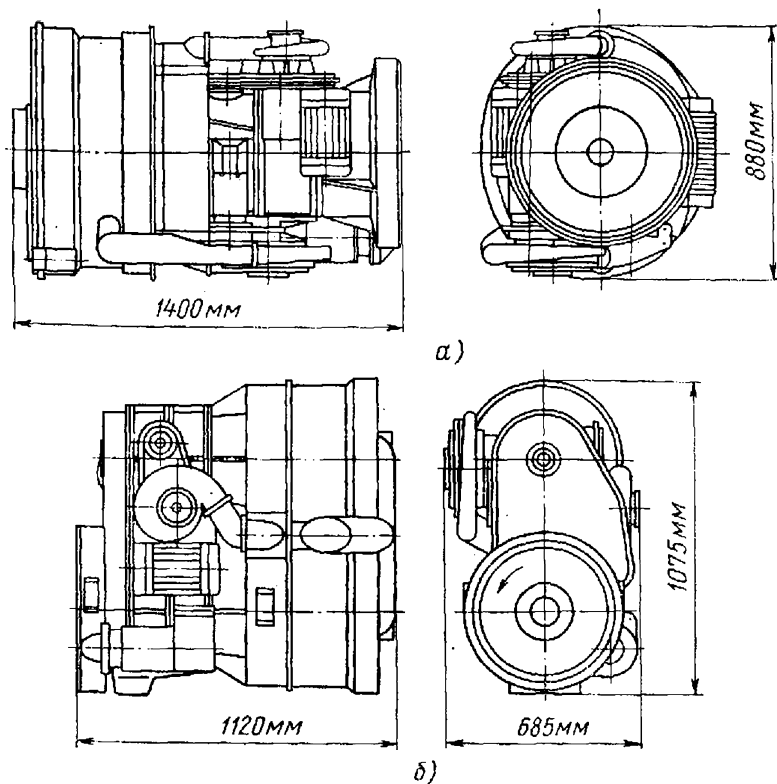
в) двигатель типа 8-500DA мощностью 295 кВт.

Двигатели типов 4-1400DA и 8-500DA предназначены для грузовых автомобилей большой грузоподъемности или для самосвалов (рис. 10.11). Один из двигателей представляет собой четырехцилиндровую машину двойного действия, а другой — восьмицилиндровую сдвоенную машину с приводом от косой шайбы. Оба двигателя сконструированы в расчете на большой ресурс работы и высокий КПД в режиме полной нагрузки.

Для двигателя типа 4-1400DA крутящий момент при максимальной мощности и частоте вращения 1300 об/мин равен 2,1 кН·м, а максимальный крутящий момент при частоте вращения 400 об/мин и максимальном КПД 40 % — 2,6 кН·м. Для двигателя типа 8-500DA крутящий момент при максимальной мощности и частоте вращения 1900 об/мин составлял 1,5 кН·м, а максимальный крутящий момент при частоте вращения 400 об/мин и максимальном КПД, также равном приблизительно 40 %, — 1,8 кН·м. Эти параметры были рассчитаны в предположении, что температура охлаждающей воды равна 70 °С, давление рабочего тела (водорода) 22 МПа, температура стенок труб нагревателя 700 °С при условии, что потери мощности на привод вентилятора, генератора и на регулирование двигателя отсутствуют. Принимая во внимание эти потери, мощность двигателя снижается на 10—15 %, что обуславливает снижение максимального значения эффективного КПД до 35 %. Других подробностей об этих двигателях не сообщалось.

Рис. 10.11. Двигатели Стирлинга двойного действия с приводом от косой шайбы фирмы «Филипс» для грузовых автомобилей большой грузоподъемности [334]:

а — двигатель типа 4-1400 DA, $P_e = 295$ кВт; б — двигатель типа 8-500 DA, $P_e = 295$ кВт



Двигатель двойного действия типа 4-215DA фирмы «Филипс». Наибольший объем работ был проделан по разработке двигателей типа 4-215DA для легкового автомобиля. Некоторые особенности конструкции этого двигателя приведены в работе ван Гисселя и Рейнинка (1977 г.). На рис. 10.12 показана схема установки двигателя на автомобиле марки «Форд Торино» (Ford Torino) образца 1973 г. Расчетные комбинированные характеристики двигателя типа 4-215DA приведены на рис. 10.13.

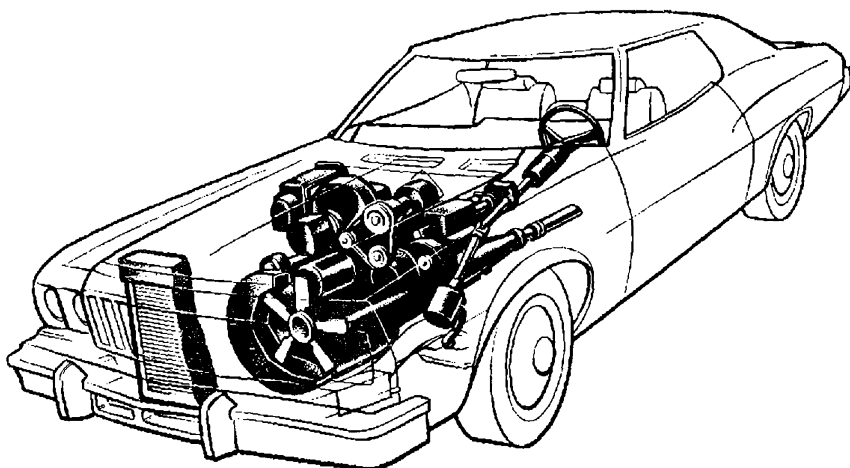


Рис. 10.12. Схема расположения двигателя Стирлинга типа 4-215DA на легковом автомобиле марки «Форд Торино» мод. 1973 г. (Постма и другие, 1973 г.)

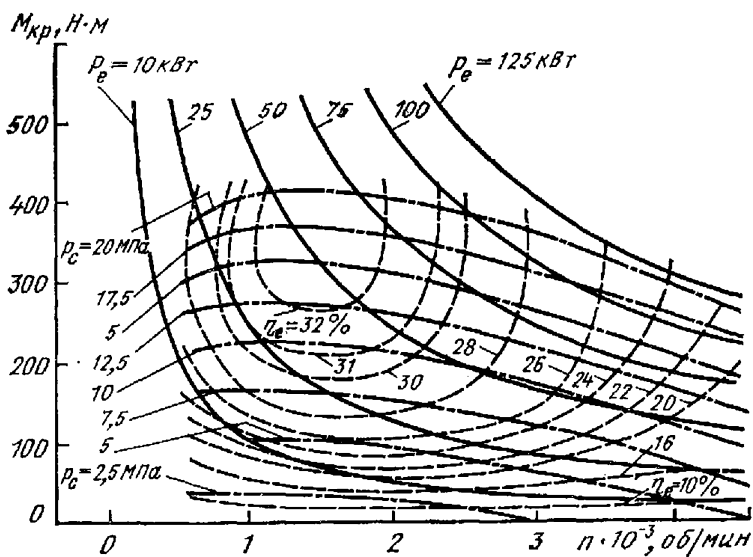


Рис. 10.13. Расчетные комбинированные характеристики двигателя Стирлинга типа 4-215DA (Постма и другие, 1973 г.)

В обзорной работе Постма и других, опубликованной в 1973 г., указано, что первая встреча представителей фирм «Форд» и «Филипс» состоялась в конце 1970 г. (необходимо напомнить, что программа фирмы «Дженерал Моторс» закончилась в начале 1970 г.). Вслед за этой встречей была принята совместная техническая программа по исследованию применимости двигателя Стирлинга для автомобилей. Конкретная цель состояла в замене бензинового двигателя V8 рабочим объемом 5752 см³ двигателем Стирлинга на легковом автомобиле «Форд Торино» промежуточного класса. Результатом этой предварительной совместной программы явилось принятое в августе 1972 г. решение о конструировании, изготовлении и доводке двигателей Стирлинга для автомобилей.

Эта предварительная программа, вероятно, была несколько рискованной совместной работой с фирмой «Форд», так как очевидно, что никакого финансирования за передачу лицензий и технической помощи фирма «Филипс» не получила. Программа включала определение характеристик двигателей Стирлинга по составу отработавших газов, исследования вариантов установки двигателей на автомобиль, расчет характеристик автомобиля и расхода топлива, а также определение основных проблем, требующих дальнейших усилий.

Из работы Постма и других (1973 г.) следует, что каждая фирма принимала на себя решение конкретных задач.

Фирма «Форд» осуществляла различные работы по конструированию двигателя, проводила исследования по оптимальному способу его размещения, определяла характеристики автомобиля и требования к его экономичности, разрабатывала вспомогательные агрегаты и устанавливала категорию покупателей.

Фирма «Филипс» разрабатывала чертежи, конструировала двигатель, проводила испытания по определению состава отработавших газов по стандартам штата Кали-

форния, обеспечивала получение основных характеристик двигателя и удельного расхода топлива, а также представляла информацию по основным рабочим характеристикам двигателя.

Результаты, достигнутые в ходе такой предварительной программы, были столь обнадеживающими, что фирмы «Форд» и «Филипс» начали разработку опытного образца двигателя Стирлинга для установки его в 1975 г. на автомобиль «Форд Торино». В задачу фирмы «Филипс» входило конструирование, изготовление, испытание и доводка двигателя, в то время как фирме «Форд» пришлось конструировать и изготавливать вспомогательные агрегаты и системы охлаждения, осуществить подготовительные работы и установку двигателя на автомобиль, а также провести комплексные испытания для оценки параметров автомобиля с двигателем Стирлинга.

В начале второй фазы программы наблюдался некоторый оптимизм; вместе с тем имелись и определенные сомнения относительно размеров системы охлаждения, использования водорода в качестве рабочего тела, возможности сохранения низкого уровня токсичности отработавших газов в течение всего гарантированного пробега, определенного в 80 467 км, а также стоимости изготовления двигателя.

Успехи в развитии этой программы документированы в совместных координационных встречах по перспективным двигательным установкам для автомобилей, которые проходили каждые полгода и были организованы DOE. На встрече в мае 1975 г. представители фирмы «Форд» сообщили, что двигатель типа 4-215DA, находившийся в стадии интенсивных испытаний и доводки на фирме «Филипс» в течение всего прошедшего года, установлен на экспериментальном автомобиле «Форд Торино» и будет передан в США до конца 1975 г. На встрече в ноябре 1975 г. было подтверждено, что автомобиль с двигателем Стирлинга был передан фирмой «Филипс» согласно графику. Кроме того, под эгидой ERDA были проведены дополнительные исследования возможности использования двигателей Стирлинга мощностью 60—73 кВт для автомобилей массой 1134—1361 кг. Предварительные данные для этого небольшого двигателя были получены путем соответствующего сравнения его с двигателем типа 4-215DA. Разрабатывались планы широкого развития двигателей Стирлинга для автомобильных и других сфер применения при совместном участии фирм «Форд», ERDA и других организаций.

В отчете (май 1976 г.) описан ход исследований по разработке небольшого двигателя Стирлинга, а также отмечается, что проблемы сборки, стоимость и потенциальная надежность свертывающихся уплотнений заставляют обратиться к другим возможным вариантам уплотнений для двигателя.

Практически в это же время фирма «Форд» уже работала совместно со шведской фирмой «Юнайтед Стирлинг» по установке одного из ее двигателей на автомобиль марки «Форд Таунус» (Ford Taunus). В отчете фирмы «Форд» за май 1976 г. было кратко описано уплотнение фирмы «Юнайтед Стирлинг», выполненное из материала «Рулон» с соответствующими наполнителями, обладающее исключи-

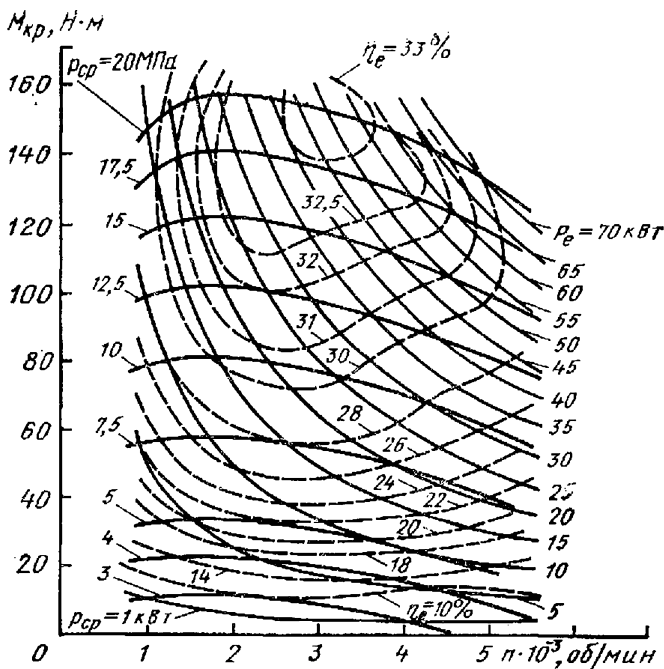


Рис. 10.14. Расчетные комбинированные характеристики двигателя Стирлинга типа 4-98DA [187]:

Максимальная температура охлаждающей воды в радиаторе $t_{\text{охл}} = 50^\circ\text{C}$; температура внутренних стенок труб нагревателя $t_{\text{н}} = 750^\circ\text{C}$

тельно высокой износостойкостью. В отчете отмечалось, что к маю 1976 г. суммарный пробег автомобилей составил 322—483 км, однако этого было недостаточно для получения необходимых данных. Проблемы, которые надо было решить до начала проведения дальнейших испытаний, относились

к общей надежности двигателя, стабильности систем регулирования мощности, расхода воздуха и топлива. Главной проблемой в приводе двигателя было эксцентрическое вращение ползуна, что приводило к повышенному уровню шума и дополнительному трению. Отмечалось также, что автобус с установленным на нем двигателем типа 4-265 с ромбическим приводом был направлен на выставку в США для демонстрации его работы.

Двигатель типа 4-98DA двойного действия фирмы «Филипс». В отчете, составленном в октябре 1976 г. по результатам работ, проведенных над легковым автомобилем, указывалось, что небольшой двигатель, на который постоянно ссылались в отчетах, был двигателем типа 4-98DA мощностью 60 кВт (расчетные комбинированные характеристики двигателя приведены на рис. 10.14). В качестве рабочего тела двигателя использовали водород при $p_{\text{ср}} = 20,2 \text{ МПа}$; температура внутренней стенки нагревателя составляла 750°C , а температура холодильника 50°C ; максимальная частота вращения двигателя 5400 об/мин. Двигатель четырехцилиндровый; вытесняемый объем каждого цилиндра составляет 98 см^3 ; отношение максимальных объемов рабочих полостей $V_{E \text{ max}}/V_{C \text{ max}} = 1,1$; угол наклона косо́й шайбы 18° , а коэффициент заполнения регенератора равен 38%. В отчете сообщалось и о дальнейших разработках уплотнения из материала «Рулон» как возможного варианта для замены свертывающегося диафрагменного уплотнения. Другим интересным фактом, отмеченным в отчете, было сравнение двух двигателей с заимствованными идентичными узлами двигателя типа 4-98 DA, но с разными приводами: один двигатель имел привод от косо́й шайбы, другой — привод с двойным кривошином (подобно современным двигателям фирмы «Юнайтед Стирлинг»). Сравнение

приведено для определения возможностей установки двигателей на автомобиль марки «Форд Пинто» (Fordl Pinto) мод. 1976 г. с приводом на передние колеса. Двигатель с двойным кривошипом размещали в существующем моторном отсеке без переделки; установка двигателя с приводом от косо́й шайбы вызывала необходимость увеличения длины автомобиля на 8,1 см.

Испытания двигателя Стирлинга на автомобиле марки «Форд Торино». В отчете, составленном за октябрь 1976 г., подробностей об испытаниях двигателя Стирлинга на автомобиле марки «Форд Торино» приведено не было, однако было указано, что программа осуществляется не так быстро, как ожидалось вначале, из-за различных неполадок, препятствующих проведению последовательных доводочных испытаний. Конструкция механизма привода с косо́й шайбой была изменена, и для быстрейшего возобновления проведения программы испытаний по доводке двигателя свертывающиеся диафрагменные уплотнения были заменены на другие уплотнения для штока поршня, используемые обычно в небольших двигателях, несмотря на то, что диафрагменные уплотнения, как полага́ли, вероятно обладали еще потенциальными возможностями.

В октябре 1977 г. был выпущен отчет [186], содержащий более полный обзор работ, проводимых с двигателем типа 4-215DA фирмы «Филипс», в котором были перечислены основные требования для разработки новой конструкции двигателя. К ним относилось следующее:

- 1) увеличение давления рабочего тела с 15,2 до 20,2 МПа;
- 2) применение вращающихся регенеративных керамических подогревателей воздуха;
- 3) использование новой системы регулирования расхода воздуха и топлива, удовлетворяющей динамическим требованиям;
- 4) применение новой системы регулирования мощности, отвечающей требованиям для автомобильных двигателей;
- 5) увеличение мощности в 3 раза по сравнению с предыдущими двигателями с приводом от косо́й шайбы для легковых автомобилей;
- 6) снижение в 2 раза удельной массы двигателя по сравнению с предыдущими двигателями Стирлинга аналогичного применения;
- 7) улучшение компактности конструкции двигателя для возможности его размещения в существующих моторных отсеках;
- 8) повышение частоты вращения по сравнению с двигателями с ромбическим приводом с 2000—3000 до 4000 об/мин;
- 9) применение рециркуляции отработавших газов;
- 10) использование новой конструкции холодильника;
- 11) применение новой смазочной системы;
- 12) возможность совместной работы со всеми вспомогательными агрегатами.

Основные технические проблемы, которые необходимо было решить как в ходе стендовых испытаний, так и при испытаниях на автомобиле марки «Торино», были разделены на решенные и нерешенные.

К числу решенных были отнесены следующие проблемы:

1) износостойкость поверхностей косой шайбы; 2) уровень шума системы привода, обусловленный неконцентричностью ползунов; 3) коробление крышки регенератора; 4) неполадки в картере; 5) дисбаланс двигателя; 6) неполадки в креплении поршня; 7) недостаточная степень рециркуляции отработавших газов; 8) неустойчивая работа системы регулирования расхода топлива и воздуха; 9) коррозия обратных клапанов; 10) неустойчивое горение и неполадки в системе регулирования мощности.

К числу нерешенных были отнесены следующие проблемы:

1) неполадки в системе свертывающихся диафрагменных уплотнений; 2) утечки в подогревателе воздуха; 3) закупоривание подогревателя; 4) догорание топлива в подогревателе; 5) распределение температуры на головке нагревателя; 6) значительное время прогрева; 7) недостаточный приток воздуха в камеру сгорания; 8) нестабильность системы регулирования мощности; 9) растрескивание головки нагревателя.

Работы, проводимые DOE. В отчете Китцнера [187] подробно изложены исследования по определению возможностей использования двигателей Стирлинга мощностью от 60 до 73 кВт для автомобилей, проводимые совместно фирмами «Форд» и «Филипс» по заданию DOE. Этот отчет позволил общественности ознакомиться с техническими данными и информацией, которая прежде не была доступной. Ранее Китцнер [186] привел некоторые подробности обширной программы разработок, финансируемой совместно фирмами «Форд», ERDA и НАСА, продолжавшейся более восьми лет. Расходы на эту программу составили 160 млн. долл. Программа подобного же объема предпринята фирмами «Юнайтед Стирлинг», МТИ, «Американ Моторс» при поддержке DOE. Таким образом, очевидно, что через 40 лет после начала работ фирмы «Филипс» были выделены соответствующие средства для проведения обширных разработок двигателей Стирлинга.

Исследования различных систем двигателей Стирлинга

Основное направление усилий фирмы «Филипс» с конца 60-х гг. было, по-видимому, связано с автомобильной областью применения двигателей Стирлинга. В статье Мейера (1971 г.) их использование рассматривалось в тяжелых условиях работы городских автобусов. В то же самое время Мейер предложил для полного исключения выбросов в атмосферу каких-либо веществ совместное применение на транспорте систем, состоящих из двигателя Стирлинга и теплового аккумулятора. Он также предложил использовать водород в качестве топлива для двигателей Стирлинга, что связано с открытием на фирме «Филипс» способов хранения водорода в больших количествах в интерметаллических соединениях с гексагональной структурой, состоящих из редкоземельных металлов и никеля (или кобальта). Например, установлено, что в материале LaNi_5 плотность

водорода, абсорбированного при давлении 0,25 МПа и температуре 20 °С, почти вдвое превосходит плотность жидкого водорода.

В статье, опубликованной Мейером в 1970 г., рассмотрены дальнейшие перспективы применения двигателя Стирлинга для наземных транспортных средств с первым упоминанием о новых двигателях двойного действия с приводом от косой шайбы. Обсуждение включает обзор преимуществ непрямого способа нагрева с использованием тепловых труб и систем аккумулирования теплоты, использующих фторид лития. Приведены и другие подробности, касающиеся системы хранения водорода и дальнейшего его использования в качестве топлива для транспортных двигателей. Представлены результаты расчетов для различных транспортных средств — автомобилей, такси и автобусов с двигателями Стирлинга в комбинации с системой аккумулирования теплоты или двигателями, работающими на водородном топливе. Было сделано заключение, что оба типа двигателей пригодны для использования в транспортных средствах, за исключением мощных автомобилей с большим радиусом действия, выпускаемых США.

В статье [38] сообщается о дальнейших работах по автомобильным двигателям Стирлинга с системами аккумулирования тепловой энергии. В работе Боузера [61] обсуждены некоторые аспекты безопасности использования высокотемпературных систем аккумулирования теплоты. Предполагается, что автомобильный двигатель Стирлинга с системой аккумулирования тепловой энергии будет играть важную роль в будущем, когда углеводородные топлива не будут так легко доступны, как в настоящее время. Фирма «Филипс» ясно представляет себе подобную ситуацию и придает этим исследованиям важное значение. Имеется много и других интересных публикаций по двигателям Стирлинга, написанных сотрудниками фирмы «Филипс».

В работе Ассельмана и других в 1972 г. сообщалось о разработках высокоэффективного радиатора. Описанная конструкция радиатора имеет меньшую массу, размеры и лучшие характеристики по теплосбмену. Кроме того, такой радиатор меньше подвержен повреждениям по сравнению с обычным. Естественно, использование модифицированных радиаторов и других систем охлаждения не ограничено только двигателями Стирлинга. Такие радиаторы могут быть использованы и для дизелей, но недостатки, связанные с вдвое большей по размерам системой охлаждения, останутся характерными для двигателей Стирлинга.

В работе [234] приведены результаты исследований камер сгорания двигателей Стирлинга применительно к двигателю типа 4-215DA, рассматриваемых с точки зрения состава отработавших газов для окружающей среды. Ранее уже сообщалось о теоретических и экспериментальных результатах исследования влияния степени рециркуляции на содержание окислов азота в отработавших газах двигателя Стирлинга [233].

Позднее Мичелсом были представлены интересные данные исследований [235] о влиянии температуры и рабочего тела на КПД

двигателя Стирлинга с ромбическим приводом. Некоторые из результатов этих исследований приведены в гл. 6.

Херманс [163], Улеманн и другие [322] сообщили о возможностях применения ядерного источника теплоты для двигателя Стирлинга в автономных энергетических системах для использования их в отдаленных районах.

В области систем аккумулирования тепловой энергии, предназначенных для работы с двигателями Стирлинга, в работах Асселмана и Грина [35 и 36] обсуждались вопросы изготовления тепловых труб и их применения для двигателей Стирлинга фирмы «Филипс». Гаврон и Шредер [137] представили информацию о теплоаккумулирующих свойствах эвтектических смесей фтора, а ван дер Слуйс [335] и Бирман [59] экспериментальные данные по тепловым источникам с использованием лития и шестифтористой серы для двигателей Стирлинга подводных энергоустановок. Проектные исследования по подводным энергоустановкам и системам полного энергоснабжения описаны Джасперсом и дю Пре [173].

По контракту с DOE отделение корпорации «Норт Америкэн Филипс» исследовало применение электрических генераторов с двигателями Стирлинга для систем полного энергоснабжения в больницах, административных зданиях и жилых комплексах. О результатах этих исследований сообщалось в работах Лерфельда [199 и 200]. В работе Асселмана [33 и 34] описаны экспериментальные исследования по сжиганию угля в кипящем слое для обеспечения тепловой энергией двигателя Стирлинга с тепловой трубой.

Кроме того, важные программы исследований и разработок, непрерывно проводившиеся с 1948 г. в исследовательской лаборатории «Филипс» в Эйндховене, а позднее в отделении корпорации «Норт Америкэн Филипс», были связаны с разработками криогенных газовых машин. Работы по криогенной тематике в данной книге не рассматриваются, однако они включены в отдельный том, о котором уже упоминалось.

Другой важной программой, также не рассмотренной в данной главе, является совместная программа Отделения корпорации «Норт Америкэн Филипс» и фирмы «Вестингауз» по исследованию возможности создания искусственного сердца с ядерным источником энергии по контракту с Комиссией по атомной энергии США (АЕС), а позднее и с ERDA. Эта программа описана в гл. 15.

Г Л А В А 11

ДВИГАТЕЛИ СТИРЛИНГА ФИРМЫ «ДЖЕНЕРАЛ МОТОРС»

Введение

Важный цикл работ по двигателям Стирлинга был проведен за период 1958—1970 гг. в США фирмой «Дженерал Моторс Корпорейшн». Интерес фирмы был стимулирован в 1948 г. публикацией трех клас-

сических статей о начальном этапе работ фирмы «Филлипс» — Риниа и дю Пре (1946 г.), де Брей, Риниа и ван Веенан (1947 г.) и ван Веенан (1947 г.). Фирма «Дженерал Моторс» предложила сотрудничество фирме «Филиппс», однако эта идея была отклонена как преждевременная. Позднее, в 1957 г. фирма «Филиппс» пришла к выводу, что ее работы успешно выполняются, и заключила лицензионное соглашение с фирмой «Дженерал Моторс», которое обеспечило десятилетний взаимный обмен информацией и получение совместных патентов по двигателям Стирлинга.

Интересы фирмы «Дженерал Моторс» в области двигателей Стирлинга были сконцентрированы на их применении для морских судов, локомотивов, привода электрических генераторов, а также для военных и космических целей.

В 1958 г. Персиваль отмечал, что никто на фирме не проявлял интереса к применению двигателей Стирлинга для автотранспортных средств. Считали, что их стоимость, масса и размеры будут чрезмерными. Кроме того, значительное количество отводимой от двигателей теплоты делает невозможной установку обычных радиаторов. Однако непосредственными исследованиями о возможностях использования двигателей Стирлинга для автотранспортных средств фирма «Дженерал Моторс» не занималась вплоть до 1962 г.

В самом общем плане работы, проводимые фирмой «Дженерал Моторс», могут быть разделены на три основных направления, возглавляемых следующими отделениями фирмы, являющимися ответственными за выполнение ее программы:

а) Исследовательские лаборатории фирмы «Дженерал Моторс», Технический центр (г. Уоррен, шт. Мичиган);

б) Отделение электродвижителей (г. Ла Гранж, шт. Иллинойс) (ранее Кливлендское отделение дизелей);

в) Отделение «Аллисон» (г. Индианаполис, шт. Индиана).

Наибольшие усилия были предприняты в Исследовательских лабораториях, работающих как по собственным программам, так и по программам двух других отделений. Численность сотрудников, занятых в этих исследованиях, никогда не публиковалась. Данные о 50 инженерах, работавших в течение 10 лет, по-видимому, могут быть достоверны.

На начальном этапе работы Исследовательских лабораторий фирмы «Дженерал Моторс» поощрялись инженерными лабораториями армии США и были направлены на разработку двигателей Стирлинга в качестве подвесных моторов и для привода небольших электрических генераторов. Персиваль отмечал, что уверенность в контракте с военными организациями была главным аргументом, повлиявшим на переход к лицензионным разработкам. Впоследствии для армии США был разработан небольшой (мощностью 3 кВт) электрический генератор, известный как наземный энергоблок GPU. Этот контракт продолжался несколько лет и был фактически единственной существенной финансовой поддержкой, полученной Исследовательскими лабораториями из внешних источников за время осуществления всей программы. Большинство других работ проводилось за счет собственных средств фирмы. Особые трудности при получении средств

из правительственных источников вызывали строгие ограничения на публикацию технической информации при лицензионных соглашениях.

В 1958 г. для отделения «Аллисон» также предвиделась возможность заключения контракта с ВВС США на разработку двигателя Стирлинга для солнечной космической энергоустановки. Действительно, экспериментальный двигатель был изготовлен и испытан в рамках программы, продолжавшейся в течение 1959—1960 гг.

В этот же период и Кливлендское отделение дизелей пришло к выводу, что двигатель Стирлинга может составить конкуренцию дизелям для речных и портовых судов, включая также и двигатели для подводных лодок. Несколько крупных двигателей Стирлинга были изготовлены в это время как Кливлендским отделением, так и другими фирмами по его, а позднее (после его закрытия в 1962 г.) по заказам вновь созданного Отделения электродвигателей.

Двигатели Исследовательских лабораторий фирмы «Дженерал Моторс»

Разработка конструкции двигателей. В работе Персиваля (1974 г.) отмечается, что в течение первых пяти лет исследований и разработок двигателей Стирлинга усилия лабораторий были сконцентрированы на разрешении следующих вопросов:

а) разработка уплотнений для рабочего поршня и его штока в двигателях с ромбическим приводом для предотвращения утечек и загрязнения рабочего тела маслом;

б) снижение уровня шума зубчатых колес ромбического привода;

в) отработка конструкции камеры сгорания и усовершенствование процессов горения;

г) увеличение ресурса подогревателя;

д) регулирование частоты вращения;

е) снижение стоимости регенератора;

ж) проведение ресурсных испытаний;

з) уточнение анализа цикла;

и) проведение численных расчетов и демонстрационных испытаний систем теплоаккумулирования в сочетании с двигателями Стирлинга.

Усилия последующего пятилетия были сосредоточены на других областях и включали следующие вопросы:

теплопередача в холодильнике и нагревателе;

контроль качества свертывающихся диафрагменных уплотнений;

разработка подогревателей небольшой стоимости;

исследования подшипников в приводе от косой шайбы;

уменьшение размеров двигателя;

анализ напряжений в цилиндрах двигателя;

применение двигателей для автотранспортных средств;

состав отработавших газов;

совершенствование регулятора частоты вращения;
надежность системы регулирования мощности;
снижение мощности трения в узлах двигателя.

Необходимо отметить, что в работе [257] содержатся некоторые подробности по всем этим вопросам.

В течение 12 лет, в начальный период осуществления программы в 1958 г. и ее внезапного прекращения в 1970 г., был накоплен опыт более чем в 30 тыс. ч работы двигателей Стирлинга. Интенсивность программы была такова, что более 50 % работ было выполнено в течение последних трех лет и 75 % работ в течение последних пяти лет. Кроме того, много тысяч часов проработали уплотнения, подшипники и теплообменные аппараты.

Наземный энергоблок. Наиболее явным достижением программы исследовательских лабораторий фирмы «Дженерал Моторс» был наземный энергоблок GPU с двигателем Стирлинга, разрабатывавшийся в течение 10 лет. Двигатель представлял собой одноцилиндровую машину с ромбическим приводом диаметром цилиндра 6,98 см и ходом рабочего поршня 3,05 см (рис. 11.1 и 11.2). В процессе разработки двигатель претерпел много изменений, в основном в системе регулирования и водородного компрессора (см. гл. 8). Однако уже в 1967 г. двигатель стабильно работал при частоте вращения, отличающейся от номинальной на ± 5 об/мин, и имел удовлетворительные переходные характеристики при внезапном нараст-

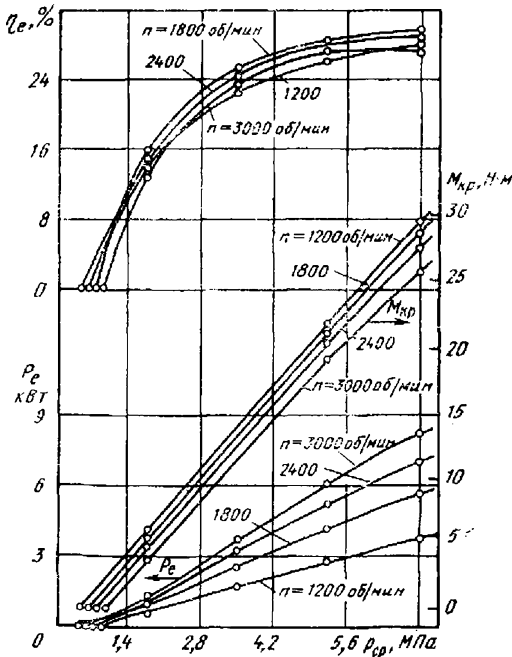


Рис. 11.1. Характеристики двигателя GPU-3. Зависимости эффективной мощности P_e , крутящего момента $M_{кр}$ и эффективного КПД η_e от среднего давления рабочего тела $p_{ср}$ при различной частоте вращения n (Персиваль, 1974 г.)

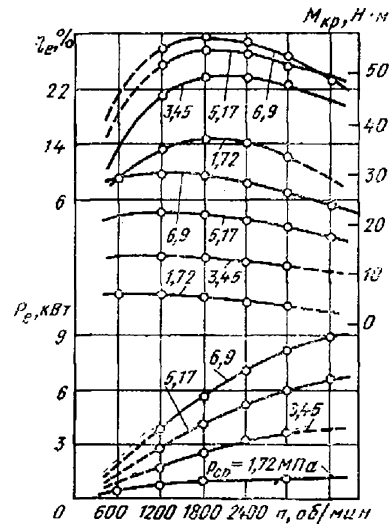


Рис. 11.2. Характеристики двигателя GPU-3. Зависимости эффективной мощности P_e , крутящего момента $M_{кр}$ и эффективного КПД η_e от частоты вращения n двигателя при различных значениях среднего давления рабочего тела $p_{ср}$ (Персиваль, 1974 г.)

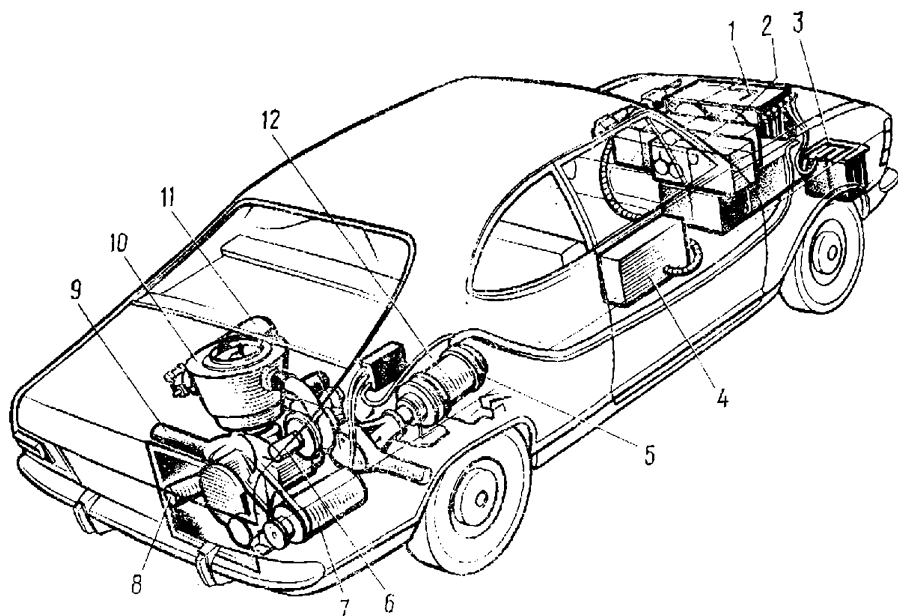


Рис. 11.3. Автомобиль «Стир-Лек» с комбинированной силовой установкой, состоящей из двигателя Стирлинга и электропривода [1]:

1 — модулирующий инвертор, преобразующий постоянный ток в переменный; 2 — свинцово-кислотные аккумуляторы; 3 — коммутирующее устройство; 4 — блок логического управления и управления инвертором; 5 — трехфазный асинхронный двигатель; 6 — дутьевой вентилятор для подачи воздуха в камеру сгорания; 7 — генератор переменного тока; 8 — стартер; 9 — радиатор и крыльчатка; 10 — двигатель Стирлинга; 11 — бак с газообразным водородом; 12 — блок управления зарядкой аккумуляторной батареи

тании или уменьшении нагрузки. Быстро росла и надежность двигателя, поэтому уже в 1969 г. система прошла строгие испытания приемки военными специалистами.

Один из таких двигателей был использован на экспериментальном транспортном средстве «Стир-Лек 1» (Stir-Lec 1) — автомобиле с комбинированной силовой установкой — двигателем Стирлинга и электроприводом (рис. 11.3) [1]. Двигатель GPU-3, установленный в заднем отсеке серийного автомобиля «Опель Кадетт» (Opel Kadett), не был непосредственно соединен с трансмиссией автомобиля, а работал с постоянной частотой вращения вала на привод трехфазного электрогенератора. Переменный ток генератора после выпрямления поступал для зарядки аккумуляторных батарей. Мощность аккумуляторных батарей модулировалась и инвертировалась для питания трехфазного асинхронного электродвигателя непосредственного привода автомобиля.

Эта работа в значительной мере была демонстрацией возможностей создания комбинированной системы автомобиля с электроприводом и двигателем, обеспечивающим низкое содержание токсичных составляющих отработавших газов. Авторы работы [1] считают, что дополнительные затраты и сложность комбинированной системы делают затруднительной конкуренцию с более простыми двигателями для легковых автомобилей личного пользования.

Более ранней работой в этой области был разработанный в 1964 г. двигатель Стирлинга мощностью 22 кВт для автомобиля «Корвэр»

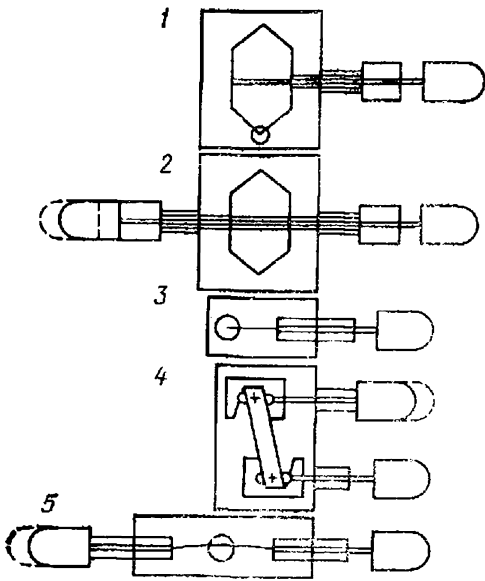
(Corvair). Для этого автомобиля, названного «Кальвэр» (Calvair), использовали в качестве источника теплоты бак с нагретой окисью алюминия. Такое решение было частью общей программы исследований систем с тепловым аккумулярованием энергии.

Энергетические системы подводного назначения. Изобретенный фирмой «Филипс» в конце 40-х гг. двигатель Стирлинга двойного действия с приводом от косой шайбы или обычного кривошипно-шатунного механизма не находил широкого применения из-за проблем, связанных с поршневыми уплотнениями. Но в 1965 г. к схеме двигателя двойного действия вновь вернулись в Исследовательских лабораториях фирмы «Дженерал Моторс» специально для перспективных двигателей торпед. В связи с этим была опубликована работа [227], содержащая всесторонние исследования компактных двигателей двойного действия и расчетные характеристики различных двигателей для энергоустановок подводного назначения мощностью до 110 кВт. В работе описаны дискуссионные вопросы, связанные с теплоаккумулирующими материалами и системами, использующими сжигание металлических топлив. Подобные системы основаны на быстром окислении жидкого металла с использованием теплоты реакции в качестве первичного источника энергии. Для энергоустановок подводного назначения такие системы особенно важны, так как позволяют во избежание обнаружения судна сохранять продукты реакции горения топлива на борту судна и не оставлять за собой «следа» от отработавших газов, а для систем глубокого погружения отказаться и от оборудования для сжатия отработавших газов.

Двигатели для транспортных средств. Описанные исследования в области компактных двигателей подводного назначения совпали с развитием интереса общественности к экологическим характеристикам автомобильных двигателей. Многообещающие значения КПД и удельной мощности, достигнутые для двигателей Стирлинга, в сочетании с малым уровнем шума и низким уровнем выброса вредных веществ этих двигателей вызвали большой интерес фирмы «Дженерал Моторс» для возможного использования двигателей Стирлинга в транспортных средствах. В 1967 г. фирмы «Понтиак» (Pontiac) и «Олдсмобил» (Oldsmobile) провели совместные работы с Исследовательскими лабораториями по использованию двигателя Стирлинга с косой шайбой мощностью 185 кВт на автомобиле «Форд Торино». В это же время фирма «Трак энд Коуч» (Truck and Coach) заинтересовалась двигателем Стирлинга мощностью 110 кВт для городских автобусов, как одним из возможных вариантов замены дизелей. Было отмечено, что преимущества в уменьшении уровня шума, дыма, запаха, выбросов углеводородов и окислов азота в сочетании с отказом от потребления жидкого топлива оправдывают расходы, равные 15 тыс. долл., затрачиваемые на один автобус.

Другой областью возможного применения, подробно изученной еще в конце 60-х гг., явилось производство небольших автомобилей для торговых фирм и автомобилей городского цикла с коротким пробегом. Часть этой работы включала как исследование двигателя Стирлинга мощностью 18 кВт с приводом от косой шайбы, так и

Рис. 11.4. Компоновочные схемы двигателей Стирлинга:



1 — одноцилиндровый одностороннего действия с ромбическим приводом; 2 — одностороннего действия с ромбическим приводом и opposитно-расположенными цилиндрами; 3 — многоцилиндровый рядный двойного действия; 4 — многоцилиндровый двойного действия с приводом от косо́й шайбы; 5 — многоцилиндровый двойного действия с opposитно-расположенными цилиндрами, рядный

исследования вспомогательных систем, трансмиссии и силовой передачи. Исследования компоновочных схем двигателей в 1968 г. охватили пять основных вариантов, приведенных на рис. 11.4. Сравнение размеров различных схем показало, что размеры двигателей двойного действия в 2 раза меньше размеров как для однорядных двигателей с ромбическим приводом, так и для двигателей с ромбическим приводом и opposитно-расположенными цилиндрами. После этого была сделана детальная проработка компоновочных схем двигателей двойного действия мощностью 90 кВт в четырехцилиндровом варианте. Результаты (рис. 11.5) свидетельствуют о том, что схема с косо́й шайбой не обязательно приводит к наиболее компактному двигателю двойного действия. В соответствии с этим в 1968 г. была

исследования вспомогательных систем, трансмиссии и силовой передачи. Исследования компоновочных схем двигателей в 1968 г. охватили пять основных вариантов, приведенных на рис. 11.4. Сравнение размеров различных схем показало, что размеры двигателей двойного действия в 2 раза меньше размеров как для однорядных двигателей с ромбическим приводом, так и для двигателей с ромбическим приводом и opposитно-расположенными цилиндрами. После этого была сделана детальная проработка компоновочных схем двигателей двойного действия мощностью 90 кВт в четырехцилиндровом варианте. Результаты (рис. 11.5) свидетельствуют о том, что схема с косо́й шайбой не обязательно приводит к наиболее компактному двигателю двойного действия. В соответствии с этим в 1968 г. была

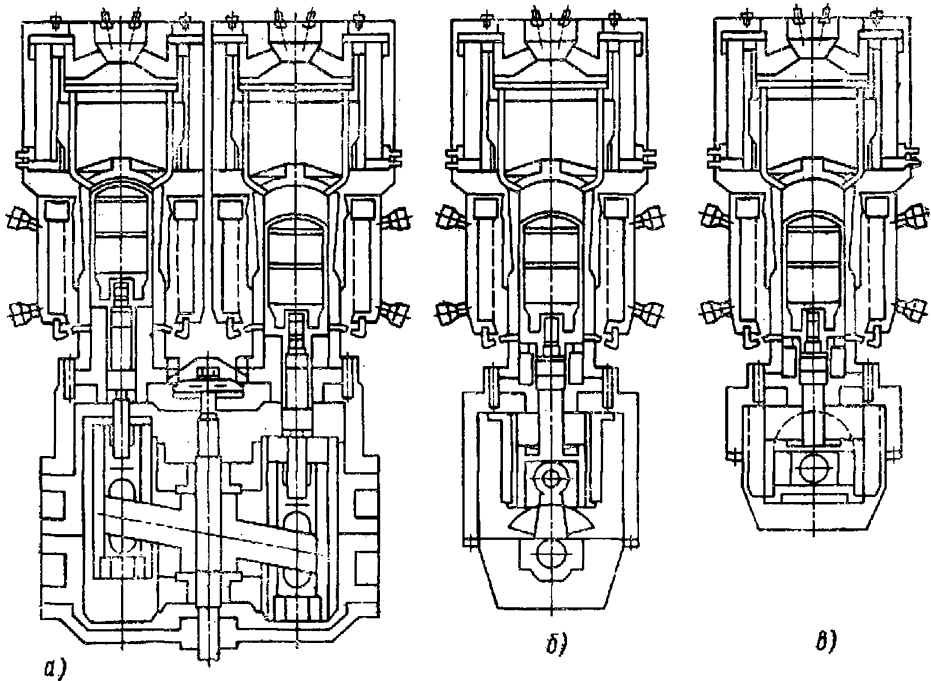
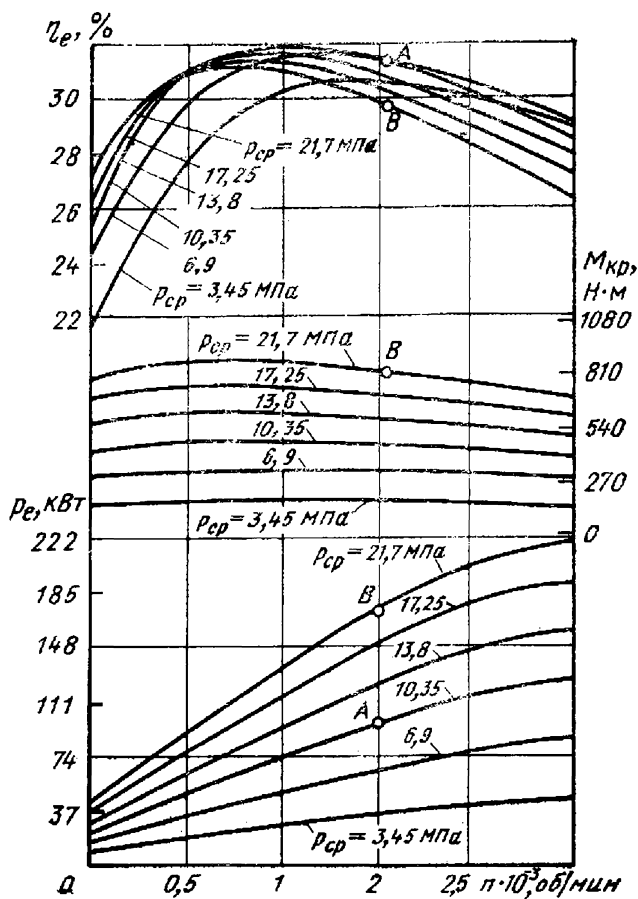


Рис. 11.5. Относительные размеры двигателей Стирлинга двойного действия мощностью 90 кВт с различными механизмами привода (Персиваль, 1974 г.):

а — косо́й шайбы; б — кривошипно-шатунный привод; в — треугольный шату́н

Рис. 11.6. Оптимизированные расчетные характеристики четырехцилиндрового рядного двойного действия двигателя Стирлинга типа 4L23, предназначенного для автобусов. Зависимости эффективной мощности P_e , крутящего момента $M_{кр}$ и эффективного КПД η_e от частоты вращения n вала двигателя при различных значениях среднего давления рабочего тела $P_{ср}$: А — экспериментальные точки; В — расчетные



осуществлена новая разработка четырехцилиндрового двигателя мощностью 110 кВт для автомобилей, являющаяся частью демонстрационной программы фирмы «Трак энд Коуч». Новый двигатель, получивший обозначение 4L23, был четырехцилиндровым рядным двигателем двойного действия с ползунным механизмом с вытесняемым объемом каждого поршня, равным 377 см^3 . Двигатель спроектирован

на номинальную частоту вращения, равную 2000 об/мин. Среднее давление рабочего тела (водорода) составило 10,3 МПа. Для обеспечения возможности дальнейших модификаций нагреваемых узлов двигателя механизм привода был рассчитан на среднее давление 20,6 МПа.

Расчетные характеристики двигателя типа 4L23 приведены на рис. 11.6, а сравнение его параметров с параметрами эквивалентных дизелей фирмы «Дженерал Моторс» дано в табл. 11.1.

Персиваль в 1974 г. отметил, что в начале 1970 г. разработка основных элементов двигателя была в основном закончена (на 95 %), и двигатель проходил стендовые испытания, однако программа работ была неожиданно приостановлена 27 февраля 1970 г. Срок установки двигателя на транспортном средстве, определенный программой, 1 мая 1970 г.

Публикации работ фирмы «Дженерал Моторс». В процессе двадцатилетних усилий в области двигателей Стирлинга сотрудники Исследовательских лабораторий фирмы «Дженерал Моторс» в дополнение к работам, описанным выше, опубликовали ряд интересных статей. Первой из них была объемная работа Флинна [125], касающаяся в основном двигателей с ромбическим приводом фирмы «Филипс», с изложением некоторых исторических факторов. Вторая статья Флинна и других (1962 г.) была посвящена обзору возмож-

Таблица 11.1. Расчетные характеристики автомобильного двигателя Стирлинга двойного действия типа 4L23 и дизелей сравнимых мощности и размеров фирмы «Дженерал Моторс»

Параметр	Ед. изм.	Двигатель Стирлинга	Дизели	
Тип двигателя	—	4L23	4—53N	6—71N
Диаметр цилиндра	см	10,16	9,8	10,8
Ход рабочего поршня	см	4,62	11,4	12,7
Число цилиндров	—	4	4	6
Вытесняемый объем	см ³	1510	3480	7000
Температура нагревателя	°С	760	—	—
Температура охлаждающей воды	°С	57	—	—
Рабочее тело	—	Водород	—	—
Размеры двигателя:				
длина	м	1,34	1,02	1,42
ширина	м	0,6	0,735	0,84
высота	м	1	0,865	1,12
Объем	м ³	0,805	0,645	1,33
Масса двигателя	кг	725	540	890
Среднее давление рабочего тела $p_{ср}$	МПа	10,3	—	—
Номинальная расчетная мощность при соответствующей частоте вращения P_e/n для $p_{ср} = 10,3$ МПа	кВт/(об/мин)	95/2100 *	95/2800	—
Минимальный расход топлива при соответствующей частоте вращения g_e/n для $p_{ср} = 10,3$ МПа	кг/(кВт·ч)/(об/мин)	0,263/1400 *	0,25/2300	—
Среднее давление рабочего тела $p_{ср}$	МПа	21,7	—	—
Номинальная расчетная мощность при соответствующей частоте вращения P_e/n для $p_{ср} = 21,7$ МПа	кВт/(об/мин)	166/2100	—	163/2100
Минимальный расход топлива при соответствующей частоте вращения g_e/n для $p_{ср} = 21,7$ МПа	кг/кВт·ч/(об/мин)	0,26/1500	—	0,23/1800

* Значения даны без учета мощности дутьевого вентилятора для подачи воздуха в камеру сгорания и мощности на привод водяного насоса.

ностей использования комбинации различных тепловых двигателей с тепловыми аккумуляторами, в которой особое внимание было уделено двигателям Стирлинга. В последующей работе Хеффнера [158] был дан обзор достижений по программе Исследовательских лабораторий фирмы «Дженерал Моторс», в особенности работ по энергоблоку GPU. В статье приведены интересные фотографии и ссылки на другие двигатели большой мощности, а также некоторые аспекты расчетного анализа и результаты испытаний уплотнения для элементов с возвратно-поступательным движением. В работе

Персиваля [258], так же как и в последующей работе Маттави [212], но несколько в меньшей степени, обсуждены вопросы применения двигателей Стирлинга для различных морских и наземных систем.

Об отличных экологических характеристиках двигателей Стирлинга, касающихся уровня шума, дыма, запаха и содержания токсичных составляющих в отработавших газах, сообщалось в работе Линеша и Уэйда (1968 г.), которая содержит ряд экспериментальных данных по двигателям GPU-3 мощностью 3 кВт, а также данные, полученные в ходе экспериментов, проведенных фирмой «Филипс». Дальнейшие результаты этих работ были представлены на симпозиуме фирмы «Дженерал Моторс» по выбросам вредных веществ в 1972 г.

Материалы о механизме привода с косой шайбой, характерного для компактных двигателей Стирлинга, отражены в работах [157 и 210].

Отделение электродвигателей

Кливлендское отделение дизелей. Работы по двигателям Стирлинга в Отделении электродвигателей не были достаточно документированы, однако полезная информация об их направлении и содержании может быть почерпнута из различных публикаций, перечисленных ниже, в основном, из работ Хеффнера [158], Персиваля [258], Маттави [227] и других.

Работы по тяжелым сверхмощным двигателям Стирлинга, очевидно, начались в Кливлендском отделении дизелей фирмы «Дженерал Моторс» еще в 1958 г. Кливлендское отделение, обеспечивающее в период второй мировой войны поставку большинства двигателей для подводных лодок, имеет тесные контакты с ВМС США. Кроме того, Отделение выпускало тяжелые дизели для локомотивов и надводных судов. Его интересы в области двигателей Стирлинга касались вопроса возможной замены дизелей для подводных лодок, речных и портовых судов, а также тяговых двигателей локомотивов. С ликвидацией Кливлендского отделения дизелей в 1962 г. программа по двигателям Стирлинга была передана Отделению электродвигателей (г. Ла Гранж, шт. Иллинойс).

Крупные двигатели морского назначения. Первой значительной разработкой был четырехцилиндровый двигатель мощностью 265 кВт, имеющий обозначение 4S-1210. Этот двигатель является комбинацией четырех двигателей фирмы «Филипс» с ромбическим приводом мощностью 65 кВт, объединенных в однорядную схему с общими картером и кожухом воздухоподогревателя. Двигатель создан на фирме «Филипс» и переделан в Отделении электродвигателей под существующий генератор локомотива. Оба блока были смонтированы на огромной платформе, масса которой составляла 15 % массы электроагрегата двигатель—генератор. Масса двигателя равна 3175 кг, масса генератора 2721 кг, а полная масса системы 6896 кг. При номинальной мощности двигателя, равной 295 кВт, удельная масса системы составляла 23,4 кг/кВт. Агрегат проходил испытания в соответствии с программой по определению характеристик по уровням

шума и вибрации. Переданный ВМС США агрегат при оценке уровня шума показал отличные характеристики, но был принят без большого энтузиазма.

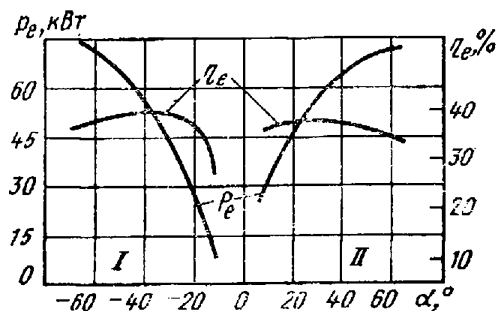
В дополнение к изучению шумовых характеристик в работе Лофтуса [205] отдельно были оценены характеристики двигателя на водороде и гелии. Максимальное значение мощности двигателя при использовании водорода составляло 265 кВт при частоте вращения 1500 об/мин и давлении 13,8 МПа. Максимальный КПД на уровне 28 % соответствовал частоте вращения, равной 1500 об/мин, и мощности 205 кВт. В ходе испытаний были отмечены многочисленные эксплуатационные трудности; двигатель работал только около 50 ч. Лофтус считает, что двигатель в наибольшей степени подходит для тех условий работы, когда важно обеспечить максимальную бесшумность и использование низкосортных топлив. Однако экономия топлива составляла лишь 10—15 % по сравнению с той, которую можно было ожидать для дизеля той же мощности и частоты вращения. В ретроспективе трудно избежать ощущения, что этот двигатель был неудачным с точки зрения поддержания интереса ВМС к двигателям Стирлинга. К сожалению, не было затрачено достаточного количества времени и усилий на создание полностью отработанной конструкции двигателя, которая могла бы быть оценена ВМС. После испытаний двигатель был передан в Смитсоновский институт (г. Вашингтон, шт. Колумбия).

В работе Хеффнера [158] приведены фотографии одноцилиндрового двигателя типа 1-S1050 мощностью 65 кВт и двухцилиндрового двигателя типа 2-S1210 мощностью 130 кВт, разработанных в Отделении электродвигателей (большую известность имеет двигатель 1-S1050). Наиболее вероятно, что эти двигатели имели ромбический привод и использовались в основном для отработки отдельных элементов при стендовых испытаниях двигателей

Двигатель Стирлинга с изменяемым фазовым углом. В 1965 г. в Отделении электродвигателей был создан и испытан четырехцилиндровый двигатель мощностью 295 кВт с четырьмя цилиндрами типа S1050. Первоначально двигатель был задуман восьмицилиндровым с V-образной компоновкой; однако для испытаний был изготовлен лишь один его четырехцилиндровый блок, фотография которого приведена в работе [258]. Этот двигатель интересен не только значением мощности, но в основном способом ее регулирования путем изменения фазового угла. В каждом из четырех цилиндров имелись обычные рабочие поршни и вытеснители; каждые четыре вытеснителя и четыре рабочих поршня были соединены с различными коленчатыми валами. Разность фаз между двумя валами поддерживалась с помощью планетарного редуктора, размещенного сзади двигателя на раме. Фазовый угол между полостями сжатия и расширения может легко изменяться при повороте центрального колеса редуктора; таким образом, происходит увеличение или уменьшение мощности двигателя. Поворот центрального колеса на значительный угол обуславливал нулевую и даже «отрицательную» мощность; в этом случае вал двигателя изменял направление своего вращения. Реакция

Рис. 11.7. Расчетные характеристики четырехцилиндрового двигателя Стирлинга (4×S1050) мощностью 295 кВт с изменяемым фазовым углом при прямом и обратном вращении. Отделение электродвигателей. Зависимости эффективной мощности P_e и эффективного КПД η_e от фазового угла α :

I — обратное вращение; II — прямое вращение



была фактически мгновенной, и изменение направления могло осуществляться менее чем за один оборот. Такое быстрое изменение направления вращения является основным преимуществом двигателя при его использовании на буксирах и иных портовых судах, обеспечивающих высокую маневренность. На рис. 11.7 показаны характеристики двигателя при вращении в прямом и обратном направлениях (значения мощности даны в расчете на один цилиндр).

В 1967 г. Отделение электродвигателей начало создавать вариант вытеснительного двигателя двойного действия, названного моделью W. Этот двигатель имел один рабочий поршень двойного действия и два вытеснителя, работающие в отдельных цилиндрах. Мощность этого двигателя равна 105 кВт.

Отделение «Аллисон» и проект двигателя Стирлинга для солнечной космической энергоустановки

Насколько известно, отделение «Аллисон» активно участвовало только в одной разработке по двигателям Стирлинга — солнечной космической энергоустановке мощностью 3 кВт. Этот заказ исходил от ВВС США, и вся выполненная работа была отлично документирована десятью техническими отчетами, среди которых том I, относящийся к конструкции двигателя, и том 10, относящийся к экспериментальной оценке двигателя, наиболее интересны с точки зрения особенностей двигателя Стирлинга. Остальные отчеты относятся к другим аспектам системы. Об этом двигателе имеются сведения в работах Паркера и Смита, Уэлша, Уэлша и Монсона [378]. Двигатель, обозначенный PD46, представлял собой одноцилиндровую машину вытеснительного типа с ромбическим приводом, с диаметром цилиндра 6,03 см и ходом поршня 2,84 см. В качестве рабочего тела использовался гелий при среднем давлении 10,3 МПа. Расчетная электрическая мощность генератора, приводимого двигателем, составляла 3 кВт при частоте вращения 3000 об/мин. Расчетный эффективный КПД двигателя равен 30 %.

Характерной особенностью двигателя является то, что нагрев трубок нагревателя и головки цилиндра осуществлялся жидким металлом (NaK) при температуре 677 °С, что послужило импульсом для последующих разработок, которые уже сделаны или будут сделаны в различных системах аккумулирования теплоты, солнечных и ядерных энергосистемах.

Двигатель примечателен также и тем, что является единственным примером значительных затрат из правительственных источников на двигатели Стирлинга для космических энергоустановок в период осуществления космических программ в 60-х гг. По причинам, которые не были объяснены, НАСА решительно пренебрегло рассмотрением возможностей использования двигателя Стирлинга для космических целей, а ВВС выделили только относительно небольшую сумму для программы отделения «Аллисон».

Двигатель-генератор PD46 проработал на испытаниях в течение 76 ч. Расчетные значения эффективной электрической мощности (3 кВт) и эффективного КПД (30,5 %) не были достигнуты. Эффективная мощность составила 2565 Вт при КПД, равном 23 %. Такие небольшие отклонения от расчетных значений типичны для начального периода, и нет сомнений, что последующая разработка принесла бы значительное улучшение параметров. Однако средства на осуществление «летнего» варианта двигателя не поступили, и работы были прекращены. Десятый том технического отчета содержит подробные результаты испытаний двигателя с описанием различных встретившихся трудностей. Это первое большое описание практического опыта работы двигателя рекомендуется для изучения.

После завершения работ по двигателю PD46 в отделении «Аллисон», насколько известно, дальнейших работ по двигателям Стирлинга не проводилось. Однако в работе сообщается, что в отделении «Аллисон» были выполнены эскизные проработки двигателей Стирлинга для космических энергоустановок с солнечными, химическими и ядерными источниками теплоты, а также двигателей для торпед и бытовых кондиционеров.

Краткие выводы

Вклад фирмы «Дженерал Моторс» в развитие двигателей Стирлинга за период 1958—1970 гг. был подведен Персивалем в работе и сводится к следующему.

1. Разработаны бездымные, турбинного типа камеры сгорания с непосредственным воспламенением дизельного топлива.

2. Разработан и передан для оценки в Исследовательские лаборатории армии США полностью скомплектованный автономный энергоагрегат с двигателем Стирлинга наземного применения. Эти агрегаты, имевшие низкий уровень шума, были единственными, прошедшими строгие испытания приемки военными специалистами.

3. Впервые разработан весьма точный регулятор постоянства частоты вращения вала двигателей Стирлинга, открывающий совершенно новый путь в регулировании и обладающий следующими характеристиками:

а) предел изменения частоты вращения при постоянной нагрузке $\pm 0,33$ %;

б) снижение частоты вращения при переходе от режима холостого хода к режиму полной нагрузки — 0,25 %;

в) изменение частоты вращения при 100 %-ном изменении нагрузки — 4 %; время восстановления прежнего режима — 6 с.

4. Впервые разработан автоматический метод регулирования расхода топлива в режиме пуска двигателя Стирлинга без дымления в широком диапазоне температуры окружающей среды.

5. Впервые разработан двигатель, пуск которого осуществляется вручную, способный работать с гидравлической системой управления.

6. Разработаны две новые водородные компрессорные системы, характеризующиеся отсутствием утечек.

7. Впервые разработана механическая система регулирования температуры нагревателя, обеспечивающая требуемую надежность в течение многих тысяч часов.

8. Теоретически проанализированы и экспериментально исследованы материалы незначительной стоимости для регенератора, в особенности собственный материал Met Net (Met Net), позволяющие значительно снизить удельные капиталовложения на единицу вырабатываемой мощности.

9. Проведены тщательные технико-экономические расчеты одноцилиндрового двигателя Стирлинга мощностью 35 кВт для изыскания способов снижения его стоимости за счет изменения конструкции цилиндра, металлического подогревателя воздуха пластинчатого типа и упрощения конструкции картера.

10. Уточнены следующие дополнения, внесенные в анализ цикла Стирлинга:

а) откорректирована методика расчета холодильника для достижения теплового баланса отводимой теплоты в цикле и теплового потока в холодильнике;

б) определена последовательность измерения расхода рабочего тела в нагревателе, холодильнике, регенераторах и вспомогательных устройствах, обеспечивающая получение корректных данных для расчета потерь в потоке;

в) разработана теория распределения тепловых потоков в трубках нагревателя и проведены эксперименты по определению влияния различных законов распределения тепловых потоков на характеристики двигателя;

г) впервые проведено аналитическое и экспериментальное определение коэффициентов теплоотдачи для трубок нагревателя; сделано заключение о том, что их значения в 2—3 раза больше расчетных;

д) разработан оригинальный метод анализа совместного влияния термических напряжений и давления для цилиндров с неравномерной толщиной стенок;

е) уточнены и дополнены расчеты механизмов привода.

11. Осуществлены работы в области технологии поршневых уплотнений:

а) проведены систематические исследования поршневых уплотнений для замены стандартных металлических уплотнений фирмы «Филипс», применявшихся на начальном этапе работ;

б) впервые проведен отбор тефлоновых и других самосмазывающихся материалов (исследования отделения «Аллисон»);

в) разработан метод измерения утечек рабочего тела через поршневые уплотнения при работающем двигателе;

г) получено экспериментальное подтверждение точности потерь, мощности, обусловленных утечками через уплотнения;

д) получены данные для определения оптимальной комбинации утечек рабочего тела через уплотнения для статических и динамических условий;

е) разработаны схемы регулирования соотношения давления в рабочей и буферной полостях путем создания щелей в стенках цилиндра;

ж) проанализированы возможности применения существующих поршневых колец из материала «Рулон» (разработанные кольца использовались в двигателях фирм «Филипс» и «Дженерал Моторс»; эти работы явились результатом тесного сотрудничества фирм).

12. Работы в области новых механизмов привода и различных цилиндропоршневых групп двигателей. Разработки были использованы в проектировавшихся и испытывавшихся следующих двигателях:

а) в четырехцилиндровом двигателе мощностью 275 кВт с системой регулирования фазовым углом, который мог быстро менять направление вращения (Отделение электродвижителей);

б) в первом двигателе двойного действия мощностью 100 кВт, выполненного по схеме W (Отделение электродвижителей);

в) в аксиальных двигателях с приводом от косой шайбы (программа работ обеспечила аналитическое и экспериментальное подтверждение низкого уровня мощности трения в механизме привода с косой шайбой и гидродинамическими подшипниками);

г) в первом, имеющем герметичное исполнение двигателе мощностью 7,3 кВт (Отделение «Аллисон»);

д) в одностороннем двигателе вытеснительного типа мощностью 7,3 кВт;

е) в первом V-м вытеснительного типа двигателе минимальной массы с раздельными цилиндрами мощностью 1,5 кВт, который мог быть приспособлен для работы с изотопными источниками теплоты;

ж) в первом четырехцилиндровом двигателе двойного действия мощностью 90 кВт, предназначенном для установки на автобус. Программа фирмы «Дженерал Моторс» была приостановлена в момент, когда начались испытания.

13. Проведены работы в области тепловых источников энергии и специальных топлив:

а) использование Na—K сплава в системе нагрева уникального двигателя, разработанного по правительственному контракту (отделение «Аллисон»);

б) дальнейшее развитие работ по использованию тепловых аккумуляторов для двигателей Стирлинга. Начальный этап работ с тепловыми аккумуляторами в Исследовательских лабораториях «Дженерал Моторс» относится к началу 50-х гг. Эти работы позволили осу-

существить следующее: создать первую энергоустановку с тепловым аккумулятором, использующим специально спрoфилированные гранулы окиси алюминия; провести испытания первого автомобиля с двигателем Стирлинга и тепловым источником в виде контейнера с окисью алюминия, а также теплоаккумулирующих материалов — фторида и гидрида лития (работы включали проведение совместных испытаний с Окриджской национальной лабораторией по определению стабильности различных сплавов, контактирующих с фторидом лития);

в) проведение демонстрационных испытаний регулируемости процесса сжигания литиевого горючего с фреоновыми окислителями, включая работу двигателя Стирлинга с нагревом рабочего тела теплотой реакции горения лития;

г) впервые использование природного газа.

14. Разработаны, изготовлены и введены в эксплуатацию электрогенераторные агрегаты с двигателем Стирлинга мощностью 7,3 кВт для первых комбинированных легковых автомобилей, известных под названием *Stir-Lec 1* и *2*. Проведены также исследования по определению токсичности в отработавших газах двигателя Стирлинга, установленного на автомобиле.

15. Проведены первые длительные испытания энергоблока с двигателем Стирлинга в жестких условиях присмки военными специалистами.

16. Проведены работы по прикладным и проектным исследованиям:

а) полностью спрoктирована и представлена на рассмотрение в ВМС США в 1959 г. энергоустановка с двигателем Стирлинга для подводной лодки с тепловым аккумулятором на основе фторида лития;

б) разработан технический проект торпедного двигателя с высокими характеристиками мощностью 440 кВт с приводом от косой шайбы;

в) разработаны технические проекты энергоустановок с двигателем Стирлинга и тепловым аккумулятором на основе фторида лития мощностью 7,3 и 22 кВт для небольших исследовательских подводных лодок и мощностью 735—3680 кВт для больших подводных лодок ВМС США с использованием аккумуляторов теплоты на основе окиси алюминия;

г) спрoктированы двигатели с ромбическим приводом для автобусов;

д) осуществлена эскизная проработка автомобильного двигателя с приводом от косой шайбы для фирмы «Олдсмобил»;

е) проведены эскизные проработки энергоустановки с солнечным нагревом, космических энергоустановок с химическим и ядерными источниками энергии, двигателя с ромбическим приводом для торпед, энергоустановки ASW, работающей на перекиси водорода, двигателя для бытового кондиционера и переносной энергоустановки, работающей на местном топливе.

17. В рамках программы работ по двигателям Стирлинга опубликовано восемь статей, в которых отражены вопросы по использованию источников теплоты и применения двигателей.

Таблица 11.2. Сводная таблица экспериментальных и расчетных

Параметр	Ед. изм.	Экспериментальные данные					
		Двигатель	Двигатель	Двигатель	Двигатель для автомобиля «Кальвер»	Двигатель для ВМС США	EMD
		10-36	GPU-2	GPU-3	3015	4S1210	1-S1050
1. Максимальная эффективная мощность P_e	кВт	5,5	5,37	8,25	29,4	280	55,3
2. Частота вращения n при $P_{e\max}$	об/мин	3600	3600	3600	2500	1500	1500
3. Максимальный эффективный КПД $\eta_{e\max}$	%	26,3	28,03	26,5	39	35	28
4. Частота вращения n при $\eta_{e\max}$	об/мин	1800	2400	1900	1400	750	1200
5. Температура стенки нагревателя	°С	760	760	690	650	650	690
6. Температура охлаждающей воды	°С	24	52	38	21	32	38
7. Рабочее тело	H ₂	H ₂	H ₂	H ₂	H ₂	H ₂	H ₂
8. Среднее давление рабочего тела $p_{ср}$	МПа	6,9	6,9	6,9	10,75	10,35	9,9
9. Число цилиндров	—	1	1	1	1	4	1
10. Диаметр цилиндра D	см	6	6,04	7	8,82	14,5	14,5
11. Ход рабочего поршня S	см	3,12	3,12	3,12	6,02	7,36	7,36
12. Общий вытесняемый объем $V_{цпл}$	см ³	89	89,5	120	366	4830	1210
13. Удельная мощность $P_{e\max}/V_{цпл}$	Вт/см ³	61,8	60	68,8	80,4	58	45,6
14. Масса двигателя M_{Σ}	кг	57,9 ¹	41 ¹	57,7 ¹	250 ¹	2270	1042 ²
15. Длина L	см	35,6	30,5	35,6	44,5	188	91,5
16. Ширина A	см	35,6	42	39,4	43,3	101,6	70
17. Высота H	см	71,2	67,3	71,2	94,8	193	165
18. Габаритный объем V_{Σ}	м ³	0,09	0,086	0,1	0,182	3,68	1,053
19. Объемная мощность $P_{e\max}/V_{\Sigma}$	кВт/м ³	61	62,5	82,5	162	76	52,5
20. Удельная масса $M_{\Sigma}/P_{e\max}$	кг/кВт	10,5	7,65	7	8,5	8,1	18,9 ²
21. Объемная масса M_{Σ}/V_{Σ}	кг/м ³	642	476	577	1370	618	990 ²
22. Масса подогревателя	кг	—	9,53	9,53	29,1	—	44
23. Среднее эффективное давление рабочего тела p_e	МПа	1,06	1,03	1,18	1,98	2,36	1,88

1 — только двигатель с подогревателем; 2 — без маховика; 3 — в объем включены $P_e = 147$ кВт; $n = 3000$ об/мин; $p_{ср} = 11,2$ МПа.

данных двигателей Стирлинга фирмы «Дженерал Моторс»

Расчетные данные									
EMD	Энергоблок с двигателем		Двигатели фирмы «Филипс»		Двигатели фирмы «Дженерал Моторс»				
	ГРУ-2	ГРУ-3	оппозитный	рядный	рядный	рядный	V-образный	с приводом от косоу шайбы	торпедный ⁴ (полная мощность)
полезная электрическая мощность блока									
2W 17A									
102	3 кВт	3 кВт	88,5	147	110 ⁵	95	1,47	16,2	515
1800	3600	3600	3000	3000	2000	2000	5000	2400	3000
28,4; при высшей теплоте сгорания	—	—	(36,5)	—	33	30	28,2	28,5	52 без потерь в камере сгорания
900	—	—	3000	—	1500	1000	3200	2400	1200
595	—	—	700	700	700	760	705	685	816
38	—	—	40	40	52	52	77	66	16
H ₂ 7,6	H ₂ 6,9	H ₂ 6,9	He 11,85	He 21,6	H ₂ 10,35	He 10,35	H ₂ 10,35	He 10,35	H ₂ 24,2
2	—	—	4	4	4	4	1	4	5
16,5	—	—	8,3	8,3	10,15	10,15	3	4	8,64
8,13	—	—	5	5	4,65	4,65	3,2	3,98	5,85
3480	—	—	1085	1085	1510	1510	22,6	198	1705
29,3	—	—	81,5	136	73	63	65	82	302
17,25 ²	173,5	159	386	400	454	454	11,15 ²	90,8	272
92,2	89	97,3	150	113	104	104	25,4	30,5	53,4, с зубчатой передачей
158	61	62,8	101	44	45,8	45,8	26,7, диаметр	30,5, диаметр	48,3, диаметр
218	81,3	72,7	44	96,3	86,3	86,3	—	—	—
3,14	0,442	0,445	0,665 ³	0,478 ³	0,41 ³	0,41 ³	0,014	0,056	0,097
32,5	—	—	133	308	268	232	105	290	5300
16,8 ²	—	—	4,35	2,72	4,12	4,77	7,6	5,63	0,53
550 ²	393	357	578	835	1108	1108	796	1620	2800
88,2	68	—	—	—	—	—	—	—	—
1	—	—	1,68	2,81	2,24	1,95	0,81	2,1	5,73

вспомогательные системы; 4 — все данные без системы сжигания; 5 — для мощности двигателя

18. Исследовательскими лабораториями фирмы выпущено 330 внутренних отчетов и технических справок.

Расчетные и экспериментальные данные двигателей Стирлинга фирмы «Дженерал Моторс» приведены в табл. 11.2.

Заключение

Работы по двигателям Стирлинга в фирме «Дженерал Моторс» начались в 1958 г. и формально закончились в начале 1970 г. Это были наиболее продолжительные и концентрированные усилия, предпринятые за пределами Исследовательских лабораторий фирмы «Филипс»; полученные в рамках этих работ достижения весьма впечатляющи. Естественно, возникает вопрос, почему они прекратились, и прекратились внезапно именно в феврале 1970 г., когда двигатель типа 4L23 для автобуса проходил стендовые испытания и через один-два месяца был готов к установке на автобус?

Этот вопрос никогда не освещался в литературе, но имеет важное значение, так как он оказал серьезное влияние на развитие двигателей Стирлинга в Северной Америке и во всем мире. Прекращение работ было встречено на фирме с удивлением. Специалисты, занятые этой работой, никоим образом не были в конце пути. Действительно, ход программы возрастал, что было обусловлено резкой интенсификацией большого числа независимых исследований по разработке оптимизированных двигателей.

Известно, что в это время высшая администрация «Дженерал Моторс» была озабочена начинающимися трудностями, возникшими с тормозами школьных автобусов, выпускаемых фирмой. В тот момент, когда надо было возобновлять лицензию фирмы «Филипс», легче было остановить работы, чем должным образом оценить ситуацию. Поэтому однажды группе специалистов, занимающейся двигателями Стирлинга, было приказано остановить работу по двигателям и начать работы по снижению токсичных выбросов с отработавшими газами обычных двигателей. Если эти обстоятельства верны, то в свете развития событий в 70-х гг. это решение должно квалифицироваться как одно из наиболее опрометчивых решений, принятых руководством фирмы.

Персиваль приписывает стимулирование интереса к двигателям Стирлинга в фирме «Дженерал Моторс» Андервуду не только из-за его усилий, предпринятых в 1948 г., но и благодаря его успешным переговорам с фирмой «Филипс» о лицензионном соглашении в 1958 г. В свете внезапного прекращения работ в 1970 г. небыло интересно узнать, что Андервуд в 1969 г. ушел в отставку с поста менеджера Исследовательских лабораторий фирмы «Дженерал Моторс»; он остается сторонником двигателей Стирлинга «на общественных началах» [328].

Судьба двигателей Стирлинга, изготовленных в ходе разработки в фирме «Дженерал Моторс», неизвестна. По меньшей мере один из двигателей GPU-3 поступил в распоряжение университета Уэйна (г. Детройт, шт. Мичиган), где использовался для исследований про-

цессов сгорания и токсичных выбросов с отработавшими газами, что отражено в работах [96, 97]. Другие двигатели GPU-3, разработанные для армии США, были в 1976 г. приобретены Исследовательским центром им. Льюиса НАСА с целью осуществления программы по развитию двигателей Стирлинга для магистральных автомобилей междугороднего цикла. Каирелли и Тием [70] уже сообщали об испытаниях этих двигателей.

В мае 1978 г. около 100 внутренних отчетов и справок, подготовленных фирмой «Дженерал Моторс» за время действия лицензионного соглашения, были переданы Исследовательскому центру им. Льюиса НАСА в качестве «Специальной публикации». Ожидается, что отчеты будут репродуцированы и распространены руководством проекта двигателей Стирлинга НАСА или Национальной службой технической информации NTIS.

Поверхностное изучение копий отчетов показывает, что в них содержится много полезной и интересной информации, однако из отчетов изъяты многие материалы, которые могли увеличить их ценность. Следует отметить, что доступны лишь 100 отчетов, которые составляют меньше одной трети отчетов, о которых упоминалось выше. Многие из отчетов содержат материалы, на которые есть ссылка в работе Персиваля; если работа Персиваля обеспечивает основу для выбора материала, теперь открытого фирмой «Дженерал Моторс», то эти статьи, следовательно, становятся «руководящим справочным материалом» для последующих «Специальных публикаций». Можно надеяться, что эти отчеты будут широко распространены, а также что остальные две трети технических отчетов фирмы «Дженерал Моторс» и внутренних технических справок будут открыты для общественности.

ГЛАВА 12

ДВИГАТЕЛИ СТИРЛИНГА ФИРМЫ MAN/MWM

Введение

В 1967 г. две западногерманские фирмы «Машиненфабрик Аугсбург—Нюрнберг» (MAN) и фирма «Моторенверке Манхейм» (MWM) организовали группу по изучению и разработкам двигателей Стирлинга «Ентвиклунгсгрупп Стирлинг мотор» (MAN/MWM), заключившие договор о взаимном сотрудничестве и лицензиях с фирмой «Филипс». С этого момента новая фирма, находящаяся в Аугсбурге (ФРГ), начала проводить научно-исследовательскую работу, направленную на развитие двигателей Стирлинга для тяжелых транспортных средств и подводных энергетических систем.

Двигатели одностороннего (простого) действия. Начальный этап работы предусматривал приобретение у фирмы «Филипс» двигателя Стирлинга типа 1-98 мощностью 7,3 кВт для изучения его характеристик и накопления опыта. Часть результатов испытаний этого дви-

гателя была включена в обзорную статью [250], содержащую также и материалы исследований, проведенных в Голландии, Германии и Швеции по вопросу применения двигателей Стирлинга в транспортных средствах. В частности, в статье обсуждались результаты исследований ФРГ, касающиеся значений крутящего момента, распределения спектра шумов и оценки влияния мертвого объема на эффективную мощность и КПД двигателя мощностью 7,3 кВт.

Основываясь на собственном опыте, фирма MAN/MWM разработала одноцилиндровый двигатель с ромбическим приводом номинальной мощностью 22 кВт при $n = 1500$ об/мин, получивший название тип 1-400. Для возможности автономной работы двигатель был оснащен необходимыми вспомогательными агрегатами и рассматривался в качестве экспериментального модуля для создания последующего четырехцилиндрового двигателя типа 4-400 мощностью 90 кВт.

Дополнительная информация о двигателях Стирлинга типа 1-400 и 4-400 приведена в работе [4], написанной совместно с сотрудниками шведской фирмы «Юнайтед Стирлинг» без участия представителей фирмы «Филипс». Главный акцент в работе был сделан на характеристики двигателя Стирлинга относительно их воздействия на окружающую среду (низкий уровень шума и малая токсичность

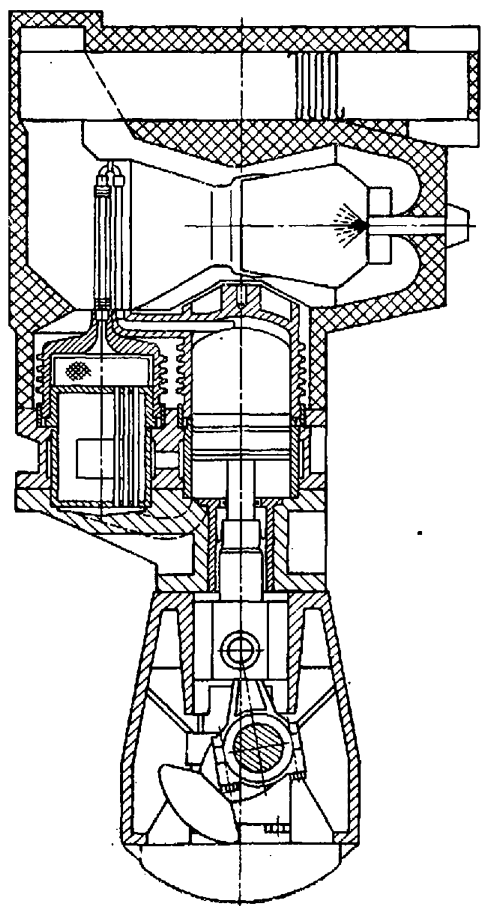


Рис. 12.1. Поперечное сечение четырехцилиндрового двигателя Стирлинга двойного действия фирмы MAN/MWM [4]

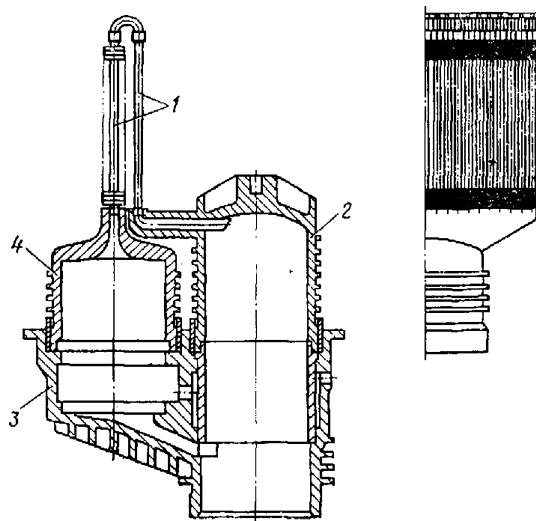


Рис. 12.2. Нагревательная головка четырехцилиндрового двигателя Стирлинга двойного действия [4]:

1 — трубки нагревателя; 2 — цилиндр; 3 — корпус холодильника; 4 — корпус регенератора

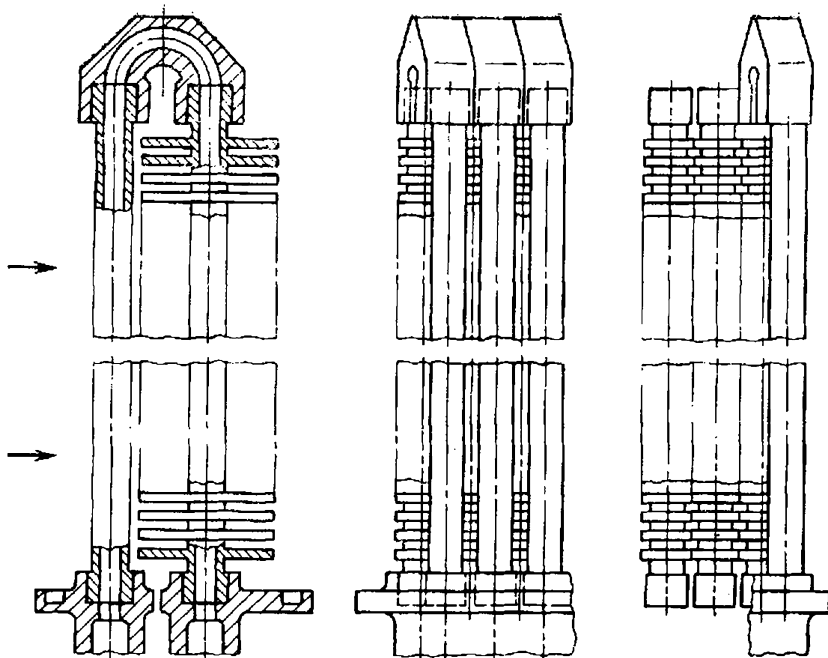


Рис. 12.3. Элементы нагревательных труб четырехцилиндрового двигателя Стирлинга двойного действия [4]

отработавших газов). С точки зрения использования такого типа двигателей для транспорта статья примечательна тем, что в ней содержится признание как со стороны фирмы MAN/MWM, так и со стороны фирмы «Юнайтед Стирлинг» о их неспособности уменьшить расходы на изготовление двигателей с ромбическим приводом до приемлемого уровня. Поэтому они вынуждены искать менее дорогостоящие варианты многоцилиндровых двигателей Стирлинга двойного действия типа двигателя Сименса.

Двигатели двойного действия. Конструкция четырехцилиндрового двигателя двойного действия фирмы MAN/MWM, поперечное сечение одного из цилиндров которого показано на рис. 12.1, отличается двумя важными особенностями — упрощенной конструкцией головки нагревателя и оригинальной конструкцией подогревателя воздуха. На рис. 12.2 представлено сечение головки нагревателя, а на рис. 12.3 — некоторые элементы нагревательных труб. Нагреватель состоит из прямых трубок из жаропрочной стали, спаянных попарно с верхних концов U-образными элементами. Нижние концы трубок нагревателя припаяны соответственно к корпусу регенератора и к верхней части цилиндра двигателя. Трубки нагревателя смонтированы так, что образуют плоский тепловой экран.

Разработанный фирмой MAN/MWM гофрированный подогреватель воздуха пластинчатого типа показан на рис. 12.4. Стоимость изготовления такого рекуперативного теплообменника из листового материала может быть относительно небольшой. Так как низкое содержание окислов азота в отработавших газах может быть достигнуто соответствующей рециркуляцией значительной части продуктов сго-

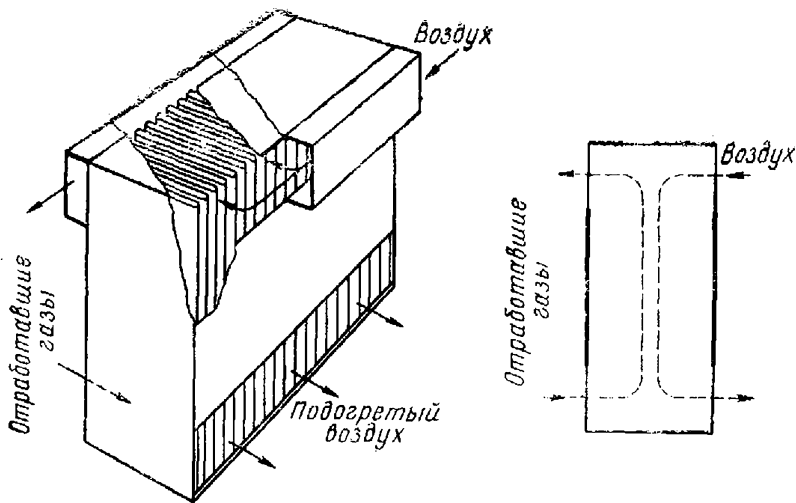


Рис. 12.4. Подогреватель воздуха пластинчатого типа [4]

рания, то использование для этой цели «неплотного» рекуперативного теплообменника данного типа является наиболее подходящим решением. В тех случаях, когда полное разделение потоков в теплообменниках не является необходимым, они действительно могут быть изготовлены с весьма малыми затратами. Это позволяет предложить интересный с экономической точки зрения вариант конструкции более сложных паяных пластинчатых теплообменников, работающих на отработавших газах.

Новые упрощенные конструкции нагревателя и подогревателя воздуха могут найти применение как в одноцилиндровых, так и в многоцилиндровых двигателях с ромбическим приводом, однако, судя по публикациям, фирма MAN/MWM планирует проводить свои исследования, исходя из создания главным образом двигателей Сименса двойного действия.

Сравнение двигателей Стирлинга с дизелями

Сравнение двигателей Стирлинга с дизелями по размерам и объему было проведено Захариасом [391] (рис. 12.5).

Характерной особенностью конструкций двигателей Стирлинга с кривошипно-шатунным механизмом привода является использование ползуна и удлиненного поршня-вытеснителя. Вследствие этого уплотнение для поршня-вытеснителя всегда находится в холодной полости двигателя. Кроме того, при достаточно высоком давлении рабочего тела (водорода или гелия) необходимо обеспечить и надежное уплотнение для штока поршня-вытеснителя (особенно в месте его выхода из цилиндра). Все это приводит к увеличению высоты двигателя, измеряемой от поддона картера до головки цилиндра. Для двигателей Стирлинга рассматриваемой конструкции эта величина составляет примерно 25 радиусов кривошипа (а для дизелей — десять радиусов). Одновременно Захариас отмечает, что указанная

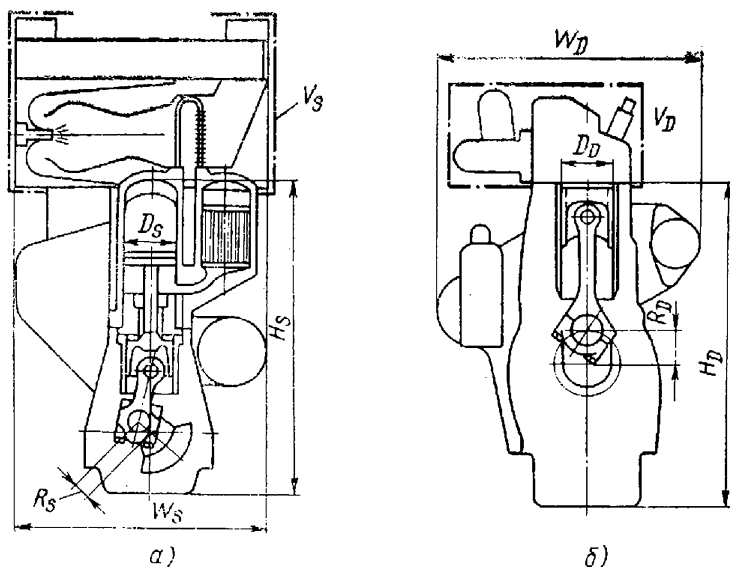


Рис. 12.5. Сравнительные характеристики двигателей [39]:

a — Стирлинга; *б* — дизеля

Параметры	Двигатель Стирлинга	Дизель
Высота двигателя, выраженная в радиусах кривошипа R_S и R_D	$H_S \approx 25 \times R_S$	$H_D \approx 10 \times R_D$
Длина двигателя (Z — число цилиндров)	$L_S \approx 1,6 \times D_S \times Z$	$L_D \approx 1,4 \times D_D \times Z$
Ширина двигателя	$W_S \approx W_D$	
Среднее эффективное давление p_e , МПа	$\approx 1,8$ при среднем давлении рабочего тела, равном 11 МПа	$\approx 0,8$
Удельный объем системы подвода теплоты, $\text{м}^3/\text{кВт}$	$V_S \approx 0,002$	$V_D \approx 0,001$

высота двигателей с ромбическим приводом и двигателей с приводом от косо́й шайбы равна соответственно 32 и 25 радиусам кривошипа.

Некоторое уменьшение высоты двигателя Стирлинга может быть достигнуто при использовании небольшого поддона с маслом, так как потребность в смазочном материале в этом случае значительно меньше, чем для дизелей (в двигателях Стирлинга возможно использование масла более низкого качества).

Расстояние между осями цилиндров в двигателях Стирлинга больше ($1,6D_{\text{цил}}$), чем в дизелях ($1,3D_{\text{цил}}$), что объясняется большей толщиной стенок цилиндров, обусловленной достаточно высоким давлением рабочего тела. Кроме того, важным фактором в этом случае является то, что цилиндр двигателя Стирлинга разделен на две температурные зоны (горячую и холодную), в каждой из которой используются соответственно жаропрочная и обычная марки сталей.

Ширина двигателей, принимая во внимание размеры всех вспомогательных агрегатов, примерно одинакова как для дизелей, так и для двигателей Стирлинга.

Среднее эффективное давление или полезная работа двигателя, отнесенная к рабочему (вытесняемому) объему цилиндра, по расче-

там Захариаса, для дизелей без турбонаддува составляет 0,8 МПа, а для двигателей Стирлинга при среднем давлении рабочего тела в цикле 11—1,8 МПа. Эта существенная разница (при отношении 1,8/0,8) почти в точности соответствует обратному отношению высот, выраженных через радиус кривошипа (т. е. $H_S/H_D = 25/10$). Таким образом, для двигателей равной высоты их эффективные мощности будут приблизительно одинаковы, несмотря на меньший радиус кривошипа (а следовательно, и хода поршня) у двигателя Стирлинга.

Захариас установил, что удельный объем, занимаемый системой подогрева воздуха и камерой сгорания в двигателе Стирлинга, оценивается величиной, приблизительно равной 2 см³/Вт. Для транспортных дизелей без турбонаддува суммарное значение удельного объема головок цилиндров, газовых магистралей, глушителей и других подобных устройств составляет величину в 2 раза меньшую, т. е. 1 см³/Вт. Кроме того, допустимая в процессе изготовления двигателя Стирлинга некоторая свобода действий, связанная с изменением размеров системы подогрева воздуха и камеры сгорания, не увеличивает общие размеры двигателя по сравнению с дизелями.

Недостаток транспортных двигателей Стирлинга состоит в том, что их система охлаждения должна работать с тепловой нагрузкой приблизительно в 2 раза большей, чем у дизелей. Кроме того, КПД двигателя Стирлинга непосредственно зависит от температуры охлаждающей воды, и с ее уменьшением КПД двигателя увеличивается. Это является их существенным отличием от дизелей, КПД которых повышается с увеличением температуры охлаждения. Указанные особенности объясняют причину вдвое большего количества переносимой теплоты в системе охлаждения двигателя Стирлинга и наличие более строгих температурных ограничений.

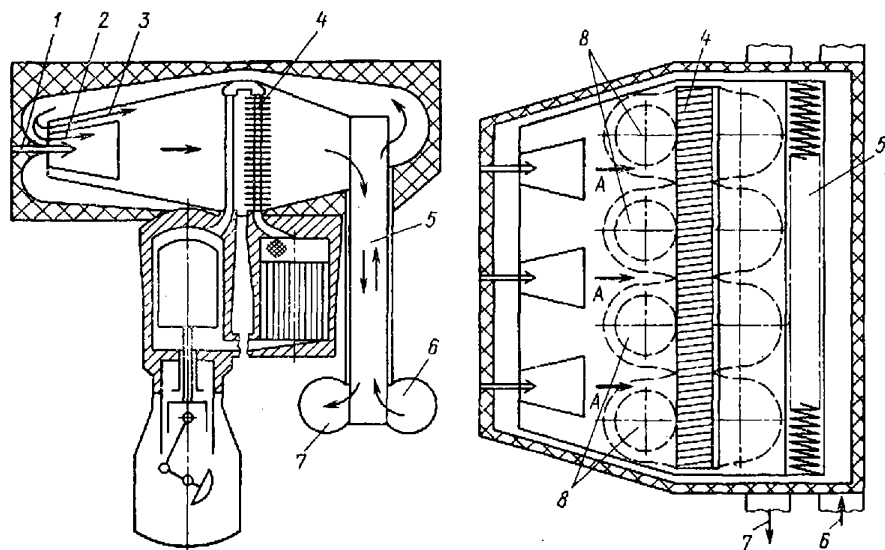


Рис. 12.6. Схема четырехцилиндрового рядного двойного действия двигателя Стирлинга [390]:

1 — подвод топлива; 2 — подвод первичного воздуха; 3 — подвод вторичного воздуха; 4 — нагреватель; 5 — подогреватель воздуха; 6 — подвод воздуха; 7 — отвод отработавших газов; 8 — цилиндры двигателя

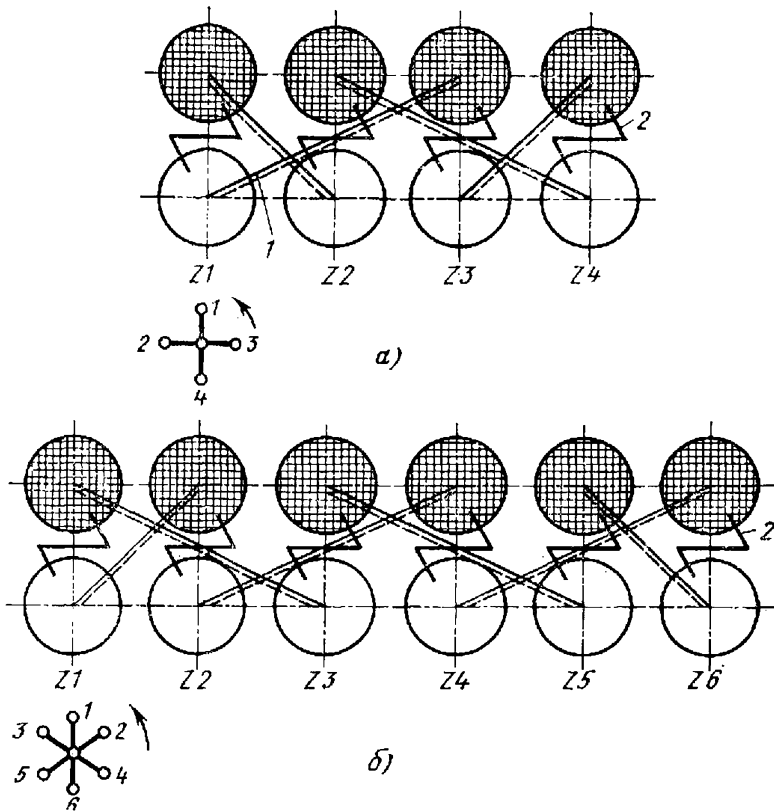


Рис. 12.7. Схемы соединения цилиндров и расположения кривошипов в двигателях Стирлинга двойного действия [390] *:

a — четырехцилиндровый (порядок работы цилиндров по блоку: Z1, Z3, Z4, Z2, фазовый угол равен 90°); *b* — шестицилиндровый (порядок работы цилиндров по блоку: Z1, Z2, Z4, Z6, Z5, Z3, фазовый угол равен 120°); 1 — магистраль холодного газа; 2 — нагреватель

При сравнении массы двигателей Захариас ограничился лишь приближенными данными, отметив, однако, что удельные массы дизелей и двигателей Стирлинга сравнимы. Рассматривая вопрос о стоимости, он мог лишь подтвердить серьезное отношение фирмы MAN/MWM в стремлении к ее уменьшению для ряда двигателей серийного производства путем тщательного проектирования и широкого использования заимствованных узлов и отдельных элементов — шатунов, ползунов, штоков и уплотнений поршней, узлов головок нагревателя, регенератора, холодильника, подогревателя и т. п. Кроме того, во всех конструкциях двигателей Стирлинга для узлов холодной зоны предусмотрено использование алюминиевых сплавов, а для нагреваемых узлов — жаропрочных сталей. Трубки нагревателя планируется изготовить из высоколегированных литейных стальных сплавов с последующей их вакуумной пайкой к соответствующим узлам двигателя.

* В отечественной литературе данные схемы расположения кривошипов относятся к равномерным продольно-несимметричным. — Прим. пер.

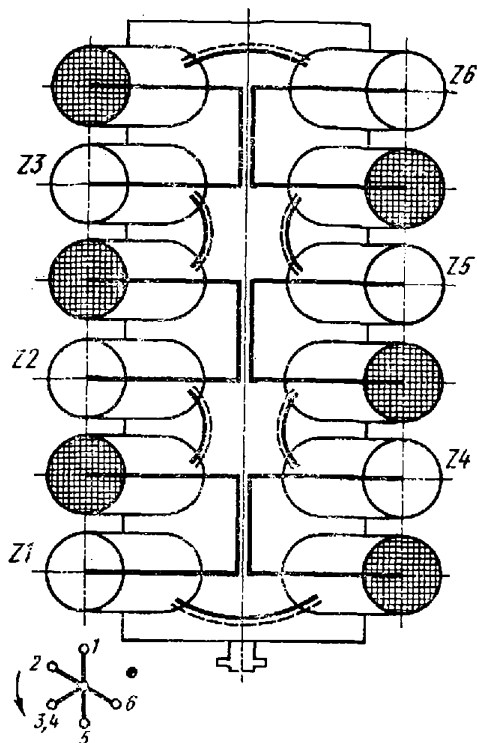
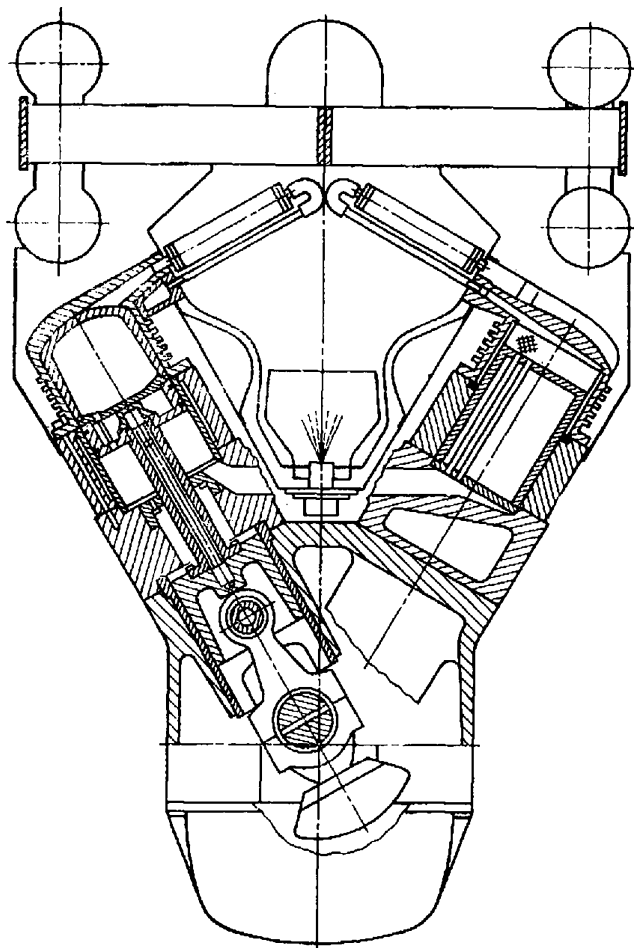


Рис. 12.9. Схемы соединения цилиндров и расположения кривошипов в шестицилиндровом двигателе Стирлинга двойного действия * [390]

← Рис. 12.8. Поперечный разрез шестицилиндрового V-образного двигателя Стирлинга двойного действия фирмы MAN/MWM [390]

Схемы расположения цилиндров, кривошипов коленчатого вала и порядок работы цилиндров в двигателях Стирлинга фирмы MAN/MWM

Компоновочные схемы двигателей Стирлинга фирмы MAN/MWM, некоторые из которых приведены ниже, рассмотрены Захарясом в работе [390]. Поперечное сечение и одна из проекций четырехцилиндрового рядного двигателя двойного действия приведены на рис. 12.6. Как отмечается в указанной выше работе, этот двигатель был сконструирован с тремя камерами сгорания и общим подогревателем воздуха. Схемы расположения цилиндров, кривошипов коленчатого вала и порядок работы цилиндров для четырех- и шестицилиндровых двигателей показаны соответственно на рис. 12.7—12.10.

Некоторые вопросы, связанные с конструкцией трубчатых нагревателей. В научной дискуссии о взаимосвязи теоретических мето-

* В отечественной литературе схема расположения кривошипов неравномерная, продольная, несимметричная. — Прим. пер.

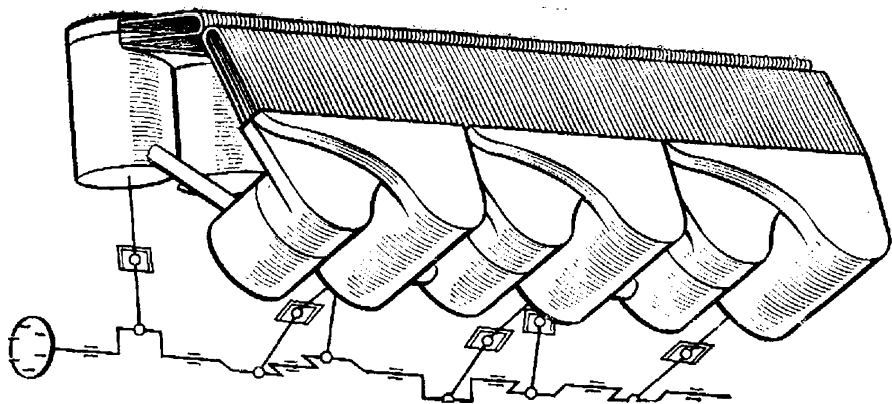


Рис. 12.10. Схема блока шестицилиндрового V-образного двигателя Стирлинга двойного действия [390]

дов расчета с вопросами практического конструирования Захариас подробно изложил тщательные разработки, проведенные на фирме MAN/MWM. Часть этой работы посвящена обсуждению вопроса о распределении напряжений и температуры в трубках нагревателя. На рис. 12.11—12.13 соответственно показаны распределение упругих напряжений в трубках нагревателя в зависимости от рабочей температуры продуктов сгорания и внутреннего давления газа, температурное поле и расчетный ресурс работы, определенный по пределу ползучести для различных никелевых сталей.

Высокотемпературные теплообменники для передачи теплоты от ее источника (продуктов сгорания) к рабочему телу через стенки цилиндра или трубки нагревателя всегда представляют особый интерес для конструкторов двигателей Стирлинга. Нагреватель фирмы MAN/MWM имеет простую конструкцию, но с неравномерным, как это видно из рис. 12.12, температурным полем по сечению трубки нагревателя. Наиболее высокие температуры отмечены на наружной,

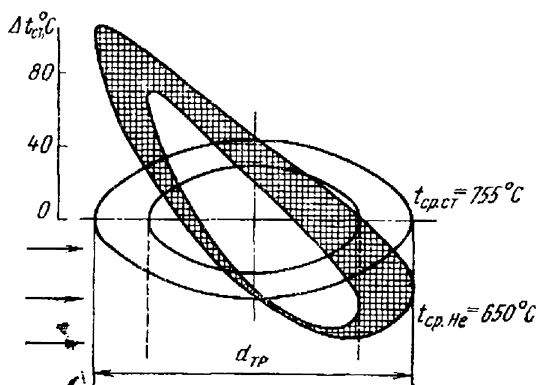
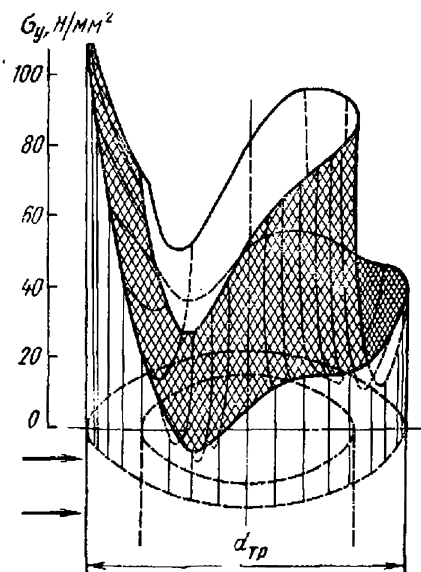


Рис. 12.12. Температурное поле Δt в трубке нагревателя [390]

Рис. 12.11. Распределение напряжений σ_y по сечению трубки нагревателя в зависимости от рабочей температуры продуктов сгорания и внутреннего давления рабочего тела [390]

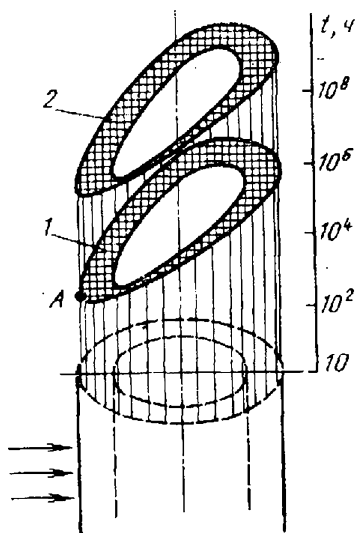


Рис. 12.13. Расчетный ресурс t трубок нагревателя для различных сталей на никелевой основе [250]:

1 — трубка из коррозионно-стойкой стали (Cr—18 %; Ni — 8 %); 2 — трубка из сплава мультимет (Co—20 %; Cr — 20 %; Ni — 20 %); точка А — экспериментальная

передней по направлению теплового потока, поверхности трубки, что приводит к различной тепловой деформации по ее длине. Для снижения температурного напряжения до минимума в конструкции труб нагревателя должна быть предусмотрена тепловая компенсация. Второй ряд трубок в нагревателе выполнен с ребрами. Это сделано для увеличения поверхности теплопередачи и компенсации более низкой температуры продуктов сгорания. По-

этому в трубках второго ряда устанавливается такое же температурное поле, как и в трубках первого ряда, что позволяет соединить их сверху жестким U-образным переходником (рис. 12.3). С целью получения минимального мертвого объема в двигателе нагреватели имеют небольшую высоту и малый диаметр. Для достижения высокого КПД двигателя трубки нагревателя работают при максимально допустимой температуре, определяемой жаростойкостью используемых конструкционных материалов. В целом удовлетворительная конструкция нагревателя может быть создана только при тщательном согласовании, с одной стороны, условий внутреннего термодинамического цикла двигателя с соответствующим распределением температур, обусловленных процессом теплопередачи, а с другой — прочностными характеристиками труб нагревателя, зависящими от рабочей температуры, внутреннего давления и условий их закрепления.

При обсуждении аспектов вопроса о степенях свободы в компоновке двигателей Стирлинга Фейер затронул вопрос о методах расчета, используемых фирмой MAN/MWM. Представленный материал, кратко изложенный в гл. 2, относящийся к теоретическому анализу двигателей Стирлинга, заслуживает внимания, так как до сих пор он нигде не излагался.

Двигатели с турбокомпрессором и многоступенчатой системой сгорания

Система внешнего сгорания в двигателе Стирлинга была исследована Захариасом в 1971 г. Это исследование, проводившееся в рамках научной работы в ФРГ, не рассматривается в данной книге, однако представленный в ней перечень тепловых потерь и их влияния на КПД камеры сгорания вызывают определенный интерес. В своей работе Захариас рассмотрел требования, предъявляемые к системам сгорания топлива, и исследовал некоторые из них, а именно:

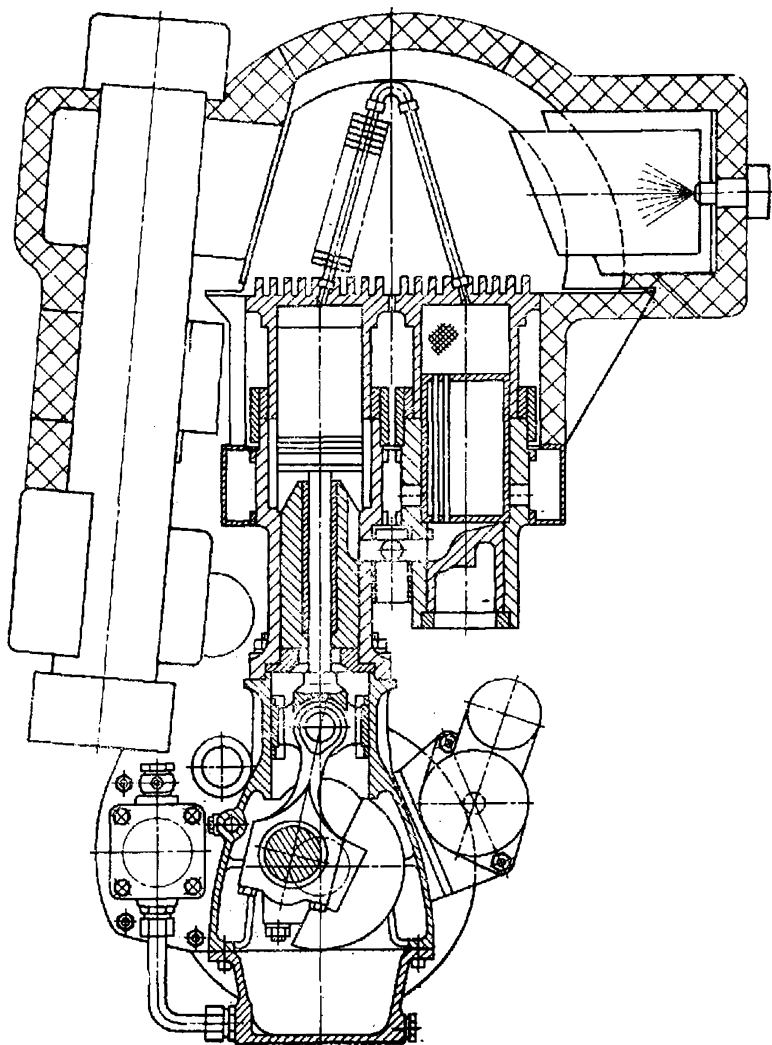


Рис. 12.14. Поперечный разрез четырехцилиндрового двигателя Стирлинга двойного действия типа 4-100 фирмы MAN/MWM [392]

а) обычная система одноступенчатого сгорания топлива при атмосферном давлении с подачей воздуха вентилятором с приводом от вала двигателя;

б) многоступенчатая система сгорания топлива при низком давлении с аналогичным принципом подачи воздуха;

в) одноступенчатая система сгорания топлива при повышенном давлении с турбокомпрессором.

Как отмечается в выводах, использование турбокомпрессорного агрегата в сочетании с подогревателем воздуха для системы с низким давлением не дает термодинамических преимуществ. Многоступенчатые системы сгорания рекомендуются для двигателей большой мощности, в которых может быть оправдано использование сложной системы регулирования. Для двигателей малой или средней мощности (например, транспортные двигатели) хорошие экономические и тер-

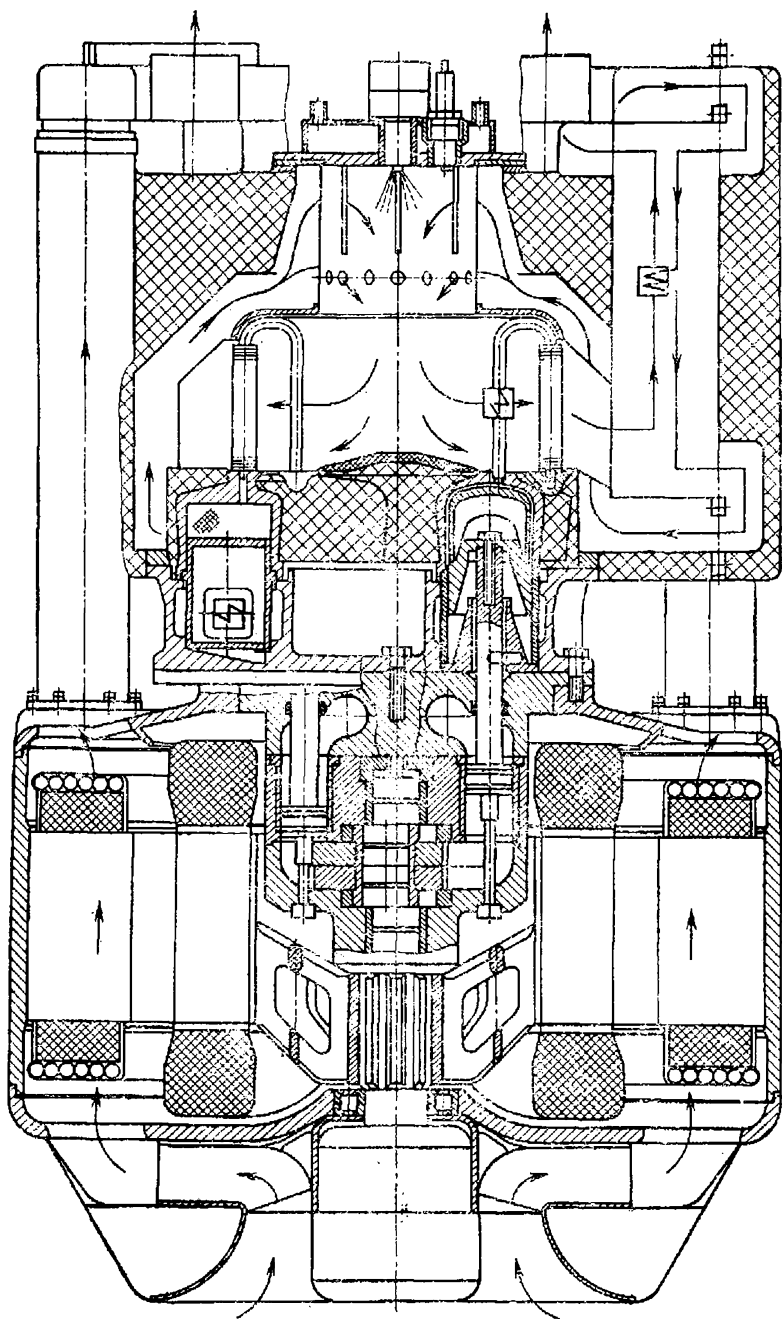


Рис. 12.15. Поперечный разрез двигателя Стирлинга с гидропередачей на электрогенератор полной электрической мощностью 15 кВт·А, разработанный фирмой MAN/MWM совместно с институтом Баттеле [392]

модинамические характеристики имеет обычная одноступенчатая система сгорания при низком давлении.

Состояние и направления работ. Информация о деятельности фирмы MAN/MWM и о ее новых исследованиях в области двигателей Стирлинга незначительна. Кроме важной статьи Захариаса [391],

появившейся в 1974 г., и последующей небольшой информации, необходимо отметить еще его общую обзорную статью [392], относящуюся к 1977 г. В ней содержится подробный обзор характеристик двигателей двойного действия и краткое сообщение о различных программах по исследованию двигателей Стирлинга в мире. Как отмечается в статье, основным направлением в деятельности фирмы MAN/MWM является разработка различных вариантов четырехцилиндровых двигателей типа 4-100, изображенного на рис. 12.14, а также создание в перспективе шести- и восьмицилиндровых двигателей. Другим интересным двигателем, о котором кратко упоминается в работе [392], был двигатель Стирлинга с гидropередачей на электрогенератор, разработанный совместно с институтом Баттеле во Франкфурте (см. рис. 12.15). В статье приводятся лишь некоторые из его данных: полная электрическая мощность 15 кВ·А, частота вращения 3000 об/мин, рабочее тело гелий, среднее давление рабочего тела 12 МПа, общий КПД системы 25 %, размеры системы 970×600×600 мм, общая масса системы 300 кг.

Естественно, что вопрос о применении двигателей Стирлинга для нужд флота, как надводного, так и подводного, всегда включался в программу исследований фирмы MAN/MWM. Однако ни в одном из сообщений нет подтверждений этому; по-видимому, эта работа не подлежит огласке и финансируется Министерством обороны ФРГ. Полагают, что основной акцент в работе делается на разработку подводных энергетических систем мощностью от 515 до 735 кВт. Это, конечно, не подтвержденная информация и должна рассматриваться абстрактно до тех пор, пока не будет официального сообщения.

ГЛАВА 13

ДВИГАТЕЛИ СТИРЛИНГА ФИРМЫ «ЮНАЙТЕД СТИРЛИНГ»

Введение

Шведская фирма «Юнайтед Стирлинг» была образована в 1968 г. из двух фирм — «Фонейд фабрикswerкен» (Forenade Fabriksverken) (FFV) и «Кокумс Меканикса Веркштадс А. В.» (Kockums Mekaniska Verkstads A. V.). Первая из них — государственное оборонное предприятие, вторая — известная шведская компания, занимающаяся главным образом кораблестроением и производством строительных материалов.

Целью вновь образованной фирмы «Юнайтед Стирлинг» является разработка двигателей Стирлинга для коммерческих целей. После десятилетних усилий фирма, по-видимому, преуспела в достижении своих целей как в области разработки технологии, так и в практической ее реализации. Сама фирма «Юнайтед Стирлинг» непосредственно не занимается изготовлением двигателей, а выступает как кон-

сультант по вопросам их проектирования и разработки технологии для известных моторостроительных фирм. Важным этапом в работе, о котором сообщило в 1977 г. Министерство энергетики США, явилось создание второй крупной группы фирм по разработке автомобильных двигателей Стирлинга, в которую вошли фирмы «Юнайтед Стирлинг» (г. Мальме, Швеция), «Мекэникл Текнолоджи Инкорпорейтед» (г. Латам, шт. Нью-Йорк) и «Америкэн Моторс Инкорпорейшн» (г. Детройт, шт. Мичиган).

Транспортные двигатели одностороннего (простого) действия

С начала деятельности фирмы «Юнайтед Стирлинг» в печати появлялись главным образом статьи, посвященные применению двигателей Стирлинга для транспортных средств. При этом основное внимание было обращено на благоприятные характеристики двигателей с точки зрения влияния состава отработавших газов и низкого уровня шума на окружающую среду, а впоследствии и на возможность использования различных видов топлива и достижение высокого эффективного КПД. Наряду с этим большое внимание уделялось применению двигателей и для морских судов, в частности, для создания энергетических подводных систем, о которых, однако, сообщений было мало.

Вскоре после своего образования фирма «Юнайтед Стирлинг» приобрела лицензию у фирмы «Филипс». В опубликованной в 1976 г. статье Неелен рассматривает деятельность фирм «Юнайтед Стирлинг», MAN/MWM и «Филипс», в этой статье было упомянуто, что в середине 1968 г. по просьбе фирмы «Юнайтед Стирлинг» фирма «Филипс» приступила к работе по созданию четырехцилиндрового рядного с ромбическим приводом двигателя Стирлинга типа 4-235. Описание этого двигателя приводит де Вильд де Лин (1971 г.). Рабочий объем каждого цилиндра двигателя составлял 235 см^3 ; номинальная частота вращения и мощность соответственно 3000 об/мин и 145 кВт при среднем давлении гелия, равном 22,3 МПа, и температурах в трубках нагревателя и холодильника соответственно 700 и 60 °С. В ранних конструкциях двигателей этого типа среднее давление рабочего тела было ограничено 11,1 МПа, так как головки нагревателя изготовляли из обычной коррозионно-стойкой стали, а не из жаропрочных сплавов с высоким содержанием никеля. По этой причине первые модели двигателей развивали в 2 раза меньшую мощность.

Модели двигателей Стирлинга, разработанные фирмой «Юнайтед Стирлинг», прошли испытания на прогулочном катере и на автобусе средних размеров [4]. Двигатель, предназначенный для катера, развивал мощность 75 кВт при частоте вращения 2200 об/мин, что соответствовало скорости лодки 5,66 м/с.

Автобус с установленным на нем двигателем Стирлинга показан на рис. 13.1. Размещенный в задней части, так же как и обычный дизель, двигатель Стирлинга был соединен с автоматически изменя-

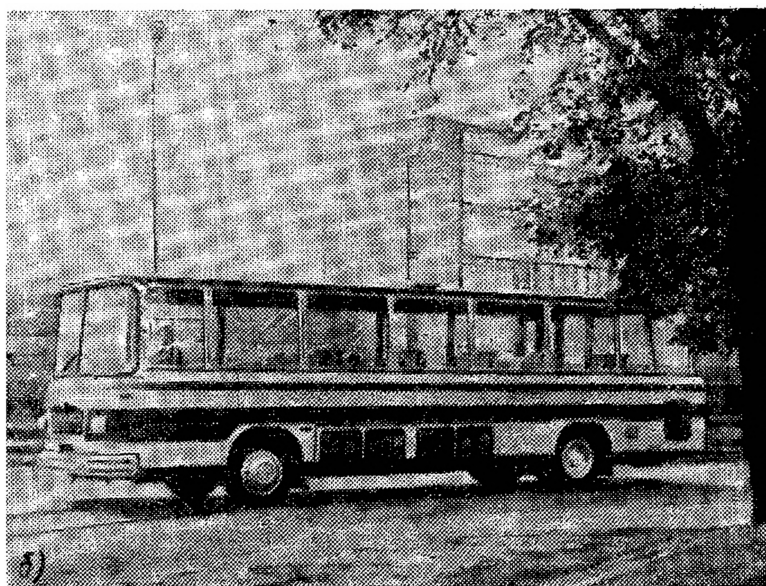
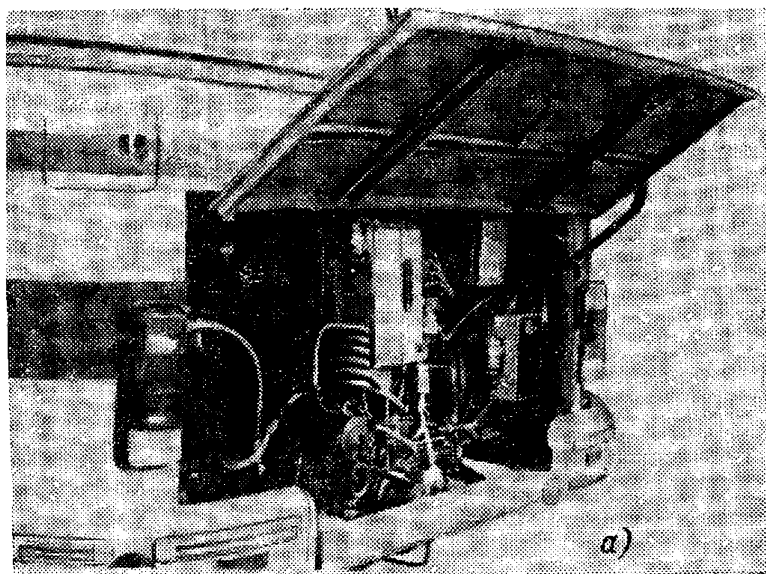


Рис. 13.1. Автобус с двигателем Стирлинга типа 4-235 с системой охлаждения, размещенной в багажных отделениях:
а — двигатель; б — автобус

ющей крутящий момент коробкой скоростей, состоящей из гидродинамического привода и двух зубчатых передач. Охлаждение двигателя осуществлялось вентилятором с гидростатическим приводом. Система охлаждения не могла быть размещена в отсеке для двигателя и была смонтирована в багажных отделениях, расположенных под полом (решетки для этой больших размеров системы охлаждения видны на рисунке). Именно это обстоятельство заставило повысить

температуру охлаждающей воды и, следовательно, уменьшить мощность двигателя для автобуса с 75 до 65 кВт [149]. Никаких подробностей о характеристиках автобуса или лодки опубликовано не было, однако обе конструкции представляют большой интерес с точки зрения приобретения практического опыта.

Для проведения лабораторных испытаний фирма «Юнайтед Стирлинг» имела в своем распоряжении несколько одноцилиндровых с ромбическим приводом двигателей типа 1-98, выпускаемых фирмой «Филипс». Один из них был установлен для испытания на прогулочном катере, другой по контракту со шведским королевским флотом был использован в генераторной установке мощностью 2 кВт. Значительно позже Халлар и Розенквист [149] сообщили, что агрегат еще используется на патрульном судне флота. Таким образом, этот двигатель по срокам работы может считаться «рекордсменом» среди современных двигателей Стирлинга. Это свидетельствует о высоком качестве обслуживания и большом практическом опыте работы с этим двигателем.

Известно, что первым двигателем, выпущенным фирмой «Юнайтед Стирлинг», был двигатель типа 4-615. Этот двигатель и двигатель фирмы «Филипс» типа 4-235 сходны; они четырехцилиндровые, вытеснительного типа, с ромбическим приводом, развивают одинаковую мощность, равную 145 кВт, но двигатель фирмы «Юнайтед Стирлинг» имел большие размеры.

Основной целью при создании двигателя типа 4-615 было получение высокого КПД, что и определило его относительно небольшую номинальную частоту вращения. В то время как двигатель фирмы «Филипс» типа 4-235 работал при частоте вращения, равной 3000 об/мин, частота вращения вала двигателя типа 4-615, разработанного фирмой «Юнайтед Стирлинг», составляла лишь 1550 об/мин; однако при помощи внутренних передаточных механизмов она могла быть увеличена до 2400 об/мин. Относительно небольшая номинальная частота вращения и пониженные значения температуры нагревателя и среднего давления рабочего тела в цикле привели к необходимости использовать большой рабочий объем цилиндра, равный 615 см³ (по сравнению с объемом 235 см³) в высокооборотном двигателе фирмы «Филипс». Несмотря на эти очевидные недостатки, Неелен и другие в 1971 г. были достаточно оптимистичны, чтобы предсказать в 1971 г. возможный серийный выпуск этого двигателя в 1976 г. Установка двигателя на городской автобус была запланирована на 1973 г. Однако первоначально были решены другие вопросы. Проект по установке двигателя Стирлинга на городской автобус не был осуществлен.

Результаты не подтвердили прогнозов сторонников выпуска двигателей типа 4-615. В работе [4] отмечалось, что оценка двигателя типа 4-615 с точки зрения эксплуатационных, экологических и экономических характеристик приводит к следующим заключениям:

несмотря на удовлетворительные эксплуатационные характеристики и хорошие экологические показатели, затраты на изготовление двигателя позволяют использовать его лишь для ограниченных случаев применения;

для того чтобы сделать двигатель конкурентоспособным, необходимы значительные упрощения как всей конструкции двигателя в целом, так и его отдельных составных частей, включая и системы регулирования.

В связи с изложенным выше уместно отметить результаты дискуссии 70-х гг., когда мишенью для критики явилась стоимость серийно выпускаемых двигателей Стирлинга. Было отмечено, что она будет вдвое превышать стоимость дизелей для автобуса соответствующей мощности, составляющей обычно около 10 % общих расходов. Тогда же отмечалось, что при увеличении стоимости автобуса на 10 % (предполагая, что стоимость двигателя удвоится) целесообразно иметь бесшумный, малозагрязняющий окружающую среду двигатель Стирлинга. Однако запланированное удвоение затрат по сравнению с дизелями не могло быть осуществимо. Очевидно, что по наиболее достоверным предварительным подсчетам затраты на производство многоцилиндровых двигателей Стирлинга с ромбическим приводом превысят примерно *втрое* расходы на производство дизелей аналогичной мощности.

Двигатели двойного действия

Исходя из изложенного выше, дальнейшие усилия фирмы «Юнайтед Стирлинг» были переключены с двигателей простого действия на двигатели двойного действия. В статье [4] отмечается, что фирмы «Юнайтед Стирлинг» и MAN/MWM объявили об отказе производства двигателя с ромбическим приводом в пользу двигателей двойного действия с кривошипно-шатунными приводами. Вероятно на решение обеих фирм повлиял опыт фирмы «Дженерал Моторс», которая вела активные исследования в области двигателей двойного действия, начиная с 1965 г.

Двигатель двойного действия типа V4X, разработанный фирмой «Юнайтед Стирлинг», показан на рис. 13.2 и 13.3, а схема соединения его цилиндров — на рис. 13.4. Новая компоновка двигателя позволила применить общую камеру сгорания для всех

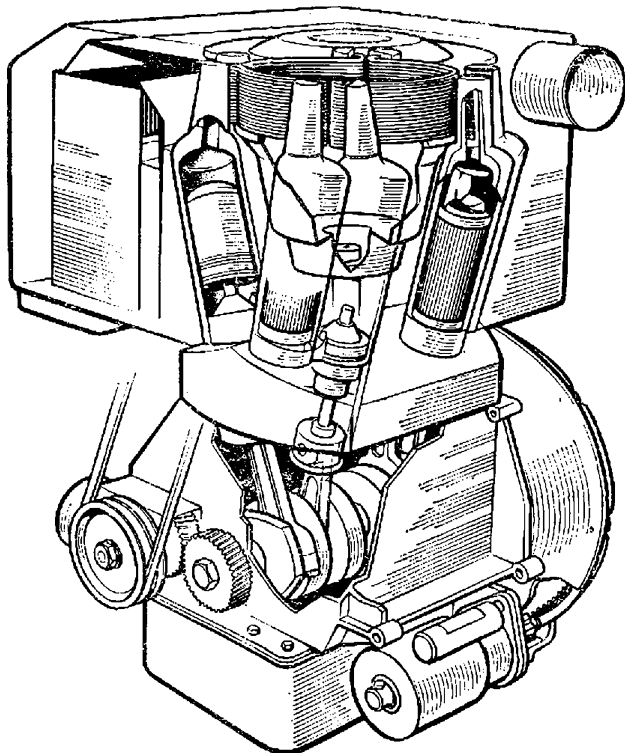


Рис. 13.2. Четырехцилиндровый двигатель Стирлинга V4X двойного действия фирмы «Юнайтед Стирлинг»

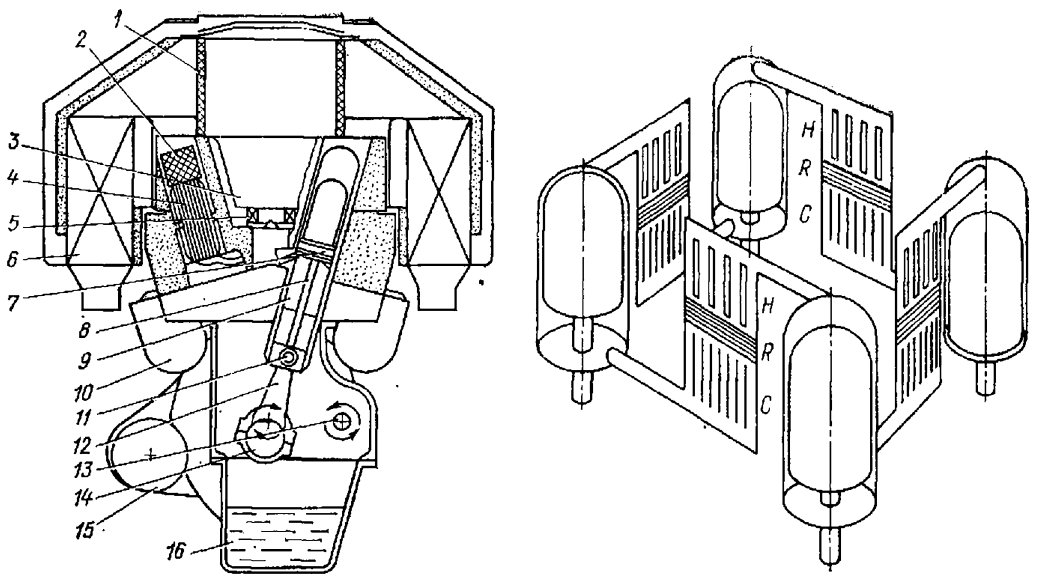


Рис. 13.3. Схема поперечного разреза четырехцилиндрового двигателя Стирлинга типа V4X двойного действия (диаметр цилиндра 50 мм, ход поршня 46 мм) [71]:

1 — трубки нагревателя; 2 — регенератор; 3 — камера сгорания; 4 — трубки холодильника; 5 — завихритель; 6 — подогреватель воздуха; 7 — рабочий поршень-вытеснитель; 8 — шток поршня-вытеснителя; 9 — узел уплотнения для водорода; 10 — система регулирования изменением мертвого объема; 11 — ползун; 12 — шатун; 13 — балансировочный вал; 14 — коленчатый вал; 15 — стартер; 16 — поддон для масла

Рис. 13.4. Схема соединения цилиндров в четырехцилиндровом двигателе двойного действия:

H — нагреватель; *R* — регенератор; *C* — холодильник

четырех цилиндров и общий рекуперативный подогреватель воздуха. Используя V-образную схему расположения цилиндров, удалось добиться удобного размещения трубопроводов системы охлаждения и применить обычный стандартный кривошипно-шатунный привод с ползуном.

Разработка новых прототипных двигателей на фирме «Юнайтед Стирлинг» началась с 1973 г. Тогда же появилась возможность планировать снижение их удельных масс приблизительно в 2 раза по сравнению с удельными массами, равными 4,3—5 кг/кВт, характерными для двигателей с ромбическим приводом, и ожидать в связи с этим уменьшения их стоимости. Продолжающиеся работы над четырехцилиндровыми V-образными двигателями осуществлялись по намеченному плану, и время от времени о них сообщалось в печати. Так, в работе [71] отмечается, что опытные двигатели имели четыре цилиндра, расположенные под углом 30° к его вертикальной оси; диаметр цилиндра равен 50 мм, ход поршня — 46 мм. Мощность одного из двигателей, где в качестве рабочего тела использовался водород, составляла 30—40 кВт при значении эффективного КПД до 30 % и частоте вращения до 4500 об/мин. Сообщается также, что при разработке двигателей там, где это возможно, широко используется традиционная технология (в частности, для подшипников, коленчатых валов и других деталей).

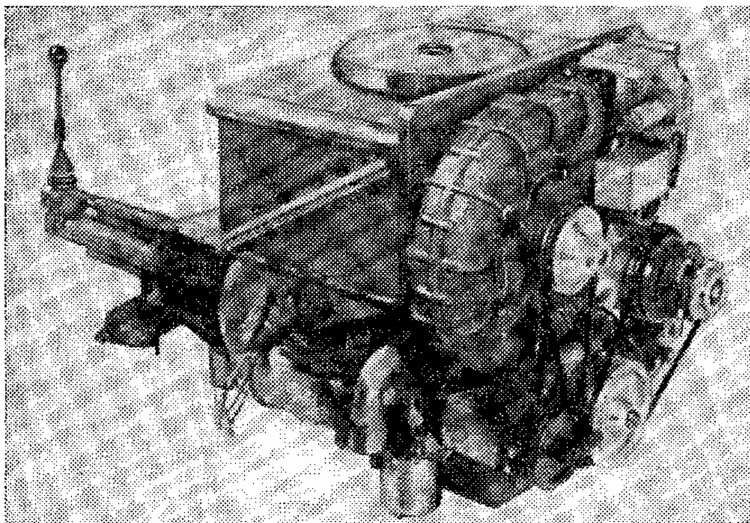


Рис. 13.5. Двигатель Стирлинга двойного действия типа V4X35 фирмы «Юнайтед Стирлинг» с сцеплением и четырехступенчатой коробкой передач с ручным переключением [289]

Форма и размеры двигателя были таковы, что его при небольших изменениях можно было установить в моторном отсеке обычной транспортной системы. В работе [289] приведено описание первой транспортной системы, созданной в 1972 г. в рамках совместной программы фирм «Форд» и «Юнайтед Стирлинг». Двигатель, получивший обозначение V4X31, был установлен на автомобиле мод. «Форд Пинто» (выпуск 1974 г.).

Испытания автомобиля были завершены в декабре 1974 г., причем пробег автомобиля составил примерно 643,7 км.

Автомобиль был оборудован силовым агрегатом, включающим преобразователь крутящего момента и автоматическую трансмиссию. Система регулирования мощности, примененная фирмой «Юнайтед Стирлинг», основывалась на изменении мертвого объема с последующими изменениями амплитуды давления и выходной мощности.

Вторая транспортная система включала двигатель типа V4X35, установленный на стандартном автомобиле марки «Форд Таунус». Двигатель и трансмиссия показаны на рис. 13.5. В этой машине использовалась однодисковая муфта сцепления и полностью синхронизированная четырехскоростная коробка передач с ручным переключением. Система регулирования мощности двигателя была обычного типа и осуществлялась изменением уровня среднего давления рабочего тела в цилиндрах двигателя.

Промышленные типы двигателей

Несмотря на описанные интересные практические примеры, двигатель типа V4X был в основном предназначен для исследований его отдельных узлов и систем. Многие были усовершенствованы; в на-

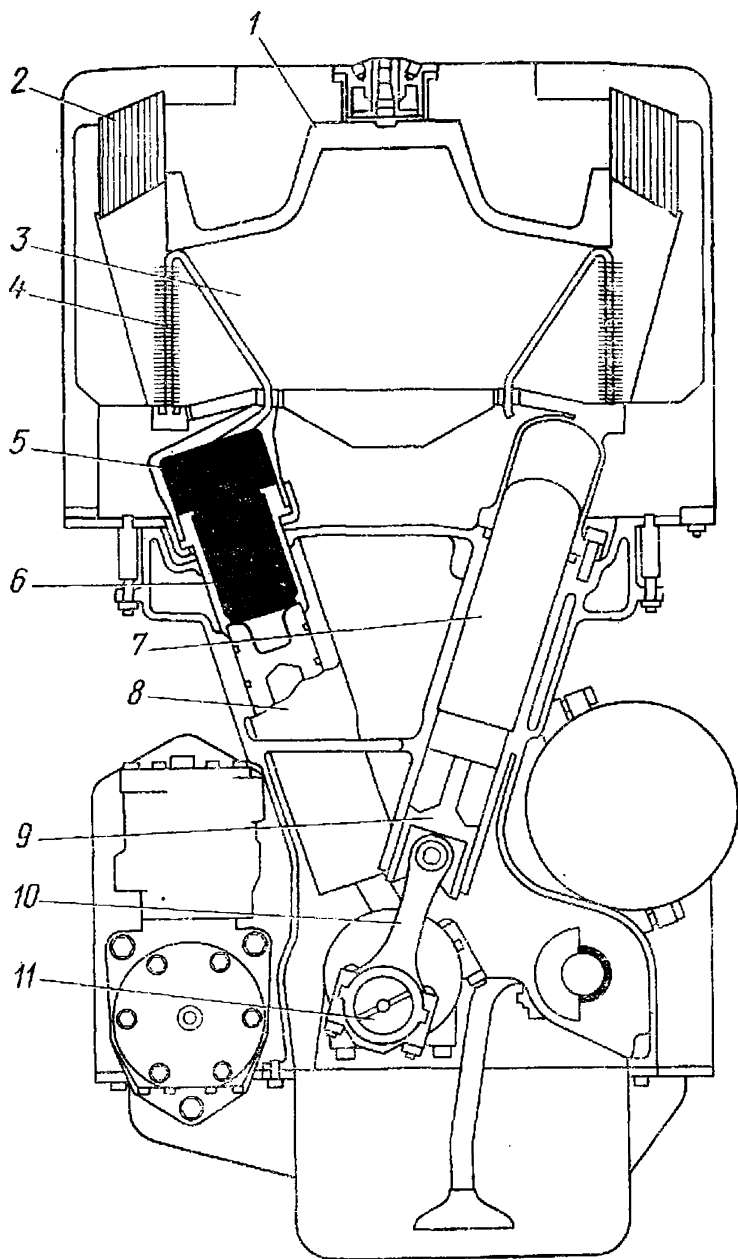


Рис. 13.6. Поперечный разрез двигателя Стирлинга двойного действия типа P150 фирмы «Юнайтед Стирлинг» [289]:

1 — топливная форсунка; 2 — кольцевой подогреватель воздуха; 3 — камера сгорания; 4 — нагреватель эвольвентного типа; 5 — регенератор; 6 — холодильник; 7 — рабочий поршень-вытеснитель; 8 — узел уплотнения штока рабочего поршня-вытеснителя; 9 — ползун; 10 — шатун; 11 — коленчатый вал

стоящее время определены три серийных промышленных типа двигателей для применения их в транспортных системах и других областях [149]. Основные характеристики этих двигателей приведены ниже.

	P40	P75	P150
Номинальная мощность, кВт	40	75	150
Частота вращения, об/мин	4000	2400	2400
Число цилиндров	4	4	8
Максимальный эффективный КПД (при установке на автомобилях), %	35	37	37
Масса с вспомогательными агрегатами, кг	180	350	650

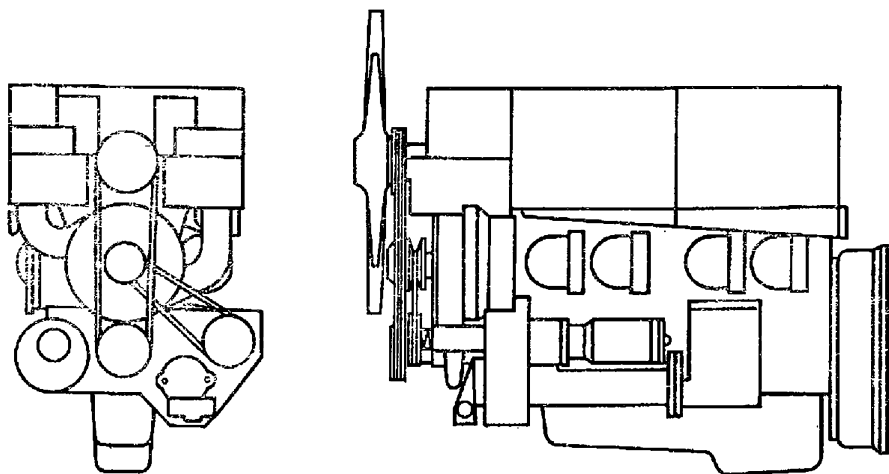
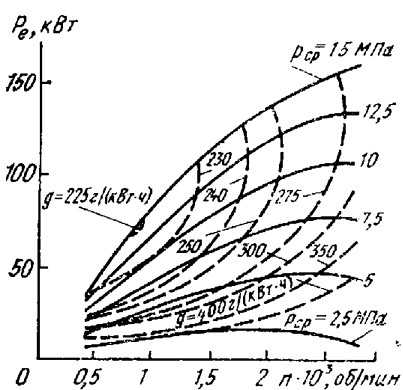


Рис. 13.7. Двигатель Стирлинга двойного действия типа P150V8 фирмы «Юнайтед Стирлинг» (мощность 150 кВт; $L_S = 1200$ мм; $W_S = 680$ мм; $H_S = 980$ мм) [71]

Рис. 13.8. Расчетные характеристики двигателя Стирлинга типа P150V8 мощностью 150 кВт [149]. В двигателе использовалась система регулирования мощности изменением среднего давления рабочего тела и принудительное воздушное охлаждение радиатора от вентилятора при температуре окружающей среды 30°C на высоте 150 м над уровнем моря:

— при p_{cp} ; - - - - при g



Данные о диаметре цилиндра, ходе поршня, среднем давлении и рабочих температурах не приводятся. Весьма вероятно, что двигатель типа P40 является вариантом серийно выпускаемого двигателя типа V4X с диаметром цилиндра 50 мм и ходом поршня 46 мм [71].

Поперечный разрез двигателя типа P150 показан на рис. 13.6. По существу этот двигатель представляет собой спаренный двигатель типа P75, смонтированный на общем картере. На рис. 13.7 [71], приведен двигатель типа P150V8 с установочными размерами. На рис. 13.8 [149] представлены некоторые расчетные характеристики двигателя типа P150. В работе [149] отмечается, что в 1977 г. четыре двигателя типа P75V4 прошли лабораторные испытания и что на 1979 г. запланированы эксплуатационные испытания его на городских автобусах и на грузовых автомобилях, предназначенных для работы в условиях рудников.

Разработка отдельных узлов и систем

За последнее время приложено много усилий в области разработки и совершенствования отдельных узлов и систем, главными из которых являются системы нагрева, системы регулирования и узлы уплотнения.

Система нагрева. Подробностей о системе нагрева известно немного, и большинство статей последних лет содержит лишь общие сведения об их конструкции. В статье Карлквиста и других, опубликованной в 1977 г., перечисляются следующие проблемные вопросы, относящиеся к нагревателю:

- распределение потока продуктов сгорания;
- температурное поле в трубках нагревателя;
- влияние радиационного теплообмена на процесс теплопередачи;
- напряжения в трубках нагревателя, связанные с пределом ползучести и тепловой усталостью материала;
- внешний процесс теплообмена нагревателя;
- внутренний процесс теплообмена нагревателя;
- потери потока в трубках нагревателя;
- потери с отработавшими газами;
- технология изготовления и стоимость.

В двигателях фирмы «Юнайтед Стирлинг» применяются три основных типа конструкции трубчатых нагревателей (рис. 13.9). Нагреватель типа башни состоял из двойного ряда изогнутых в горизонтальной плоскости трубок, соединенных с вертикальными коллекторами «башнями», подсоединяемыми к головке цилиндра или к корпусу регенератора.

Нагреватель корончатого типа состоял из вертикальных трубок, соединенных сверху и снизу горизонтальными кольцевыми коллекторами. Такие нагреватели имели один или два ряда трубок.

Нагреватель эвольвентного типа состоял из двойного ряда трубок, соединенных сверху и снизу кольцевыми горизонтальными коллекторами. Внутренние трубки имели различные углы наклона; такое расположение трубок обеспечивало постоянный зазор между ними. Внешние трубки расположены вертикально; их ребра позволяли улучшить процесс теплопередачи.

В публикациях фирмы подчеркивалось, что рассмотренные три типа нагревателей представляют первоначальные варианты и служат лишь основой для улучшения их конструкций в будущем. В статьях сообщалось также о начавшихся испытаниях различных конструкций нагревателей, о совершенствовании технологии их изготовления, о продолжении ра-

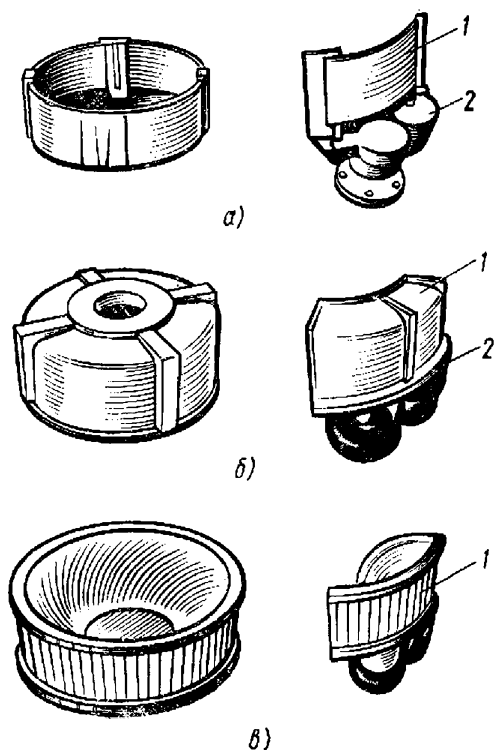


Рис. 13.9. Различные типы нагревательных головок двигателей Стирлинга фирмы «Юнайтед Стирлинг» [149]:

a — башенный; *б* — корончатый; *в* — эвольвентный; 1 — трубки нагревателя; 2 — регенератор

бот по борьбе с коррозией для случаев применения различных видов топлив и возможных загрязнений.

В статье [149] Халлар и Розенквист отмечают, что имеется достаточный опыт по созданию надежной конструкции нагревателя без высоких термических напряжений, вызванных перепадами температуры, локальными перегревами и т. п. Авторы статьи упоминают также о том, что различные попытки создать головку упрощенной конструкции нагревателя привели к ухудшению характеристик двигателя.

В последующих статьях фирмы вопрос о конструкционных материалах, используемых в системах нагрева, не обсуждался. Однако в работе [73] приводится классификация двигателей по уровням их значений эффективных КПД. Так, в частности, двигатели с уровнем E_1 , который соответствует значению КПД 38—40 %, определяются следующим образом:

двигатели, оптимизированные по максимальному КПД с диапазоном рабочих температур в полости расширения, равным 650—750 °С. Данный уровень является предметом проводимых в настоящее время исследований и предполагает использование обычных конструкционных материалов.

Уровень E_2 (КПД в интервале 40—42 %) определяется:

двигатели, оптимизированные по максимальному КПД с диапазоном рабочих температур в полости расширения, равным 700—750 °С. Данный уровень предполагает повышенные рабочие температуры и использование более жаропрочных и жаростойких свойств конструкционных сталей.

Уровень H (КПД свыше 43 %) характеризуется следующим образом:

двигатели, оптимизированные по максимальному КПД с диапазоном рабочих температур в полости расширения, равным 1000—1100 °С. Для данного уровня температур необходимо применение новых конструкционных материалов с высокими жаростойкими свойствами (такими, как, например, у керамических материалов).

Уровень H дает возможность представить перспективное развитие двигателей. В связи с этим в другой статье [71] упоминается об использовании в будущих двигателях Стирлинга высокопрочных карбидов и нитридов кремния, с применением которых возможно достижение максимальных температур стенок нагревателя примерно 1300—1400 °С.

Другим важным теплообменным аппаратом в системе нагрева двигателя является подогреватель воздуха, использующий теплоту отработавших газов. Однако о достижениях фирмы «Юнайтед Стирлинг» в этой области известно очень мало. Так, в статье [71] сообщалось, что в двигателях типа V4X предусмотрены пластинчатые рекуперативные подогреватели противоточного типа, технология изготовления которых была достаточно хорошо отработана. Эти подогреватели были размещены по одному с каждой внешней стороны V-образного двигателя.

Имеются также сообщения о проводившихся испытаниях керамических вращающихся регенеративных подогревателей. Подогреватель, показанный в поперечном сечении двигателя двойного дей-

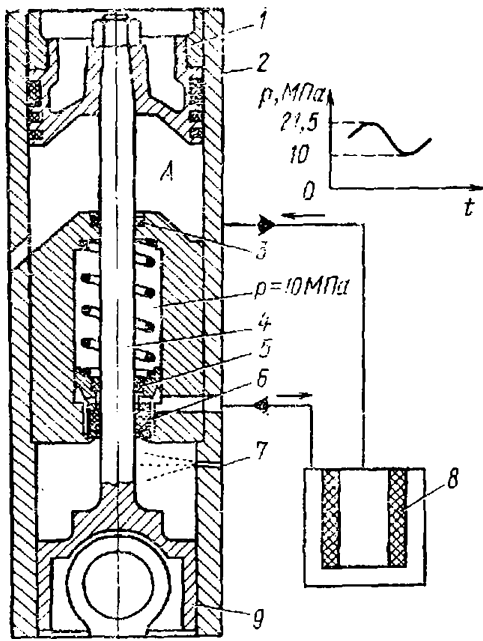


Рис. 13.10. Узел уплотнения штока рабочего поршня-вытеснителя в двигателях Стирлинга двойного действия фирмы «Юнайтед Стирлинг» и изменение давления в полости А:

1 — рабочий поршень-вытеснитель; 2 — цилиндр; 3 — уплотнительное кольцо; 4 — шток; 5 — маслосъемное кольцо; 6 — уплотнение для предотвращения утечек водорода; 7 — подвод масла; 8 — фильтр; 9 — ползун

ствия типа P150V8 на рис. 13.10, выглядит как рекуперативный пластинчатый теплообменник, однако его кольцевая форма и общий вид делают его пригодным для применения в качестве вращающегося регенеративного подогревателя.

Уплотнение штока рабочего поршня-вытеснителя. Переход от двигателей вытеснительного типа с ромбическим приводом к дви-

гателям двойного действия связан с упрощением проблемы уплотнений. Для каждого цилиндра двигателя с ромбическим приводом необходимо иметь два уплотнения, работающие в условиях перепада давления между рабочей полостью и окружающей средой: одно из них — для рабочего поршня, другое — для штока вытеснителя, проходящего через рабочий поршень. В двигателях двойного действия также имеются два уплотнения: одно для рабочего поршня-вытеснителя, другое для его штока. Однако уплотнение для рабочего поршня-вытеснителя является «внутренне-расположенным» уплотнением, разделяющим две рабочие полости с разным давлением. Таким образом, в двигателе двойного действия необходимо иметь только одно уплотнение, а именно для штока рабочего поршня-вытеснителя, отделяющего рабочую полость с высоким давлением от давления окружающей среды.

Для двигателя с ромбическим приводом фирма «Филипс» разработала свертывающееся диафрагменное уплотнение и применила его в двигателе двойного действия с приводом от косо́й шайбы, созданного совместно с фирмой «Форд».

Деятельность фирмы «Юнайтед Стирлинг» в вопросе разработки уплотнений была связана с поисками приемлемых решений для замены свертывающих диафрагменных уплотнений. Один из вариантов конструкции уплотнительного узла со скользящим уплотнением (рис. 13.10) описан в работе [73] как прошедший в течение многих тысяч часов испытания в составе отдельных систем двигателя и непосредственно на самом двигателе. Этот вариант уплотнения усовершенствовали; в настоящее время можно считать, что существует работоспособный узел уплотнения для штока рабочего поршня-вытеснителя.

Уплотнительный узел фирмы «Юнайтед Стирлинг» состоял из трех элементов. Верхний уплотнительный элемент работал в основном как обыкновенный дроссель, размещенный между рабочей полостью цилиндра и внутренней полостью уплотнительного узла. Давление водорода в рабочей полости цилиндра изменялось гармонически для всего диапазона давления в цикле $p_{\max} - p_{\min}$. Давление во внутренней полости уплотнительного узла было постоянным и близким к минимальному давлению в цикле. Обе рассматриваемые полости между собой соединены через масляный сепаратор, фильтр и обратные клапаны. По мере повышения давления в полости уплотнительного узла (из-за перетечек через верхний уплотнительный элемент) и снижения давления в рабочей полости до минимального значения в цикле открывался обратный клапан и водород возвращался в рабочую полость цилиндра двигателя.

Вторым уплотнительным элементом являлось маслосъемное кольцо, снимающее смазочный материал со штока рабочего поршня. Это масло собиралось и направлялось в сепаратор, а затем поступало в поддон картера двигателя.

Третий (основной) уплотнительный элемент обеспечивал постоянство заданного перепада давления между внутренней полостью уплотнительного узла с давлением водорода или гелия, равным минимальному давлению в цикле, и полостью картера, заполненного маслом и воздухом при атмосферном давлении.

Об использовании конкретной марки материала основного уплотнительного элемента фирмой «Юнайтед Стирлинг» ничего не сообщалось, но в работе [187] о нем говорится как о материале типа «Рулон». Ясно, что это не герметичное уплотнение.

Относительно работоспособности всего уплотнительного узла в статье [73] отмечалось, что скорость утечки рабочего тела в современных двигателях, как правило водорода, постоянно уменьшалась в результате интенсивной работы по усовершенствованию всех уплотнительных элементов, проверявшихся как при испытаниях отдельных узлов двигателя, так и всего двигателя в целом. На этапе исследований, относящихся к описываемому времени, скорость утечки водорода через шток рабочего поршня для двигателя типа P150 при среднем давлении в цикле 15 МПа должна составлять не более 1 мл/ч.

Для компенсации утечек через узел уплотнения штока рабочего поршня был предусмотрен дополнительный баллон с рабочим телом при высоком давлении. Двигателю типа P150V8, работающему 8 ч в сутки, при трехмесячном периоде дозаправки необходим баллон газа объемом $6,5 \cdot 10^3$ см³, принимая во внимание уменьшение давления в нем с 25 до 20 МПа. Эти значения были получены по результатам стендовых испытаний с ресурсом работы, равным 600 ч, и обкатки двигателя в течение почти 3000 ч. Суммарные потери на трение в узлах уплотнения двигателя типа P150V8 при полной нагрузке и соответствующей частоте вращения составили 2,5 кВт [73].

Важные вопросы, относящиеся к некоторым конструктивным особенностям уплотнительного узла, в последующих статьях фирмы «Юнайтед Стирлинг» остались нерешенными. Главным является вопрос о сроке службы уплотнения. Поперечный разрез двигателя типа P150V4, приведенный на рис. 13.6, наводит на мысль о том,

что замена уплотнительного узла вызывает значительные затраты рабочего времени. Пробег автомобилей с дизелями между двумя капитальными ремонтами обычно составляет от 400 до 800 тыс. км, что соответствует при скорости 48 км/ч времени непрерывной работы двигателя от 8 до 16 тыс. ч. Для обеспечения конкурентоспособности двигателя Стирлинга он должен обладать таким ресурсом работы. Вероятно, что время испытаний, необходимое для подтверждения работоспособности двигателя Стирлинга со всеми вспомогательными агрегатами в течение 16 тыс. ч, может составить примерно 30 тыс. ч.

Это на порядок больше той величины, которая приводилась выше.

Утечки водорода в картер двигателя представляют другую, не менее важную проблему. Проникая в картер и смешиваясь с воздухом и парами масла, водород при его широком диапазоне воспламенения с воздухом может являться причиной взрыва. Несомненно, что скорости утечки рабочего тела через уплотнительные узлы при соблюдении соответствующих условий эксплуатации должны быть достаточно малы, чтобы избежать в дальнейшем многих проблем. Однако существует вероятность того, что один из восьми уплотнительных узлов в двигателе типа P150V8 будет поврежден, изношен или неисправен. Это приведет к большой утечке рабочего тела в картер двигателя. Один из вариантов предотвращения подобной ситуации состоит в соединении картера с камерой сгорания, однако в этом случае подогреватель воздуха может быть загрязнен парами масла.

Системы регулирования мощности. На основании проведенных испытаний фирма «Юнайтед Стирлинг» остановилась на трех системах регулирования мощности: изменением среднего давления рабочего тела, изменением амплитуды давления и перепуском рабочего тела. Упрощенная принципиальная схема системы регулирования мощности двигателя изменением среднего давления приведена на рис. 13.11. Ее основными составными частями являлись баллон с водородом высокого давления, вспомогательный компрессор и распределительные клапаны. При повышении мощности движение распределительного клапана было согласовано с подачей рабочего тела из баллона высокого давления в цилиндры двигателя в моменты, когда давление в цикле достигало значения, близкого к максимальному. Как отмечалось в статье [149], неизбирательная подача рабочего тела приводила к снижению крутящего момента.

При уменьшении мощности рабочее тело отводилось из цилиндров двигателя и возвращалось в баллон высокого давления посредством компрессора. Резкое снижение эффективной мощности двигателя могло быть достигнуто определенной взаимосвязью между различными цилиндрами, а именно перепуском, осуществляемым соответствующим перемещением распределительного клапана.

В автомобильном двигателе связь между педалью рычага подачи топлива и распределительным клапаном осуществлялась следящей системой, с помощью которой обеспечивалось необходимое среднее давление рабочего тела в цилиндрах двигателя.

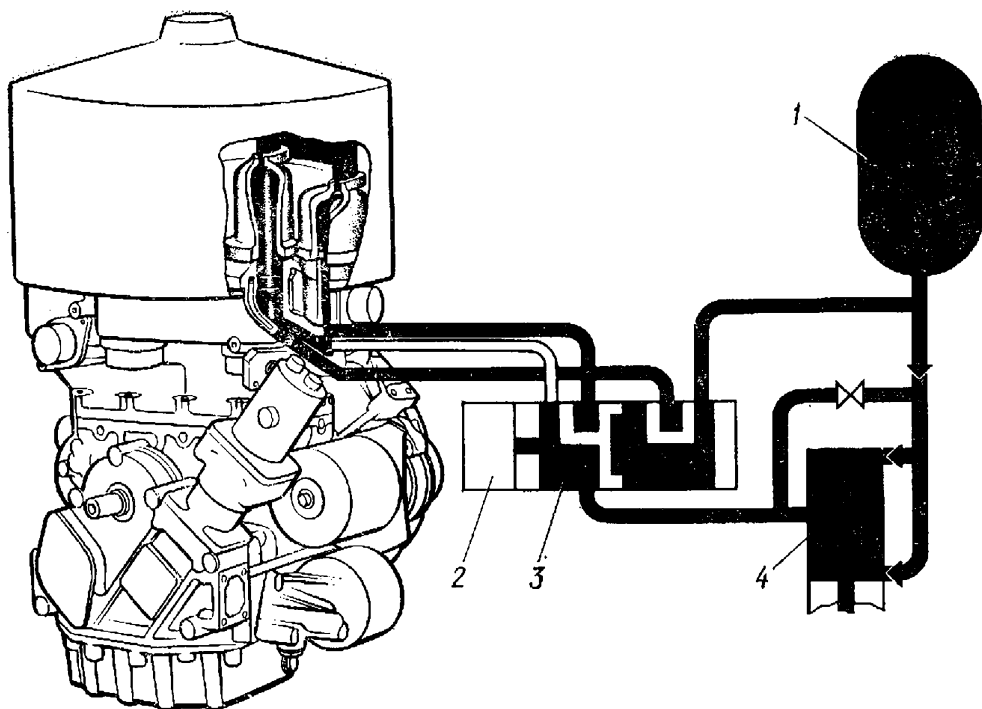


Рис. 13.11. Принципиальная схема системы регулирования мощности двигателя изменением среднего давления, разработанная фирмой «Юнайтед Стирлинг»: 1 — баллон с H_2 высокого давления; 2 — распределительный клапан; 3 — сервоклапан; 4 — вспомогательный водородный компрессор

Описанная система регулирования мощности позволила получить удовлетворительные характеристики (рис. 13.12). Заимствованный из статьи [149] график показывает изменения частоты вращения и среднего давления в двигателе типа V4X35 в режиме холостого хода при работе со всеми вспомогательными агрегатами; резкое нажатие на педаль рычага подачи топлива вызывает быстрое увеличение частоты вращения и среднего давления в цикле. В статье упоминалось также, что двигатель типа V4X35 был установлен на автомобиле «Форд Таунус».

Регулирование составом топливоздушной смеси. Дополнительной системой регулирования мощности двигателя Стирлинга является система регулирования состава топливоздушной смеси. Повышение эффективной мощности двигателя связано с интенсификацией процесса теплопередачи в нагревателе, т. е. с увеличением подачи топлива в камеру сгорания. Аналогично снижение мощности вызывает уменьшение подачи топлива. Система регулирования подачи топлива могла бы быть основной системой регулирования мощности двигателя, однако вследствие его слишком медленной реакции эта система пригодна лишь для частного случая постоянного скоростного режима двигателя. Поэтому в большинстве случаев используют другие системы регулирования мощности с одновременным дополнительным регулированием состава топливоздушной смеси.

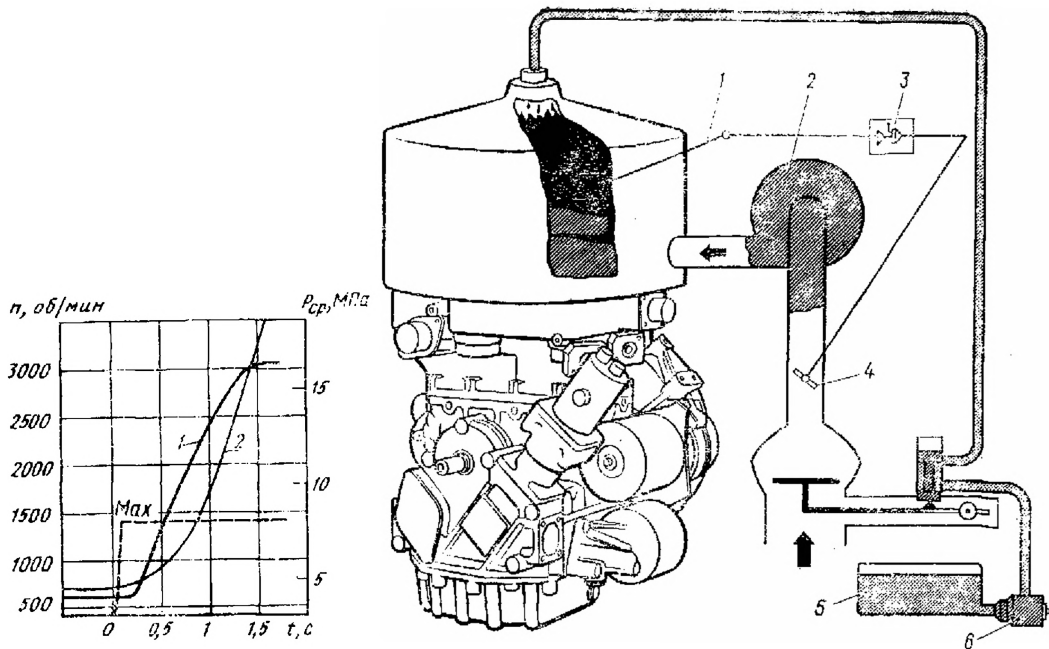


Рис. 13.12. Изменение частоты вращения n и среднего давления рабочего тела $p_{ср}$ от времени t в двигателе Стирлинга двойного действия типа V4X35 в режиме холостого хода без нагрузки, но с вспомогательными агрегатами [149]:

1 — $p_{ср}$; 2 — n ; — — — — положение педали подачи топлива

Рис. 13.13. Принципиальная схема регулирования двигателя Стирлинга изменением состава топливовоздушной смеси (фирма «Юнайтед Стирлинг»):

1 — термопара; 2 — дутьевой вентилятор для подачи воздуха в камеру сгорания; 3 — электронное устройство; 4 — дроссельный клапан; 5 — топливный бак; 6 — топливный насос

Одной из разработок фирмы «Юнайтед Стирлинг» было создание системы регулирования мощности двигателя составом топливовоздушной смеси, отвечающей требованиям низкого содержания токсичных составляющих в отработавших газах и обладающей хорошими экономическими показателями. Упрощенная принципиальная схема такой системы регулирования (рис. 13.13) включала модифицированный стандартный жиклер фирмы «Бош», обеспечивающий точное регулирование состава смеси. Температура трубок нагревателя измерялась термопарами, сигнал от которых поступал на дроссельный клапан, регулирующий подачу воздуха вентилятором в камеру сгорания. Жиклер, реагирующий на интенсивность подачи воздуха, устанавливал соответствующий уровень расхода топлива.

Использование рассмотренной выше системы позволило достигнуть весьма низкого содержания токсичных составляющих в отработавших газах двигателя. Как отмечается в работе [149], уровень токсичности для двигателя мощностью 75 кВт (вероятно, типа P75) без рециркуляции отработавших газов составил для несгоревших углеводородов 2,85 г/(кВт·ч), для окиси углерода 2 г/(кВт·ч).

Для сравнения расчетные данные, отвечающие требованиям штата Калифорния, составляют соответственно для несгоревших углеводородов 4,76 г/(кВт·ч), для углерода 13,6 г/(кВт·ч).

Вопросы стоимости и применения двигателей Стирлинга

Конкретных сообщений о стоимости двигателей Стирлинга фирмой «Юнайтед Стирлинг» опубликовано не было. Сравнительные характеристики общих производственных затрат для дизелей и двигателя Стирлинга мощностью 150 кВт при установке их на шасси типичного грузового автомобиля грузоподъемностью 13 000 кг с пригородным радиусом действия (рис. 13.14) приведены в работах [73, 289]. Более высокая первоначальная стоимость двигателя Стирлинга в дальнейшем компенсируется более низкими эксплуатационными расходами, так что период его самоокупаемости, составляющий от 0,5 до 5 лет, непосредственно зависит от годового пробега автомобиля, оцениваемого 16—100 тыс. км. Проведенные экономические расчеты основываются на предсказываемых на 80-е гг. ценах на топливо и смазочные материалы, а также на учете степени несовершенства конструкций дизелей, зависящих от постоянно возрастающих и все более ужесточаемых требований к уровням токсичности отработавших газов. В обеих этих областях прогнозы столь рискованны, что достоверность таких сравнений весьма низка. Оценка была бы более убедительной, если для сравнения затрат имелась бы точная и объективная информация относительно истинных производственных и эксплуатационных расходов.

Что касается вопроса применения двигателей Стирлинга, то, очевидно, здесь главные усилия фирмы «Юнайтед Стирлинг» сосредоточены на использовании двигателей в транспортных средствах, что, однако, не исключает их применения и в других областях. Так, в частности, надводный и подводный флот всегда был в сфере внимания фирмы «Юнайтед Стирлинг». Некоторые аспекты, относящиеся к применению двигателей Стирлинга на судах морского флота и в стационарных установках, рассмотрены в статье [73]. Для судовых двигателей возможно использование более низкой температуры охлаждающей воды (примерно 10—20 °С) по сравнению с автомобильными, где ее температурный уровень составляет 60—70 °С, что ухудшает характеристики двигателя.

Однако это преимущество в значительной степени утрачивается из-за предположительного использования гелия вместо водорода. По-видимому, следует ожидать, что судовые варианты двигателей типа P40, P75 и P150 окажутся перспективными.

Применение двигателей Стирлинга для работы в стационарных установках, без сомнения, предполагает получение электроэнергии. В статье [149] кратко рассматривается вопрос об использовании двигателя Стирлинга в качестве теплового насоса; там же приводится в общих чертах и проект местной тепловой сети для обогрева, охлаждения и получения горячей воды для больших промышленных объектов, общественных зданий и жилых домов.

Обсуждение экспериментальных данных, относящихся к нагреву двигателей Стирлинга системой тепловых труб, как наиболее совершенного процесса теплопередачи в отличие от обычного процесса

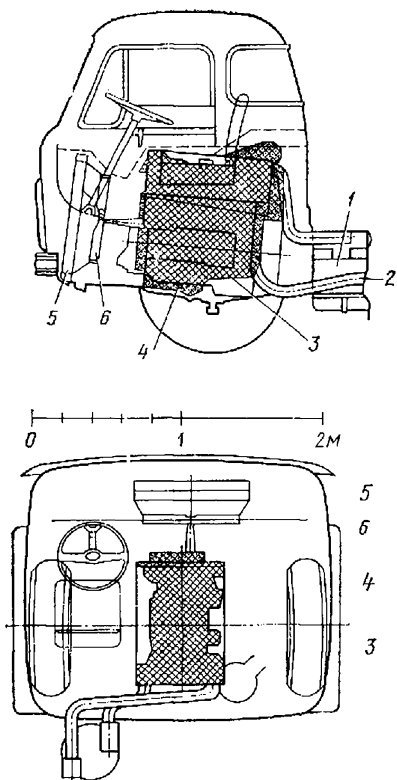


Рис. 13.14. Расположение двигателя Стирлинга типа P150V8 фирмы «Юнайтед Стирлинг» в моторном отсеке 13-тонного грузового автомобиля [149]:

1 — воздушный фильтр и дутьевой вентилятор для подачи воздуха в камеру сгорания; 2 — выпускная труба; 3 — контур первоначально установленного дизеля; 4 — двигатель P150V8; 5 — радиатор; 6 — вентилятор

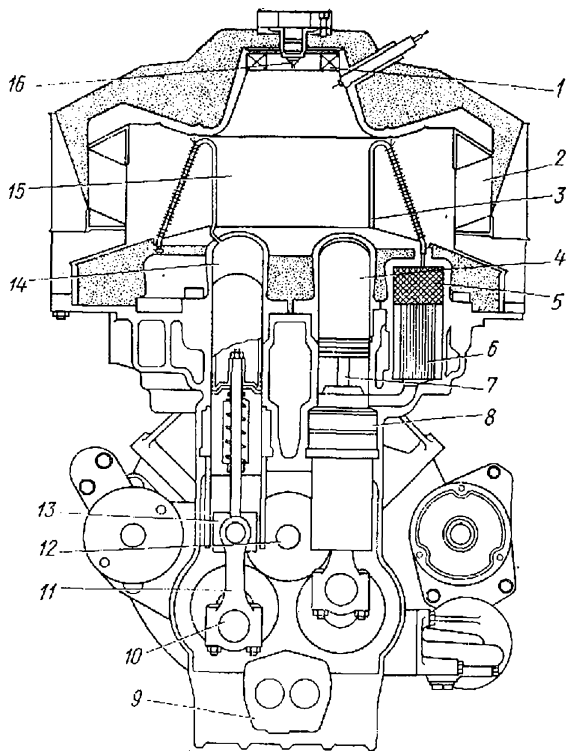


Рис. 13.15. Четырехцилиндровый двигатель Стирлинга двойного действия с параллельно-расположенными цилиндрами фирмы «Юнайтед Стирлинг»:

1 — завихритель; 2 — подогреватель воздуха; 3 — нагреватель; 4 — рабочий поршень-вытеснитель; 5 — регенератор; 6 — холодильник; 7 — шток рабочего поршня-вытеснителя; 8 — узел уплотнения штока; 9 — масляный насос; 10 — коленчатый вал; 11 — шатун; 12 — приводной вал; 13 — ползуны; 14 — цилиндр; 15 — камера сгорания; 16 — топливная форсунка

сгорания топлива, приводится в работе [202]. Широкий круг рассматриваемых вопросов свидетельствует об интересе к высокотемпературным высокоэффективным двигателям и к двигателям с тепловыми аккумуляторами без выброса отработавших газов применительно к наземным транспортным средствам и подводным энергетическим системам.

В 1977 г. НАСА объявило о том, что фирма «Юнайтед Стирлинг» должна стать партнером компаний «Мекэникл Текнолоджи Инкорпорейтед» и «Америкэн Моторс» в одной из двух групп, финансируемых ДОО, по совместному исследованию автомобильных двигателей Стирлинга.

Новые разработки. Из последних разработок фирмы «Юнайтед Стирлинг» следует отметить новый двигатель Стирлинга, конструктивная схема которого показана на рис. 13.15. Это четырехцилиндровый двигатель двойного действия, схема соединений цилиндров

которого приведена на рис. 13.3. Он аналогичен четырехцилиндровому V-образному двигателю, описанному ранее. Его существенное отличие от предыдущих V-образных двигателей состоит в том, что он имеет параллельно-расположенные цилиндры и два коленчатых вала, с каждым из которых связаны два поршня. Для соединения коленчатых валов используется две пары зубчатых колес.

Достоинства схемы с параллельно-расположенными цилиндрами по сравнению с V-образной схемой двигателя рассмотрены в работе [186], являющейся частью исследования, выполненного фирмой «Форд» по программе ДОО по развитию автомобильных двигателей Стирлинга мощностью 60—74 кВт. Конструкция двигателя с параллельными цилиндрами приводит к усложнению приводного механизма, однако позволяет осуществить монтаж весьма компактного нагревателя и подогревателя воздуха. По-видимому, следует ожидать, что стоимость изготовления двигателя с параллельными цилиндрами будет значительно ниже. Вопрос о том, какой из этих двух типов двигателей будет выбран для серийного производства, остается пока открытым.

Заключение

В настоящее время фирма «Юнайтед Стирлинг» имеет более чем десятилетний опыт разработки, конструирования и эксплуатации двигателей Стирлинга и производит впечатление активного коммерческого объединения. Накопленный ею опыт в совокупности с солидным финансированием из различных источников в США открывает широкие возможности для того, чтобы коммерчески-жизнеспособные двигатели Стирлинга стали реальностью в 80-е гг.

ГЛАВА 14

ДВИГАТЕЛИ СТИРЛИНГА ДЛЯ АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА

Введение

Наибольший интерес двигатели Стирлинга представляют для автомобильного транспорта. Их преимуществами являются малый уровень шума, низкая токсичность отработавших газов, способность работать на любом топливе и от любых источников теплоты. Двигатели Стирлинга отличаются высоким эффективным КПД и быстротой реакции; их масса и размеры сравнимы с ДВС, а характеристики крутящего момента, особенно при частичных нагрузках, удовлетворяют требованиям работы автомобильного двигателя. Необходимо также при этом отметить и длительный, без капитального ремонта, моторесурс двигателя, а также низкий расход смазочных материалов.

Главный недостаток двигателей Стирлинга по сравнению с ДВС заключается в их высокой стоимости, что является результатом применения для нагреваемых узлов двигателя жаростойких сталей и

керамических материалов. Кроме того, системы теплообмена и регулирования двигателя относительно сложные, а система охлаждения из-за необходимости поддержания на минимальном уровне определенного количества отводимой теплоты имеет вдвое большую тепловую нагрузку, чем у ДВС.

Весьма серьезный интерес к применению двигателей Стирлинга для автотранспортных средств был проявлен в середине 60-х гг. американской фирмой «Дженерал Моторс». Об этом свидетельствует возобновление интереса к двигателям Стирлинга двойного действия типа Сименса и разработка компактных установок для подводных энергетических систем. Одновременно общественный интерес к новому двигателю был стимулирован и все увеличивающимся беспокойством о загрязнении атмосферы отработавшими газами автомобилей.

Свое внимание фирма «Дженерал Моторс» сконцентрировала на применении двигателей Стирлинга для автобусов. Для этого был спроектирован и построен четырехцилиндровый двигатель Стирлинга прежде, чем все ее работы по программе были внезапно прекращены в 1970 г. (см. гл. 11).

В 1968 г. фирма «Филипс» по просьбе нового владельца ее лицензий фирмы «Юнайтед Стирлинг» занялась разработкой вариантов двигателей Стирлинга для автобусов. Сконструированные ею двигатели были установлены на автобусах фирм DAF и MAN. Позднее фирма «Юнайтед Стирлинг» усовершенствовала свои двигатели двойного действия Сименса и испытала их на легковом автомобиле «Форд Пинто», многоместном автомобиле-фургоне «Форд Таунус» и на грузовом автомобиле с пригородным радиусом действия.

По истечении срока действия соглашения с фирмой «Дженерал Моторс» фирма «Филипс», объединившись в рамках совместной работы с фирмой «Форд», продолжила разработку двигателя двойного действия с приводом от косой шайбы для легковых автомобилей. Ею был создан и установлен на автомобиле «Форд Торино» четырехцилиндровый двигатель двойного действия мощностью 125 кВт; двигатель меньшей мощности для небольших легковых автомобилей находился в стадии исследования (см. гл. 10).

Повышение интереса к двигателям Стирлинга в США

Эмбарго на нефть и энергетический кризис в начале 70-х гг. сконцентрировали общественное внимание на экономической уязвимости США в плане экстерриториальных затруднений. В результате работы, относящиеся к проблемным вопросам энергетики, получили новый импульс для развития. Для их координации правительство США санкционировало создание ERDA, преобразованное впоследствии в DOE.

В начале 70-х гг. фирма «Форд» выделила полмиллиона долларов Лаборатории реактивного движения (JPL) для проведения независимых исследований с целью создания энергетических систем для автомобилей 80-х гг. [312]. Всесторонние исследования лаборатории привели к благоприятным для двигателей Стирлинга выводам, рас-

смазавшихся в качестве потенциального автомобильного двигателя.

Одновременно продолжалась работа по объединенной программе фирм «Форд»—«Филипс» по созданию двигателя двойного действия с приводом от косо́й шайбы мощностью 125 кВт для автомобиля «Форд Торино». Достигнутые успехи были достаточно впечатляющими, что послужило поводом DOE поручить указанным фирмам осуществить исследования автомобильного двигателя Стирлинга мощностью 60—74 кВт [186].

Оптимистические планы этих исследований, принимая во внимание выводы JPL, а также крайняя необходимость в изучении жизнеспособных альтернатив существующим двигателям привели к тому, что ERDA (DOE) приняло участие в совместной программе по исследованию двигателей Стирлинга с фирмами «Форд» и «Филипс». Эта паритетная программа, упомянутая в общих чертах в статье Китцнера [187], разделена на двенадцать этапов со сроком завершения работ к 1985 г. при общих затратах порядка 160 млн. долл. ¶

Вторым значительным достижением в организации работ по изучению двигателей Стирлинга явилось создание фирмы, в которую вошли американские фирмы «Мекэникл Текнолоджи Инкорпорейтед» и «Америкэн Моторс» (American Motors) и шведская фирма «Юнайтед Стирлинг» при финансовом обеспечении со стороны Министерства энергетики США. Об этой программе было сделано лишь предварительное сообщение, однако подробности и масштаб программы неизвестны.

DOE возложило ответственность за руководство этими двумя главными программами по двигателям Стирлинга на проектное отделение Исследовательского центра им. Льюиса (г. Кливленд, шт. Огайо), относящееся к НАСА. Обзор состояния работ сделан в работе [274].

Цели программ были сформулированы следующим образом:

- а) разработка усовершенствованной конструкции двигателя, позволяющей решать целый ряд производственных вопросов (к 1984—1985 гг.);
- б) определение «перспективного» варианта двигателя Стирлинга (к 1983 г.);
- в) разработка технологии для серийного производства перспективного двигателя (в течение 90-х гг.).

Усовершенствованный двигатель Стирлинга был определен как двигатель, изготавливаемый по существующей технологии, имеющий уменьшенный на 30 % расход топлива по сравнению с бензиновым ДВС выпуска 1976 г. и удовлетворяющий требованиям, установленным «Положением о чистоте атмосферы». Перспективный двигатель определялся как двигатель с 60 %-ной экономией топлива по отношению к ДВС. С экономической точки зрения оба двигателя должны обладать целым рядом преимуществ перед другими возможными типами двигателей.

При принятом эффективном КПД бензинового ДВС, равном 30 % (на 1976 г.), ожидаемый КПД перспективного двигателя Стир-

линга, очевидно, составит 48 %. Цифра сомнительная, но не невозможная. По-видимому, нереально достигнуть такое высокое значение КПД, сохранив при этом запланированное экономическое преимущество перед другими двигателями. Однако время покажет реальность этих предположений.

В развитии этих двух основных программ по двигателям Стирлинга в статье [274] отмечается и о проведении некоторых дополнительных мероприятий в плане дальнейших исследований и разработок, которые включают следующее:

- а) оценку материалов для двигателей [311];
- б) изучение вопроса о проницаемости водорода в металлах и керамических материалах;
- в) исследование уплотнений;
- г) обзор существующих методов проектирования [217—220].

Это предполагает, что в будущем работы будут вестись как с дальнейшим продолжением уже выбранных исследований, так и с их новыми направлениями в области материалов, уплотнений, конструкции теплообменников, конкретизации параметров перспективного двигателя и проведения всесторонних испытаний.

В рамках внутренних работ по двигателям Стирлинга в НАСА были предприняты усилия, направленные на определение неиспользованных возможностей в технологии и получении основных экспериментальных данных для применения их в машинных программах по моделированию. Программа работ включала реконструкцию двух одноцилиндровых с ромбическим приводом двигателей типа GPU-3 фирмы «Дженерал Моторс», приобретенных НАСА у транспортного отдела армии США и исследовательской лаборатории Форт-Белвуар (шт. Вирджиния), и проведение их испытаний. Результаты этих испытаний приведены в работе [70]. Моделирующие программы для двигателей Стирлинга разработаны НАСА и кратко описаны Тью в 1977 г.

Наличие многоцелевой лаборатории по двигателям Стирлинга для изучения отдельных узлов и проведения всесторонних испытаний (SLRE) несомненно способствовало бы их дальнейшему развитию для многих областей применения. Как отмечалось в статье [167], эти функции взяла на себя Лаборатория реактивного движения (JPL). Сконструированный и построенный ею двигатель (рис. 14.1) выполнен по одноцилиндровой схеме с оппозитно-расположенными поршнями с двумя картерами и соединенными в линию нагревателем, регенератором и холодильником, помещенными между поршнями. Регулирование фазового угла между поршнями осуществлялось ременной передачей от промежуточного вала двигателя. Некоторые параметры этого двигателя следующие: мощность 9 кВт, частота вращения 3000 об/мин, среднее давление 6,9 МПа, диаметр цилиндра 73 мм, ход поршня 54 мм, рабочее тело — гелий.

Рассмотренные выше программы по изучению и разработкам двигателей Стирлинга представляют лишь одно из возможных направлений создания новых двигателей и систем, исследуемых в США. Целью правительства США не является участие в промышлен-

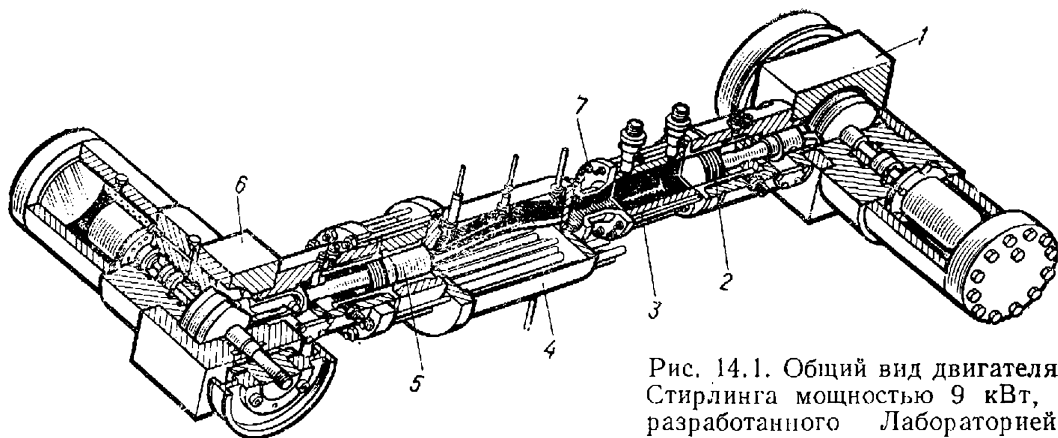


Рис. 14.1. Общий вид двигателя Стирлинга мощностью 9 кВт, разработанного Лабораторией реактивного движения Кали-

форнийского технологического института [167]:

1 — картер; 2 — компрессорный поршень; 3 — холодильник; 4 — нагреватель; 5 — расширительный поршень; 6 — масляный насос; 7 — регенератор

ном производстве двигателей для транспортных средств; скорее, оно пытается с помощью финансовой поддержки содействовать ходу развития технологии, позволяющей оценить промышленные способы производства потенциально возможных жизнеспособных автомобильных двигателей. Стало обычным проводить обзор достижений по различным программам на полугодовых координационных заседаниях организуемых DOE и проводимых в различных районах США. Материалы этих заседаний публикуются и распространяются через Национальную службу технической информации (NTIS) (г. Спрингфилд, шт. Вирджиния). Эти сообщения служат прекрасным средством для обмена информацией по различным программам разработок двигателей Стирлинга, несмотря на то, что лишь незначительное число статей включено в рассмотрение заседания технического совета.

Автомобильные двигатели с тепловыми аккумуляторами

Известно, что двигатели Стирлинга могут работать от любого источника теплоты. Одна из возможностей применения двигателей Стирлинга для автомобилей состоит в использовании теплового аккумулятора, подзаряженного через определенные промежутки времени (обычно в ночное время) от обычной газовой горелки или, что удобнее, от электронагревателя.

Впервые систематические исследования работоспособности такой системы были проведены в 60-е гг. фирмой «Дженерал Моторс» при разработке подводных энергоустановок с двигателем Стирлинга. Эти вопросы были описаны в гл. 11 и 16. Несмотря на то, что ее первоначальная программа относилась к судовым двигателям, в 1964 г. аналогичная система была установлена и на автомобиле. Двигатель имел мощность 22 кВт, а в качестве источника теплоты

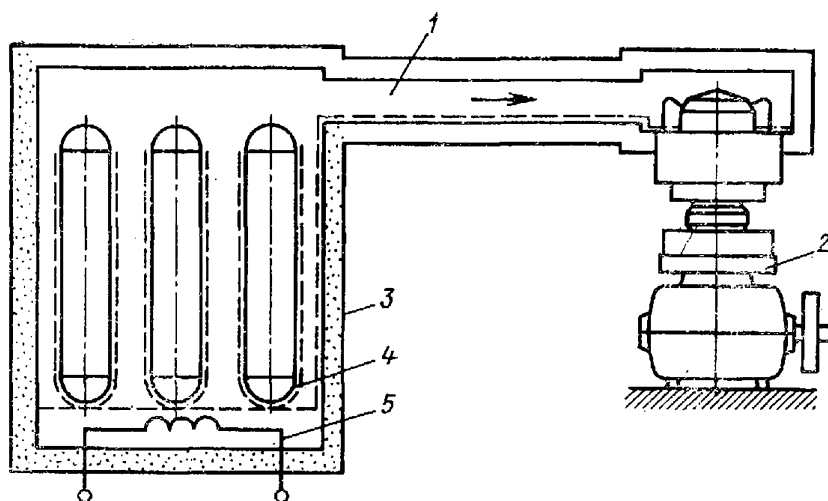


Рис. 14.2. Общая схема двигателя Стирлинга с тепловым аккумулятором (фторид лития LiF), соединенным тепловой трубой (Постма, 1970 г.):

1 — тепловая труба; 2 — двигатель Стирлинга; 3 — изоляция; 4 — фитиль; 5 — электронагреватель

использовалась нагретая окись алюминия. Это был, вероятно, первый двигатель Стирлинга, установленный на автомобиле, так же как и первый автомобиль с тепловым аккумулятором энергии; однако такая система никогда не рассматривалась как серьезная возможность новых силовых установок для автомобилей. Она лишь демонстрировала тот факт, что двигатель Стирлинга с тепловым аккумулятором может иметь меньшую массу, чем система со свинцово-кислотными электроаккумуляторами.

В 1970 г. Мейер опубликовал обзорную статью, в которой содержались результаты обширных исследований, проведенных фирмой «Филипс», рассматривающих применение двигателей Стирлинга на автомобилях. Часть материала статьи была посвящена системам с двигателем Стирлинга и тепловым аккумуляторами, предназначенным для различных наземных транспортных средств.

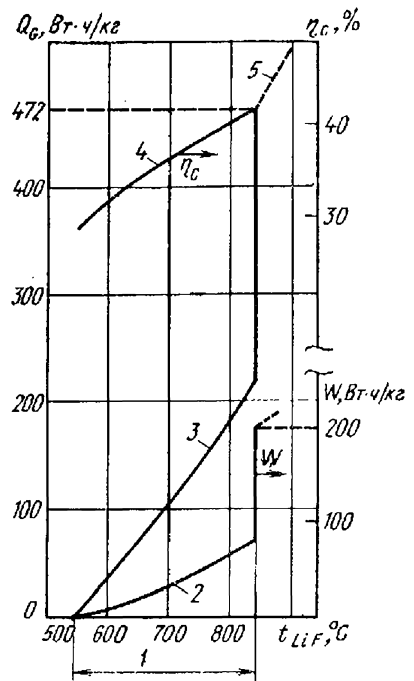
Одна из этих систем схематически представлена на рис. 14.2. Тепловой аккумулятор состоит из тонкостенных герметичных контейнеров, заполненных фторидом лития, находящимся под небольшим избыточным давлением аргона, обуславливающим предотвращение сплющивания контейнеров при затвердевании расплавленной соли. Температура плавления фторида лития, равная 848°C , в сочетании с высокой теплотой плавления, равной $250 \text{ Вт}\cdot\text{ч/кг}$, предопределяла его выбор в качестве теплоаккумулирующего материала для системы нагрева двигателя Стирлинга.

Зависимость массовой энергоемкости Q_G фторида лития от температуры нагрева с началом отсчета от 550°C показана на рис. 14.3. Энергоемкость твердого фторида лития монотонно возрастает до тех пор, пока при температуре 848°C не начнется процесс плавления, увеличивающий тепловую энергию.

Следует ожидать, что запасенная таким образом теплота может быть использована для работы двигателя Стирлинга с понижением

Рис. 14.3. Зависимость массовой энергоемкости Q_G фторида лития, коэффициента η_c преобразования системы и потенциальной полезной работы W двигателя от температуры нагрева t_{LiF} . $Q_G \eta_c$ — потенциальная полезная работа двигателя при работе от теплового аккумулятора в диапазоне температур от 850 до 550 °С (Постма, 1970 г.):

1 — рабочий температурный диапазон LiF в твердом состоянии; 2 — потенциальная полезная работа двигателя; 3 — твердый LiF; 4 — η_c ; 5 — жидкий LiF



температуры фторида лития до 550 °С. КПД двигателя зависит от температуры нагрева и уменьшается с ее понижением. Возможное изменение коэффициента преобразования системы η_c показано на рис. 14.3. Нижняя кривая характеризует потенциальную полезную работу двигателя ($W = Q_G \eta_c$). Из графика видно, что полезная работа в расчете на 1 кг фторида лития при понижении его температуры с 850 до 550 °С может достигнуть значения, равного ~ 220 Вт·ч.

550 °С может достигнуть

Соединение теплового аккумулятора с двигателем Стирлинга осуществлялось с помощью тепловой трубы (см. рис. 14.2). При работе двигателя жидкий натрий испарялся на горячих поверхностях контейнеров со фторидом лития и конденсировался на трубках нагревателя и головке цилиндра двигателя с эффективной передачей теплоты рабочему телу двигателя. Аккумулятор и соединительные трубопроводы полностью теплоизолированы, поэтому пары натрия конденсировались только на нагревательных элементах двигателя; потери теплопроводностью были минимальными.

Применение систем тепловых труб с процессами испарения и конденсации теплоносителя является весьма эффективным способом передачи теплоты. Фактически температуры подвода и отвода теплоносителя в этом случае одинаковы, а тепловые потоки могут быть величинами более высоких порядков, чем при обычном процессе передачи теплоты теплопроводностью. Другое важное преимущество такой системы в случае ее использования для двигателя Стирлинга состоит в том, что конденсирующиеся на трубках нагревателя и головке цилиндра двигателя пары жидкометаллического теплоносителя обеспечивают постоянную температуру. При этом не возникает локальных точек перегрева, которые практически неизбежны в системах с непосредственным нагревом рабочего тела продуктами сгорания топлива. В результате средняя температура нагревателя может повышаться до величины, ограниченной допустимым пределом материала трубок нагревателя. Это повышение обычно составляет примерно 75 °С при соответствующем увеличении мощности и КПД двигателя.

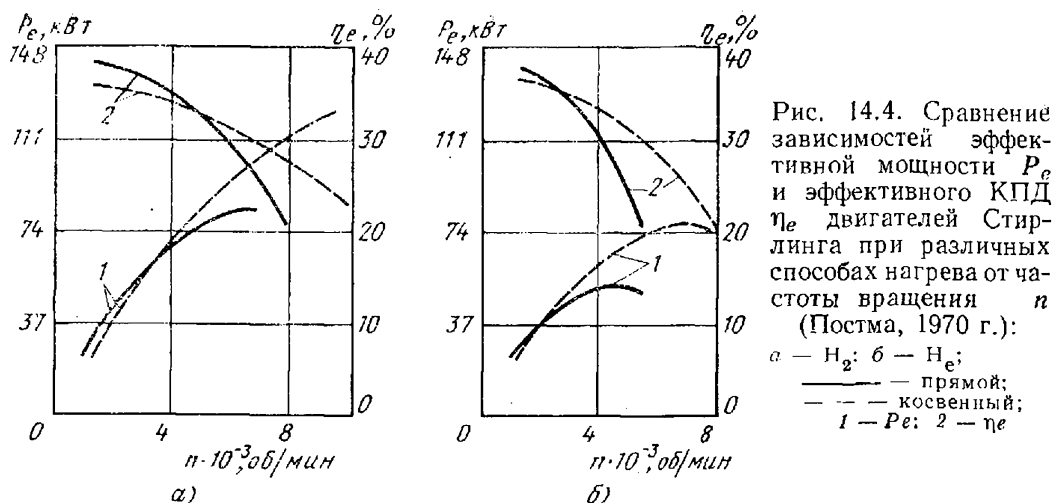


Рис. 14.4. Сравнение зависимостей эффективной мощности P_e и эффективного КПД η_e двигателей Стирлинга при различных способах нагрева от частоты вращения n (Постама, 1970 г.):

а — H_2 ; б — He ;
 — — — прямой;
 - - - косвенный;
 1 — P_e ; 2 — η_e

Кроме того, тепловые потоки конденсирующихся паров натрия весьма значительны, поэтому размеры трубок нагревателя можно уменьшать до предела, обусловленного теплопроводностью их материала и внутренним теплообменом между трубками и рабочим телом. Это дает возможность использовать короткие трубки нагревателя, что позволяет значительно уменьшить мертвый объем и повысить мощность и КПД двигателя.

Рассмотренная система косвенного (непрямого) нагрева с помощью тепловых труб применима не только для двигателей Стирлинга с тепловым аккумулятором. Она в равной степени пригодна и для двигателей с обычной системой сгорания топлива. Приведенные на рис. 14.4 зависимости позволяют сравнить характеристик и двигателей Стирлинга с прямым и косвенным способами нагрева для двух рабочих тел (водорода и гелия). Следует отметить, что для обоих рабочих тел с повышением частоты вращения мощность и КПД двигателей с косвенным способом нагрева значительно выше, чем при прямом.

Аналогичная работа о системе нагрева двигателей Стирлинга с помощью тепловых труб опубликована и фирмой «Юнайтед Стирлинг» [202]. Что касается фирмы «Филипс», то проведенные ею широкие исследования по тепловым трубам относились не только к двигателям Стирлинга: фирмой опубликованы содержательные обзоры об основах технологии и областях применения тепловых труб [35, 36].

Возвращаясь к двигателю Стирлинга с теплоаккумулирующей системой (см. рис. 14.2), важно отметить возможность периодического подзаряда системы с помощью натриевого испарителя, нагреваемого электронагревателем или теплотой продуктов сгорания топлива. При подводе теплоты к испарителю натрия испаряется и конденсируется на контейнерах с фторидом лития с отдачей соответствующего количества теплоты. В случае использования электронагрева подзарядка теплового аккумулятора может осуществляться ночью или во время стоянки автомобиля. Если нагрев осуществляется

продуктами сгорания топлива, то имеются две возможности. Одна из них заключается в том, что используется портативное устройство внешнего сгорания во время стоянки автомобиля; другая — это использование, по мере необходимости, автономной системы сгорания. Последняя из них использовалась в автомобиле «Стир-Лек» с комбинированной силовой установкой фирмы «Дженерал Моторс» (см. гл. 11).

В работе фирмы «Филипс» приведены результаты расчетов по определению основных параметров шести типов автомобилей с силовой установкой, состоящей из двигателя Стирлинга и теплоаккумулирующей системы. Расчеты сделаны в предположении, что тепловой аккумулятор заряжается ежедневно один раз в сутки и что дальность пробега автомобиля такая же, как и у автомобиля с бензиновым двигателем образца 1968 г. Исходные данные автомобилей, приведенные в табл. 14.1, были приняты аналогично тем, что использовались при исследовании автомобильной электросиловой установки.

Результаты расчетов обобщены в табл. 14.2. Сравнение приведенных в таблицах результатов показывает, что двигатель Стирлинга с теплоаккумулирующей системой обладает весьма благоприятными характеристиками при применении его на автомобилях. На основании этих данных установлено, что все-таки возможна эксплуатация городского автобуса, такси, легкового автофургона или легкового автомобиля в течение всего дня без шума, без использования бензина и без выброса отработавших газов. Более того, теплоаккумулирующая система допускает обогрев салона автомобиля. В автомобилях с электросиловой установкой выполнить эту задачу сложно, особенно в условиях холодного климата.

Вопросу применения теплоаккумулирующих систем с двигателем Стирлинга для автомобилей был посвящен и ряд более поздних работ и, в частности, работа [38], где подобная ситуация рассматривалась применительно к компактному легковому автомобилю. Обсуждению различных схем автомобильных силовых установок с использованием аналогичного принципа нагрева посвящена и работа [128], в которой авторы пришли к выводу о том, что двигатель Стирлинга имеет значительные преимущества по сравнению с двигателями, работающими по циклу Брайтона или Ренкина. Вопросы надежности высокотемпературных теплоаккумулирующих систем, проанализированные на основании экспериментальных данных, накопленных фирмой «Филипс», рассмотрены в работе [61].

В настоящее время в США интенсивно разрабатываются варианты двигателей Стирлинга для автомобилей с обычной системой сгорания, работающие на бензине или дизельном топливе. Правомерность такого выбора сомнительна. ДВС полностью отвечают требованиям в тех случаях, когда можно не считаться с их уровнем шума, отработавшими газами и потребностью в высококачественном очищенном топливе. По всей видимости, двигатели Стирлинга никогда не будут иметь такую же низкую стоимость и высокую надежность,

Таблица 14.1. Некоторые характеристики основных типов современных автомобилей

Характеристики автомобиля	Ед. изм.	Американский семейный автомобиль	Небольшой европейский автомобиль	Служебный автомобиль	Автофургон	Городское такси	Городской автобус
Дальность пробега	км	322	161	80	97	241	193
Максимальная скорость	км/ч	161	129	105	90	124	88
Ускорение:							
до скорости	км/ч	97	97	48	64	64	48
за время	с	15	30	10	20	15	15
Максимальная эффективная мощность	кВт	70	22	12	49	36	135
Общая масса автомобиля с грузом	кг	1815	1135	770	3175	1815	13 610
Масса автомобиля:							
обычной конструкции	кг	565	340	225	635	565	2 270
конструкции с дополнительным грузом	кг	795	475	320	910	795	3 175
Потребляемая энергия	кВт·ч	100	20	8	45	75	300

Таблица 14.2. Расчетные данные для автомобилей (табл. 14.1) с двигателем Стирлинга и фтористо-литиевым тепловым аккумулятором, соединенными тепловой трубой. Предполагается, что тепловой аккумулятор цилиндрический с высотой, равной диаметру

Характеристики автомобиля	Ед. изм.	Американский семейный автомобиль	Небольшой европейский автомобиль	Служебный автомобиль	Автофургон	Городское такси	Городской автобус
Объем контейнера теплового аккумулятора	дм ³	385	77	30	174	289	1154
Диаметр контейнера	см	79	46	34	61	72	114
Толщина изоляции	см	0,55	0,95	1,43	0,74	0,63	0,38
Масса двигателя с радиатором	кг	216	82	49	132	124	379
Масса системы с тепловыми трубами	кг	32	12	7	24	19	57
Масса теплоаккумулирующего материала	кг	530	106	42	239	398	1590
Масса контейнера с изоляцией	кг	62	21	12	37	52	130
Общая масса системы с двигателем Стирлинга и тепловым аккумулятором	кг	840	221	110	462	593	2156
Масса автомобиля (табл. 14.1):							
обычной конструкции	кг	565	340	225	635	565	2270
конструкции, предусматривающей дополнительную небольшую грузоподъемность	кг	795	475	320	910	795	3175

Характеристики автомобиля	Ед. изм.	Американский семейный автомобиль	Небольшой европейский автомобиль	Служебный автомобиль	Автофургоп	Городское такси	Городской автобус
Разница в массе для: обычной конструкции	кг	+275	-119	-115	-173	+28	-114
конструкции, предусматривающей дополнительную небольшую грузоподъемность	кг	+45	-254	-210	-448	-202	-1019
Требуемый запас хода	км	322	161	80	97	241	193
Фактический запас хода для: обычной конструкции	км	172	311	248	157	226	206
конструкции, предусматривающей дополнительную небольшую грузоподъемность	км	298	480	387	252	350	308

как у ДВС, которая была достигнута в результате длительной работы над ними.

В перспективе для оптимального использования затрачиваемых в настоящее время средств и времени, по-видимому, следует разрабатывать в качестве автомобильных силовых установок двигателя Стирлинга с теплоаккумулирующими системами, позволяющими получить экономию электроэнергии. Высококачественные очищенные топлива дефицитны. Электроэнергию будут получать при сгорании угля, в термоядерных реакторах за счет атомного распада, а в XXI в. с помощью фотоэлектрических преобразователей солнечной энергии и термоядерного синтеза.

Возможно, что из-за сложившихся обстоятельств в вопросе экономии электроэнергии двигателя Стирлинга с теплоаккумулирующими системами станут основным типом автомобильных силовых установок.

Применение двигателей Стирлинга для подземных транспортных средств

По сообщению авторов работы [149], первые серийно выпускаемые двигатели Стирлинга фирмы «Юнайтед Стирлинг» найдут применение в транспортных средствах, работающих в условиях шахт и рудников. Использование для этих целей дизелей вызывает опасение за здоровье и безопасность занятых на подземных работах людей, что связано с длительным тепловым воздействием и постоянным влиянием токсичности отработавших газов. Кроме того, из-за высокой температуры отработавших газов дизелей не исключена и опасность возникновения пожаров или взрывов.

Поэтому применение двигателей Стирлинга в этих условиях имеет существенные преимущества как в отношении меньшего уровня шума и значительно сниженной токсичности отработавших газов, так и более низкой их температуры. Более того, в качестве следующего шага возможно применение комбинации двигателя Стирлинга с теплоаккумулирующей системой, позволяющей полностью исключить наличие отработавших газов в условиях проведения подземных работ. В этом случае для подзаряда тепловых аккумуляторов всегда может быть использована электроэнергия в перерывах между сменами, а также во время погрузочно-разгрузочных работ. Для шахтных локомотивов, работающих под землей и на ее поверхности, в последнем случае может быть подключена и обычная система нагрева со сгоранием топлива, способная обеспечить тепловой энергией как наземную силовую установку, так и подзарядить тепловой аккумулятор для подземных работ.

Регенеративное торможение

В настоящее время для работы в открытых карьерах и для транспортирования добытой породы используются мощные самосвалы большой грузоподъемности (10 и 20 т). В Канаде создана базовая модель самосвала «Терекс Титан» (Terex Titan) грузоподъемностью 35 т, а в дальнейшем планируется разработка моделей и с еще большей грузоподъемностью. Эти гигантские машины приводятся в действие локомотивными дизелями мощностью 735 кВт, работающими на электрические генераторы, питающие электродвигатели, расположенные в осях задних колес автомобиля. Грузовые автомобили грузоподъемностью от 3,5 до 8,5 т имеют обычный механический привод — от двигателя через трансмиссию к ведущим задним колесам.

В связи с возможностью применения двигателей Стирлинга для мощных самосвалов, работающих в открытых карьерах или на горных работах, возникает вопрос об использовании принципа регенеративного торможения.

На рис. 14.5 приведена схема соединений цилиндров в двигателе Стирлинга двойного действия типа Сименса. Верхние нагреваемые части цилиндров являются полостями расширения, нижние, охлаждаемые — полостями сжатия. Полость расширения каждого цилиндра соединена с полостью сжатия последующего цилиндра через нагреватель, регенератор и холодильник. Подводимый к двигателю тепловой поток имеет высокую температуру, а отводимый — низкую. Получаемая в этом случае полезная работа снимается с вала двигателя.

При соответствующем переключении соединений цилиндров их верхние части соединяются с нижними частями предшествующих цилиндров, и функции полостей расширения и сжатия меняются ролями; при этом вал двигателя стремится вращаться в обратном направлении. Если, однако, к валу двигателя приложена достаточная мощность, вынуждающая его сохранять первоначальное направление вращения, то двигатель будет работать в режиме тепло-

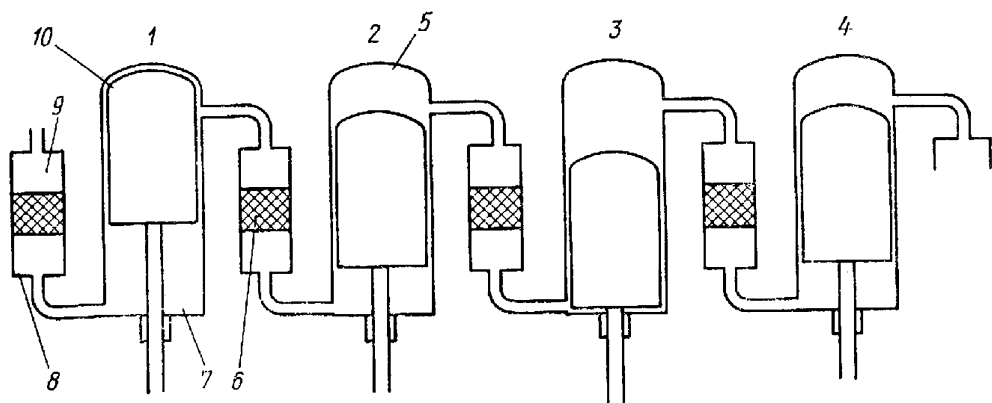


Рис. 14.5. Схема соединений цилиндров в двигателе Стирлинга двойного действия типа Сименса, иллюстрирующая возможность применения принципа регенеративного торможения с последующим движением:

1—4 — цилиндры двигателя; 5 — полость расширения; 6 — регенератор; 7 — полость сжатия; 8 — холодильник; 9 — нагреватель; 10 — рабочий поршень-вытеснитель

вого насоса. Это означает, что при новом соединении цилиндров их нижние части становятся полостями расширения, через которые теплота из окружающей среды подводится к рабочему телу, а верхние — полостями сжатия, отводящими теплоту от рабочего тела к нагревателю. Таким образом, с помощью простого переключения соединений между соседними цилиндрами на ненагреваемых их частях двигатель может менять режим работы силовой установки, потребляющей теплоту при высокой температуре и производящей полезную работу, на режим теплового насоса, потребляющего механическую энергию и производящего тепловую энергию с высоким температурным потенциалом.

Если такая система имеется у установленного на мощном самосвале двигателе Стирлинга с тепловым аккумулятором, то она может поглощать механическую энергию автомобиля при его торможении на участках спуска трассы при транспортировании груза к месту доставки и одновременно накапливать тепловую энергию в аккумуляторе для обратного рейса к месту погрузки.

Идея системы с регенеративным торможением возникла у автора в ходе консультативной работы на угольных шахтах в Альберте и Британской Колумбии. Шахты находились в горных районах; продолжительные циклические рейсы грузовых автомобилей осуществлялись ежедневно.

Аналогичная система может быть применена и в двигателях для железнодорожных локомотивов и междугородных транспортных средств; она особенно выгодна для транспортных средств в горных и предгорных районах.

Предварительные исследования применения такой системы для карьерных грузовых автомобилей показали, что экономия топлива при перевозках груза превышает 50 %. При использовании большого числа автомобилей с двигателями мощностью 735 кВт, полученная экономия топлива может быть весьма значительной. Более

высокую экономию топлива можно получить путем уменьшения износа механических тормозных систем и решения вопросов по безопасности движения.

ГЛАВА 15

ДВИГАТЕЛИ СТИРЛИНГА ДЛЯ СИСТЕМ ИСКУССТВЕННОГО СЕРДЦА

Введение

Программа исследований в области создания аппаратов «искусственное сердце» в США была принята в 1964 г. Национальным институтом кардиологии Министерства здравоохранения, образования и социального обеспечения. Цель программы состояла в разработке двух видов устройств — временно заменяющих работу сердца и постоянно выполняющих все его функции. Первые из них предполагалось использовать в качестве временно функционирующих систем искусственного кровообращения для больных, находящихся в госпиталях и прикованных к постели. Вторая группа устройств предназначалась для постоянной их имплантации в тело человека с целью поддержания работы сердца или полной его замены с обеспечением в обоих случаях необходимой циркуляции крови при полной свободе движений реципиента.

Веские аргументы в пользу принятия этой программы, содержащиеся в работе Хармисона и Хастингса [154], основаны на том, что сердечные заболевания в США приводят к миллиону смертных случаев в год и являются основной причиной смертности населения (54 % по сравнению с 16 % смертных случаев, вызываемых раком — второй причиной смертности). Более того, данные, собранные к началу 60-х гг., показали, что почти четверть взрослого населения США страдает от явных или скрытых сердечных заболеваний. Для двух миллионов человек эти заболевания становятся серьезным препятствием в их жизни. Годовые расходы федерального правительства США из фондов социального обеспечения для людей в возрасте до 65 лет, полностью вышедших из строя в результате сердечных заболеваний, превышают 300 млн. долл. Для сравнения, в 1969 г. суммарный годовой бюджет программы исследований в области создания искусственного сердца составлял 8 млн. долл.

Обобщающие материалы о работе сердца и его функциях приведены в обзорных работах Виггерса (1957 г.) и Лонгмора (1971 г.). Обе работы написаны для непрофессионалов и дают хорошую основу для понимания масштабности задачи, с которой сталкиваются исследователи, которые ищут пути замены сердца.

Программа исследований в области создания искусственного сердца в США необычайно широка. На первой конференции по искусственному сердцу, состоявшейся в 1969 г., было представлено

92 доклада от 63 различных организаций, в которых затрагивался весьма широкий круг проблем. Из этого числа 16 работ были посвящены имплантируемым источникам питания, причем только две из них относились к двигателям Стирлинга. Третья работа была посвящена гидравлическому регулятору, обеспечивающему совместную работу двигателя Стирлинга в режиме генератора давления с насосом для циркуляции крови. Очевидно, что работы по двигателям Стирлинга являются лишь небольшой частью общей широкой программы. В силу специфического характера данной книги последующее изложение ограничено материалами, относящимися только к двигателям Стирлинга.

Общие положения

Работы по двум научно-исследовательским и опытно-конструкторским программам по двигателям Стирлинга, руководителем которых в рамках Программы по исследованиям в области создания искусственного сердца считается Национальный институт кардиологии, были начаты с середины 60-х гг. и ведутся по настоящее время. Исполнителями исследований по этим программам являются фирмы «Аэроджет Ликвид ракет компани» (г. Сакраменто, шт. Калифорния) и «Мак-Доннелл—Дуглас Корпорейшн» (г. Ричлендт, шт. Вашингтон). Работы по третьей программе, к выполнению которой несколько позднее приступила фирма «Термо-Электрон корпорейшн», начались с осуществления работ по паровым машинам с циклом Ренкина. В результате интенсивных разработок подобный двигатель превратился в «циклический регенераторный двигатель», работающий по замкнутому циклу Стирлинга с конденсирующимся и испаряющимся рабочим телом. И, наконец, Комиссией по атомной энергии США совместно с фирмой «Вестингауз электрик Компани» (г. Питтсбург, шт. Пенсильвания) была принята отдельная четвертая программа в области разработки вспомогательных циркуляционных устройств. Начавшись с исследований в области паровых турбин, программа затем была изменена на разработку двигателей Стирлинга, главным субподрядчиком которой является фирма «Норт Америкэн Филипс Корпорейшн» (г. Нью-Йорк).

Все указанные выше программы по разработке двигателей и систем регулярно обсуждаются на ежегодно созываемых в США конференциях по инженерным аспектам преобразования энергии, и, кроме того, о них сообщается в ежеквартальных, полугодовых и годовых отчетах разработчиков. Вопросы о состоянии развития исследований в области циркуляционных насосов и хирургических методах их внедрения обсуждаются и публикуются в журнале «Джорнэл оф Америкэн сосайти оф артификл интернэл органс».

Четыре системы, разрабатываемые по соответствующим принятым программам, в общих чертах сходны в том, что представляют собой устройства для преобразования тепловой энергии в некоторую форму механической энергии для привода циркуляционного насоса. Типичная принципиальная схема системы [175] приведена на

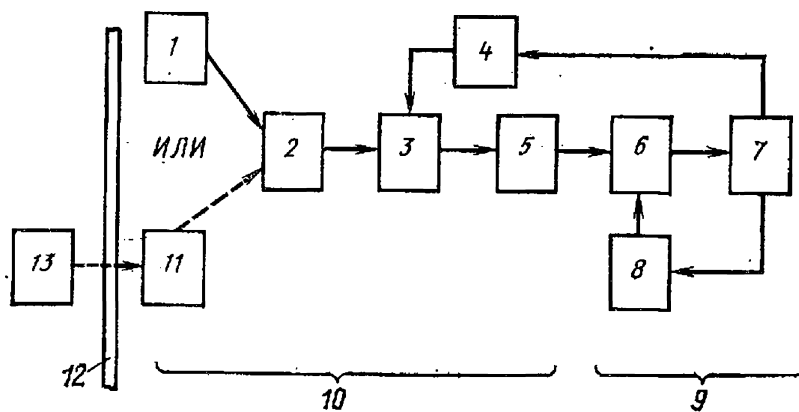


Рис. 15.1. Принципиальная схема системы искусственного сердца [175]:

1 — ядерный источник энергии; 2 — термобатарея; 3 — двигатель Стирлинга; 4 — регулятор мощности; 5 — гидравлический преобразователь/аккумулятор; 6 — привод насоса; 7 — насос для циркуляции крови; 8 — регулятор расхода и объема;

9 — блок насоса; 10 — блок двигателя; 11 — электронагреватель; 12 — кожа; 13 — электрическая сеть

рис. 15.1. В течение многих лет в качестве источника тепловой энергии рассматривались радиоизотопы, в основном плутоний-238. Высокая энергия распада, умеренный уровень радиоактивности и большой период полураспада (89 лет) дают возможность использовать плутоний в качестве практически постоянного источника теплоты для рассматриваемых систем (с запасом энергии более чем на 10 лет). Тем не менее в связи с большим количеством источников теплоты (Хармисон и Хастингс [154] оценивают их потребность в 200 тыс. шт. в год) были предложены также и альтернативные источники энергии. К другим проблемным факторам относятся относительно высокая стоимость плутония и увеличивающаяся обеспокоенность общественности и правительства использованием плутония в таких больших количествах. Одним из решений этого вопроса является использование теплоаккумулирующей капсулы с электронагревом, обеспечивающей энергией привод искусственного сердца в течение 4—8 ч до тех пор, пока вновь не потребуется его подзаряд. Такой подход вызывает необходимость разработки высокоресурсных внутрикожных (проходящих в кожном слое) тоководов или, как возможных, транскожных (с подводом энергии без непосредственного контакта с кожей) силовых трансформаторов.

В рассматриваемых системах с тепловым двигателем для получения полезной гидравлической мощности циркуляционного насоса крови, составляющей обычно 3—5 Вт, необходимо от 30 до 50 Вт подводимой тепловой энергии, которая через кровь, как теплоноситель (охладитель) систем, должна затем диссипироваться в теле и далее в окружающей атмосфере. Для сравнения можно указать, что спящий или отдыхающий человек выделяет в среднем около 100 Вт тепловой энергии. При выполнении им тяжелой работы уровень мощности повышается до 500 Вт, а у спортсменов за короткие промежутки тепловая энергия может превышать и 1 кВт.

Диссипация дополнительных 30—50 Вт теплоты в теле человека не может рассматриваться в качестве непреодолимой проблемы, что подтверждено многими экспериментами на животных. Поэтому для предотвращения опасности повреждения клеток крови и других

тканей, весьма чувствительных к температурным условиям, крайне необходимо избегать «горячих пятен» в любой внешней части системы, контактирующей с телом.

Одним из принципиальных, заслуживающих внимания факторов разработки насосов циркуляции крови с электрическим приводом является их низкий уровень подводимой мощности, приводящий к снижению количества теплоты, поглощаемого телом. Поэтому подводимая мощность может быть незначительной, порядка 10 Вт, из которых 3—5 Вт расходуется непосредственно на привод циркуляционного насоса.

Физиологические основы системы кровообращения и чувствительность крови к механическим повреждениям вызывают необходимость работы циркуляционного насоса, даже в случае полной замены сердца искусственным, в пульсирующем режиме с частотой, близкой к естественной (от 50 до 100 биений сердца в минуту). Для вспомогательной же системы работа насоса должна быть, естественно, точно синхронизирована с работой живого сердца.

Системы искусственного кровообращения с циркуляционным насосом должны быть небольшими и компактными. Поэтому в некоторых из них использовались высокочастотные двигатели, в других двигатели работали с частотой, равной частоте биения сердца. Следует отметить, что не было вариантов конструктивных разработок, в которых осуществлялось непосредственное соединение двигателя с циркуляционным насосом. Взамен этого в каждой из систем предусматривались два отдельных блока: блок двигателя и блок насоса с различными схемами их соединений для передачи мощности от двигателя к приводу насоса (рис. 15.2). Так, в системах фирм «Мак-Доннелл—Дуглас» и «Термо-Электрон» использовалась гидравлическая схема соединений с гидроприводом насоса, а в системе фирмы «Аэроджет—Дженерал» — пневматическая схема с пневмоприводом насоса. В системе фирмы «Вестингауз/Филипс» был применен гибкий вращающийся вал с промежуточной коробкой скоростей и кривошипным приводом насоса.

Для всех систем необходимым элементом является блок управления — электронный или гидравлический, в разработке

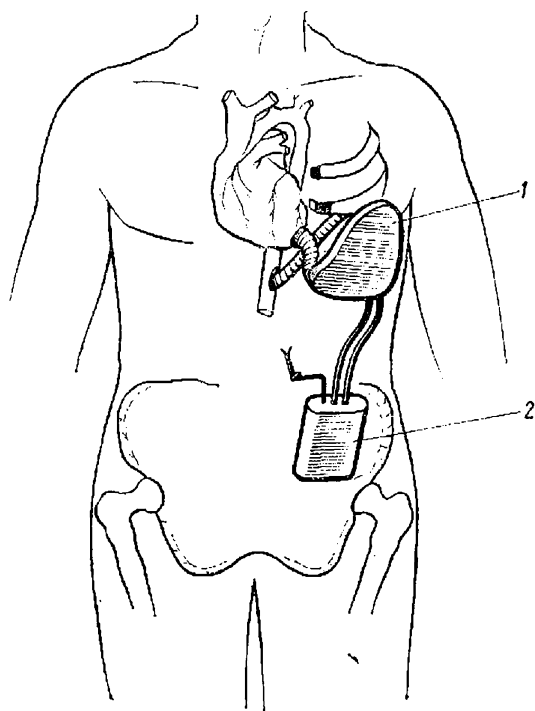


Рис. 15.2. Схема системы вспомогательного кровообращения с тепловым двигателем [175]:

1 — блок насоса; 2 — блок двигателя.

которых было проявлено много инженерной изобретательности.

Ниже приводится краткое описание четырех разработанных систем, так как объем главы не дает возможности осуществить более подробное их рассмотрение. Общий подход состоит в кратком обзоре опубликованных особенностей одних из последних вариантов таких систем с указанием источников для получения более подробной информации. Все системы прошли длительный и успешный путь развития; некоторые из них в настоящее время представлены в пятом и шестом поколении. Развитие шло параллельно с соответствующими разработками насосов для циркуляции крови, приводов, систем регулирования, накопления опыта работы на лабораторных вариантах систем и при их установке в тело животных (как правило, эксперименты проводились на телятах, а в некоторых случаях — на свиньях). Объем данной главы книги не позволяет рассмотреть все эти материалы. Кроме того, здесь не затронуты этические, общественные и юридические аспекты проблемы создания искусственного сердца.

Существует определенное опасение относительно использования ядерных источников теплоты для искусственного сердца. Для работы теплового источника мощностью 30 Вт необходимо 54 г плутония-238. Критическая масса реактора с плутонием-238 на быстрых нейтронах без замедлителя при использовании стального отражателя составляет 5,2 кг [292]. В одном из «кошмарных» сценариев развития возможных событий рассматривается вариант, когда 1000 человек с вживленным искусственным сердцем обеспечивают некую организацию запасом плутония, достаточным для изготовления бомбы. Существует более реальное опасение, касающееся опасности неумышленного сжигания источников питания для искусственного сердца в результате пожара в гостиницах или жилых домах, автомобильных аварий и в случае кремирования трупа при смертельном исходе или при возможном механическом повреждении циркуляционного насоса. Исключительно трудной проблемой является осуществление практического контроля за всеми ядерными источниками при условии их использования в достаточно большом количестве.

Прогресс, достигнутый за пятнадцать лет в разработке искусственного сердца, значителен. Функционирующие системы вспомогательного кровообращения, установленные в теле телят, позволяют ему стоять и делать несколько шагов. Максимальный срок выживаемости животных к настоящему времени достиг приблизительно восьми месяцев. В данной книге не делается никаких попыток оценить конкурирующие системы, так как это вызывает необходимость рассмотрения большого объема информации и ее анализа на основании опубликованных материалов. Значительные успехи достигнуты в демонстрации технической возможности долговременных (со сроком службы примерно пять лет) вспомогательных механических систем, способствующих работе сердца. Существуют определенные причины полагать, что полная замена живого сердца

искусственным также возможна. В этом случае, вероятно, не существует достаточно серьезных проблем, которые нельзя было бы не решить.

Двигатель для системы искусственного сердца фирмы «Мак-Доннелл—Дуглас»

Краткий обзор о результатах работы фирмы «Мак-Доннелл—Дуглас» по созданию системы искусственного сердца с двигателем Стирлинга и гидравлическим насосом изложен в работе [175]. Принципиальная схема системы приведена на рис. 15.3. Блок двигателя состоит из источника тепловой энергии, двигателя Стирлинга и двух гидравлических подсистем — преобразования и аккумуляирования давления. Блок насоса включает насос для циркуляции крови и две гидравлические подсистемы — привода и регулирования.

Более детально блок двигателя показан на рис. 15.4, а некоторые из его характеристик приведены в табл. 15.1 [175]. Двигатель Стирлинга выполнен в основном по вытеснительной схеме — с поршнем и вытеснителем в отдельных цилиндрах. Вытеснитель расположен в одном из цилиндров и совершает небольшие колебательные движения с малой длиной хода, что является следствием баланса действующих сил, возникающих от циклического изменения давления и разности в площадях его торцовых поверхностей. Перемещения вытеснителя осуществляются от небольшого приводного поршня, работающего от сил перепада давления — изменяющегося давления рабочего тела и постоянного давления (1,12 МПа) в буферной полости. Изменение частоты вращения достигается регулирующим клапаном, находящимся в магистрали, соединяющей цилиндр вытеснителя и подсистему преобразования давления.

Рабочим «поршнем» этого двигателя является гибкая металлическая диафрагма, по одну сторону которой находится газообразный гелий, а по другую — гидросмесь (жидкость на основе продуктов нефтепереработки). В качестве регенератора в двигателе используется кольцевой зазор между вытеснителем и стенкой цилиндра.

Перемещения вытеснителя в цилиндре и соответствующие ему перемещения гелия между горячей и холодной полостями связаны с изменением давления в рабочем объеме двигателя в диапазоне от 0,9 до 1,3 МПа. Это изменение давления действует на диафрагменный «поршень», заставляя его прогибаться и прокачивать гидросмесь при том же самом давлении. В поршневом насосе (преобразователе) давление гидросмеси повышается до 1,4 МПа, которое и является рабочим давлением гидропривода циркуляционного насоса крови. Гидросмесь высокого давления используется также и как охладитель для двигателя и отводит от него теплоту для окончательной ее диссипации в крови с помощью теплообменника, примыкающего к циркуляционному насосу.

Интересной особенностью конструкции двигателя фирмы «Мак-Доннелл—Дуглас» является наличие изогнутого гибкого элемента, используемого для фиксации верхнего положения вытеснителя

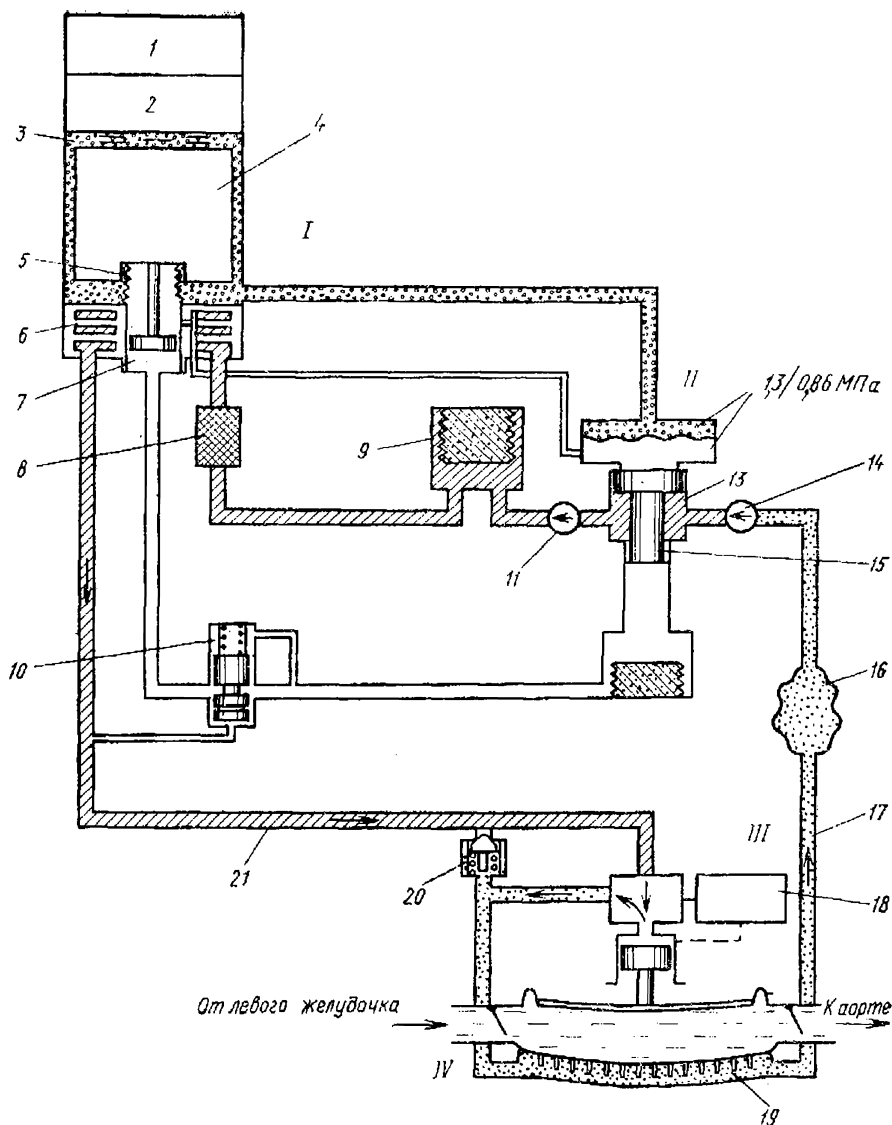


Рис. 15.3. Схема системы искусственного сердца фирмы «Мак-Доннелл—Дуглас» с двигателем Стирлинга с ядерным или электрическим источником теплоты и гидравлическим циркуляционным насосом крови [179]:

1 — ядерный источник энергии; 2 — термоаккумулятор; 3 — гибкий фиксатор верхнего положения вытеснителя; 4 — вытеснитель; 5 — сильфонное уплотнение привода вытеснителя; 6 — холодильник двигателя; 7 — регулирующий клапан V_2 ; 11 — выходной обратный клапан; 12 — металлическая диафрагма (рабочий «поршень»); 13 — полость гидропреобразователя; 14 — впускной обратный клапан; 15 — поршень гидропреобразователя; 16 — блок контрольный аккумулятор; 17 — перепускная линия; 18 — управляющий логический кон; 19 — теплообменник циркуляционного насоса крови; 20 — перепускной предохранительный клапан; 21 — магистраль подачи гидросмеси для привода циркуляционного насоса крови; I — двигатель Стирлинга; II — гидропреобразователь; III — привод насоса для циркуляции крови; IV — насос для циркуляции крови;

□ — гидросмесь с давлением 0,86–1,3 МПа; ▨ — гидросмесь с давлением 1,4 МПа; ▩ — гидросмесь при атмосферном давлении; ▧ — рабочее тело гелий; ▤ — давление пневмомагистрали

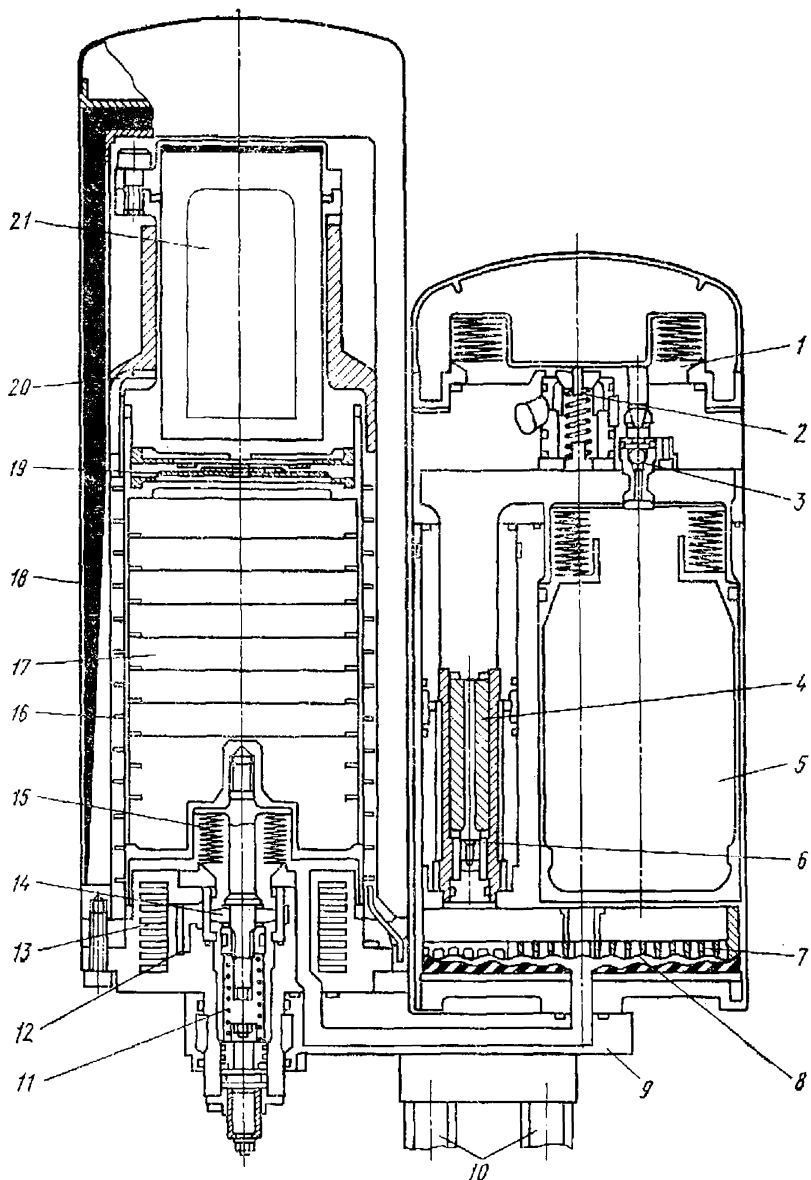


Рис. 15.4. Поперечное сечение двигателя Стирлинга фирмы «Мак-Доннелл—Дуглас» с ядерным источником тепловой энергии [179]:

1 — аккумулятор высокого давления; 2 — клапан слива; 3 — клапан подпитки; 4 — поршень гидротрансформатора; 5 — буферная полость; 6 — клапан подпитки; 7 — поддерживающая пластина; 8 — металлическая диафрагма; 9 — переходная пластина; 10 — магистраль к приводу насоса крови; 11 — пружина узла привода вытеснителя; 12 — линия выравнивания давления; 13 — холодильник двигателя; 14 — приводной поршень вытеснителя; 15 — сильфонное уплотнение привода вытеснителя; 16 — цилиндр двигателя; 17 — вытеснитель; 18 — вакуумная изоляция; 19 — гибкий фиксатор верхнего положения вытеснителя; 20 — дренажная трубка с гелием; 21 — капсула с радиоизотопным источником энергии тепловой мощностью 33 Вт

в цилиндре. Такому решению отдано предпочтение перед применением скользящего направляющего кольца во избежание появления частиц износа. Первоначальный вариант изогнутого гибкого элемента показан на рис. 15.5. В настоящее время применяется модифицированный более гибкий элемент спиральной формы, что уменьшает

Таблица 15.1. Проектные характеристики и параметры имплантируемых систем искусственного сердца с двигателем Стирлинга фирмы «Мак-Доннелл—Дуглас» [175]

Параметры прототипа	Система 5	Система 6	Система 7
<i>Общие параметры системы</i>			
Максимальная подводимая тепловая мощность, Вт	50	33	20
Максимальная эффективная мощность на привод насоса для циркуляции крови, Вт	4,55	5,10	4,7
Максимальный общий КПД, %	9,1	15,5	23,5
Объем, л *	1,7/2,2	0,93/1,33	0,41/0,61
Масса заполненной системы, кг	4,5	2,4	1,1
Максимальная тепловая мощность, Вт:			
в брюшную полость	9	3,5	2
в грудную »	4	1,5	1
в кровь	32	23	12
Внешняя среднесуточная подводимая тепловая мощность, Вт **	—	—	10
Год изготовления	1972	1975	1979
<i>Характеристики блока двигателя Стирлинга</i>			
Гидравлическая эффективная мощность для привода насоса, Вт	5,0	5,76	5,0
Рабочее тело:			
двигателя	Гелий	Гелий	Гелий
гидропреобразователя	UCON	NF № 1	NF № 1
Максимальная частота работы, Гц	22	25	35
Максимальная температура цикла, °С	470	575	500
Давление цикла F_{max}/P_{min} , МПа:			
в двигателе	1,79/1,33	1,4/1,12	1,62/1,09
в преобразователе	1,4/0,1	1,5/0,1	1,76/0,1
Максимальный эффективный КПД блока, %	10	17,5	25
Масса заполненного двигателя, кг	4,0	1,80	0,6
Объем, л *	1,6/2,1	0,77/1,05	0,25/0,33
Основные размеры, см:			
максимальная длина *	25,4/26,7	16,3/17,3	11,4/12,1
максимальная высота *	10,7/11,9	10,2/12,1	7,1/8,5
максимальная толщина *	8,9/10,1	5,1/7,2	3,6/5,0
<i>Гидравлические соединительные магистрали</i>			
Объем, л *	Нет	0,08/0,151	0,08/0,151
Масса, кг	—	0,260	0,15
<i>Характеристики привода/регулятора насоса</i>			
Рабочее тело	UCON	NF № 1	NF № 1
Максимальный КПД, %	90,7	88,5	93,9
Объем, л	0,134/0,144	0,082/0,124	0,082/0,124
Масса, кг	0,504	0,319/0,331	0,319/0,331
Высота над пластиной толкателя насоса, см	3,73/3,98	3,05/3,56	3,05/3,56

* В числителе приведены значения параметров без низкотемпературной пенообразной изоляции, в знаменателе — с изоляцией.

** При внешней среднесуточной тепловой мощности, подводимой к насосу, равной 2 Вт.

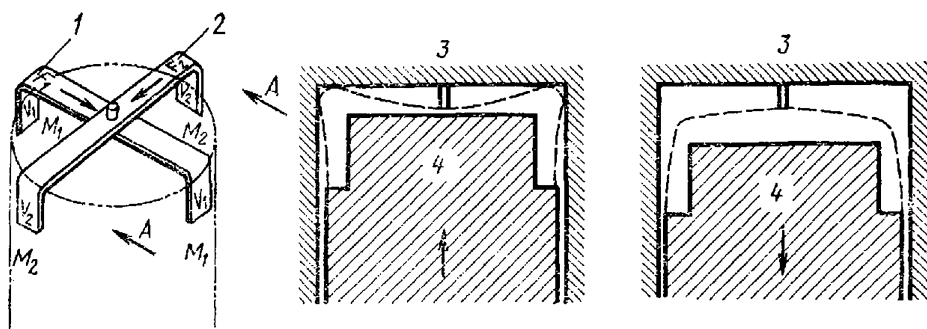


Рис. 15.5. Гибкие элементы для фиксации верхнего положения вытеснителя в цилиндре двигателя [179]:

1 и 2 — гибкие элементы; 3 — цилиндр; 4 — вытеснитель

механические напряжения и способствует увеличению ресурса работы и снижению тепловых потерь (рис. 15.6).

Для разделения гидросмеси и рабочего тела в блоке двигателя используют четыре гибких металлических сальфона: плоскую гофрированную диафрагму (рабочий «поршень»), сальфон привода вытеснителя и два сальфона в буферной полости. Эти гибкие элементы не подвержены воздействию перепада давления и поэтому могут иметь большой ресурс работы. Абсолютный уровень рабочего давления вызывает необходимость решения проблемы о возможности достижения желательного десятилетнего срока их службы без технического обслуживания. Максимальная рабочая частота сальфонов в двигателе составляла 25 Гц, и в дальнейшем планируют ее увеличение до 35 Гц [175]. Для десятилетнего срока службы средняя рабочая частота сальфонов, равная 25 Гц, соответствует $3,28 \cdot 10^8$ циклам. Естественно, что безотказная работа гибких элементов на протяжении столь длительного срока представляет собой исключительно трудную проблему.

Для проведения испытаний на усталость как отдельных элементов, так и всей системы в целом фирмой предприняты значительные усилия. Наибольшим успехом можно считать лабораторные стандо-

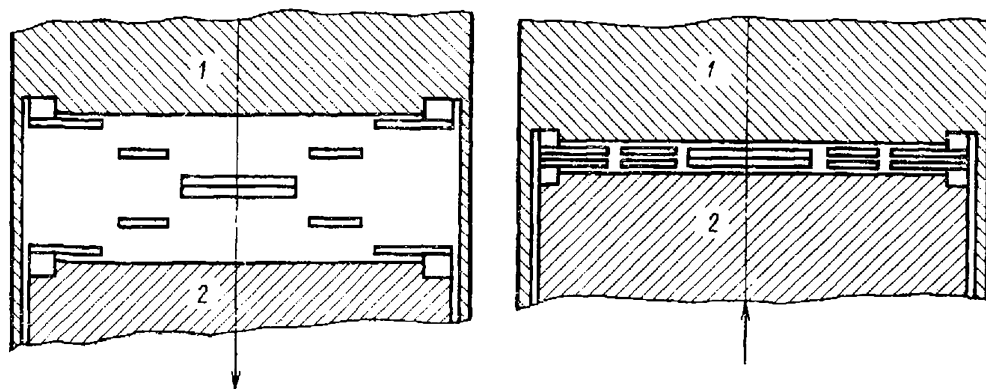


Рис. 15.6. Гибкие спиральные элементы [179]:

1 — цилиндр; 2 — вытеснитель

вые испытания блока двигателя, работавшего в течение трех лет без ремонта с использованием сильфонов, функционировавших при перепаде давления 0,21 МПа.

За десятилетний срок работы над описанной системой вспомогательного кровообращения, предназначенной для имплантации в тело животного, фирма «Мак-Доннелл—Дуглас» достигла значительных результатов в уменьшении ее массы и объема с одновременным увеличением общего КПД. Разработанная фирмой система имела следующие параметры: общий КПД преобразования 15 % при входной тепловой мощности 33 Вт, объем 930 см³ (без учета дополнительной пенообразной теплоизоляции, составляющей 400 см³), масса 2,4 кг. Данную систему фирмы «Мак-Доннелл—Дуглас» использовали для осуществления экспериментов на животных (в основном телятах), проведенных группой специалистов по имплантации университета (шт. Вашингтон). Большинство экспериментов, кратко описанных в работе [175], были осуществлены с системой, в которой ядерный источник энергии был заменен электронагревателем. Более полные испытания системы с имплантацией ее шести телятам намечались на 1978 г.

Программа фирмы «Мак-Доннелл—Дуглас» по разработке искусственного сердца и полный перечень восьми ежегодных отчетов и десяти технических справок приведены в работе [179].

Двигатель для системы искусственного сердца фирмы «Аэроджет-Дженерал»

Обзор состояния разработок по проекту фирмы «Аэроджет-Дженерал» в области искусственного сердца приведен в работе Мойса и Фэзера [236]. В системе, разработанной фирмой «Аэроджет—Дженерал», привод циркуляционного насоса крови — пневматический, для получения мощности которого используется ядерный источник энергии и регенеративный двигатель, работающий в режиме генератора давления. Некоторые характеристики двигателя приведены в табл. 15.2.

Двигатель фирмы «Аэроджет—Дженерал» работает как термокомпрессор с давлением гелия на впуске и выпуске, соответственно равным 1,2 и 1,5 МПа. Подвод и отвод гелия осуществляется с помощью впускных и выпускных клапанов. Поэтому такой двигатель может быть классифицирован скорее как двигатель Эриксона, а не как двигатель Стирлинга в соответствии с ранее принятым определением. Действительно, он представляет собой двигатель Эриксона в варианте Буша.

Использующийся в системе двигатель представляет собой одноцилиндровую свободнопоршневую машину с возвратно-поступательно движущимся вытеснителем, в которой нагреватель и холодильник расположены соответственно в верхней и нижней частях цилиндра, а регенератор занимает кольцевое пространство вокруг боковой поверхности вытеснителя. Для обеспечения линейного перемещения

Таблица 15.2. Характеристики двигателей и систем для искусственного сердца фирмы «Аэроджет—Дженерал» [236]

Характеристики двигателя	МКVII	МКVIII
Подводимая тепловая мощность, Вт	33	20
Эффективная пневматическая мощность, Вт:		
в установившемся режиме	6,0	3,3
максимальная в переходном режиме	—	6,0
Максимальный эффективный КПД, %	18	16,5
Масса (включая радиоизотопный источник), кг	1,99	0,79
Объем, л	0,68	0,43
Длина, см	22,12	16,63
Диаметр, см	6,02	5,93
Удельная масса, кг/л	2,93	1,84

Характеристики системы	МКVII/PAC-6		МКVIII/PAC-7	
	Масса, кг	Объем, л	Масса, кг	Объем, л
Импантируемый двигатель (включая радиоизотопную капсулу)	1,99	0,68	0,68	0,40
Привод/регулятор	0,52	0,07	0,30	0,06
Магистраль системы охлаждения	0,03	0,07	0,01	0,02
Тепловая система в целом	2,54	0,82	0,99	0,48
Блок насоса для циркуляции крови PVAD	0,94	0,52	0,94	0,52
Система синхронизации	0,21	0,21	0,21	0,21
Система вспомогательного кровообращения в целом	3,69	1,55	2,14	1,21

вытеснителя используются направляющие опоры скольжения, установленные по его продольной оси в нижней части основания цилиндра. Конструкция основания цилиндра выполнена таким образом, что служит также и реверсивной полостью, или в терминах, принятых для других свободнопоршневых двигателей, — буферной полостью или упругой газовой подушкой.

Работа двигателя может быть объяснена при рассмотрении рис. 15.7. Рабочая последовательность двигателя подразделена на четыре фазы.

В первой фазе (рис. 15.7, а) впускной и выпускной клапаны закрыты, давление в цилиндре и буферной полости мало, а вытеснитель из ВМТ перемещается вниз. При движении вытеснителя рабочее тело проходит от холодного торца цилиндра через регенератор к горячему. Несмотря на то, что объем, заключенный в цилиндре двигателя, остается постоянным, давление растет, так как средняя температура газа увеличивается по мере его нагрева. При движении вытеснителя вниз рабочее тело в буферной полости сжимается, ее объем уменьшается, а давление растет.

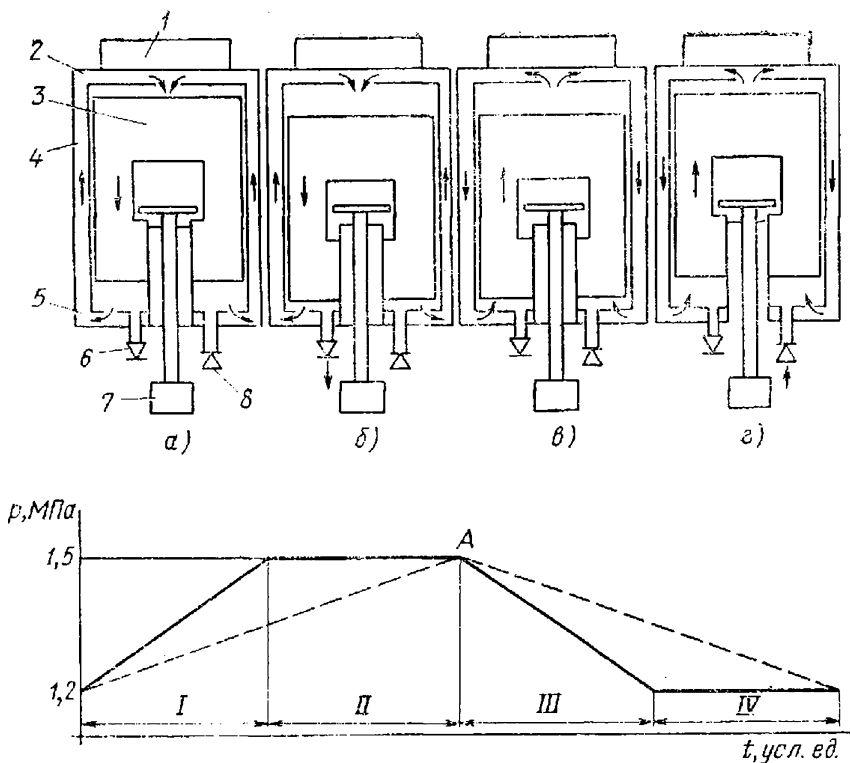


Рис. 15.7. Последовательность работы термокомпрессорного двигателя фирмы «Аэроджет»:

a—г — цикл работы двигателя; 1 — источник теплоты; 2 — нагреватель; 3 — изолированный вытеснитель; 4 — регенератор; 5 — холодильник; 6 — выходной обратный клапан; 7 — буферная полость; 8 — входной обратный клапан; I — сжатие; II — выпуск He; III — расширение; IV — впуск He; — — — изменение давления в двигателе; - - - - изменение давления в буферной полости (точка A соответствует равенству давления в рабочей и буферной полостях)

Скорость повышения давления в буферной полости меньше, чем в цилиндре двигателя. Это приводит к появлению разности давления на перпендикулярных оси торцовых поверхностях вытеснителя, разница в площадях которых и обуславливает возникновение сил, действующих на вытеснитель.

Под действием сил давления вытеснитель перемещается вниз, увеличивая тем самым поток газа в горячий объем, что приводит к дальнейшему росту давления в цилиндре и возрастанию сил давления, вынуждающих вытеснитель более ускоренно двигаться в том же направлении. Этот процесс сжатия происходит до тех пор, пока давление в цилиндре не достигнет расчетного значения, при котором открывается выпускной клапан, и гелий при высоком давлении выпускается из цилиндра (рис. 15.7, б).

Процесс выпуска продолжается до тех пор, пока вытеснитель не достигнет НМТ. Давление газа в буферной полости в это время наибольшее и равно давлению выпуска из цилиндра. Это условие не является необходимым; однако равенство уровней давления облегчает решение проблемы уплотнения между цилиндром и буферной полостью. Энергии давления, запасенной в газе буферной полости,

достаточно для первоначального импульса вытеснителю для его выхода из нижнего положения. Поэтому в двигателе предусмотрена возвратная пружина.

Движение вытеснителя вверх (рис. 15.7, в) приводит к обратному течению рабочего тела из горячего объема в холодный, что связано с падением средней температуры рабочего тела и, следовательно, с уменьшением давления до уровня, при котором выпускной клапан закрывается. Скорость снижения давления в цилиндре выше, чем в буферной полости. В результате возникает сила, обусловленная разностью давления, заставляющая вытеснитель продолжать движение вверх. Это, в свою очередь, приводит к интенсификации перетока рабочего тела в холодный объем, к еще большему снижению давления в цилиндре и увеличению силы, вызывающей ускорение, действующее на вытеснитель.

Процесс расширения длится до тех пор, пока давление в цилиндре не достигнет заданного уровня, при котором открывается впускной обратный клапан и в цилиндр поступает «свежая» порция гелия низкого давления (1,2 МПа). Этот процесс происходит до тех пор, пока вытеснитель не достигнет ВМТ; цикл на этом заканчивается. Давление рабочего тела в буферной полости при этом минимальное.

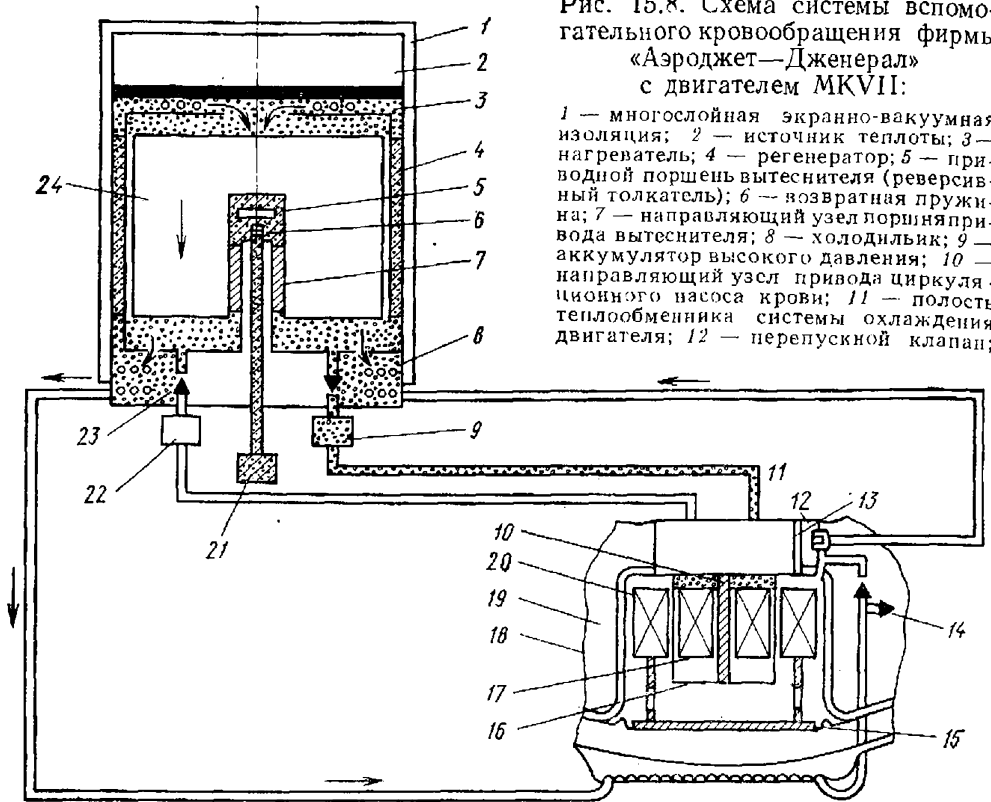
Принципиальная схема системы вспомогательного кровообращения фирмы «Аэроджет» показана на рис. 15.8. Гелий при повышенном давлении поступает из двигателя на пневмопривод циркуляционного насоса. В реальных условиях работа насоса связана с применением специальной магнитной муфты, позволяющей использовать жесткое неподвижное уплотнение, обеспечивающее герметизацию гелия в направляющем опорном узле привода циркуляционного насоса.

Применение гелия — рабочего тела двигателя — для непосредственного привода циркуляционного насоса позволяет получить преимущества, исключая тем самым передачу мощности потока газа потоку жидкости промежуточного контура, как это выполнено в случае системы фирмы «Мак-Доннелл—Дуглас». Однако это преимущество частично компенсируется необходимостью иметь в системе фирмы «Аэроджет—Дженерал» контур охлаждения, заполненный физиологическим раствором, для отвода теплоты от двигателя и передачи ее теплообменнику циркуляционного насоса с последующей диссипацией в крови.

Критическими элементами двигателя фирмы «Аэроджет» при рассмотрении в качестве цели десятилетнего расчетного ресурса, являются гелиевые обратные клапаны, направляющий узел привода вытеснителя (реверсивного толкателя буферной полости) и его возвратная пружина. Эти элементы, как и вся система в целом, прошли ресурсные испытания.




Мойс и Фэзер [236] заявили, что суммарная длительность испытаний, ресурс которых составляет 67 000 ч, позволяет сделать вывод о том, что желаемый десятилетний ресурс может быть достигнут. Наиболее важным и ответственным в этой системе является направляющий узел привода вытеснителя, работающий в условиях трения

Рис. 15.8. Схема системы вспомогательного кровообращения фирмы «Аэроджет—Дженерал» с двигателем МКVII:



1 — многослойная экранно-вакуумная изоляция; 2 — источник теплоты; 3 — нагреватель; 4 — регенератор; 5 — приводной поршень вытеснителя (реверсивный толкатель); 6 — возвратная пружина; 7 — направляющий узел поршня привода вытеснителя; 8 — холодильник; 9 — аккумулятор высокого давления; 10 — направляющий узел привода циркуляционного насоса; 11 — полость теплообменника системы охлаждения двигателя; 12 — перепускной клапан;

13 — регулятор насоса; 14 — обратные клапаны; 15 — пульсирующая пластина привода циркуляционного насоса; 16 — герметично уплотненный узел привода насоса; 17 — магнит привода насоса; 18 — полость с вспомогательной жидкостью (физиологическим раствором); 19 — физиологический раствор; 20 — ведомый магнит привода насоса; 21 — буферная полость двигателя; 22 — аккумулятор низкого давления; 23 — впускной

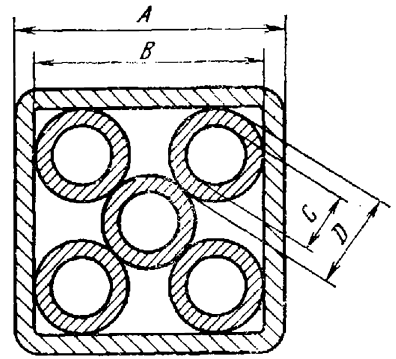
обратный клапан; 24 — изолированный вытеснитель;  — магистраль высокого давления (1,5 МПа);  — магистраль низкого давления (1,2 МПа);  — магистраль буферной полости

без смазочного материала и представляющий собой алюминиевую втулку, посаженную на такой же вал. Оптимистическую точку зрения Мойса трудно разделить. Располагая данными только по работе двигателя в течение 3943 ч и экстраполируя скорость износа для десяти лет (63 000 ч) работы, он допустил, что общий объем частиц износа от всех возможных источников за десять лет работы составит 0,05 см³. Одна или две частички на поверхности направляющих могут «разрушить» надежды на обеспечение десятилетнего ресурса. Частицы износа на седлах или поверхностях клапанов могут также сделать невозможной надежную работу двигателя.

Наиболее интересной особенностью двигателя фирмы «Аэроджет» является применение полых тонкостенных стеклянных «соломинок» в качестве элементов насадки регенератора, имеющей кольцеобразную форму и размещенную с внутренней поверхности цилиндра. Поперечное сечение квадратного элемента из «соломинок» показано на рис. 15.9. Рабочее тело проходит между «соломинок» и через них при перетоке из горячей полости в холодную. Были оце-

Рис. 15.9. Сечение квадратного элемента регенератора из «соломинок». Основные размеры A и C составляют 0,555 и 0,015 дюйма (Хоффман, 1976 г.)

$A - 0,001$	0,058	0,052	0,058	0,056	0,059
$B \pm 0,001$	0,048	0,044	0,048	0,046	0,049
$C \pm 0,001$	0,012	0,012	0,014	0,015	0,014
$D \pm 0,001$	0,020	0,018	0,020	0,019	0,020
L_0	3,30	3,15	3,30	3,30	3,30
$A - 0,001$	0,053	0,053	0,059	0,059	
$B \pm 0,001$	0,045	0,045	0,049	0,049	
$C \pm 0,001$	0,012	0,015	0,015	0,012	
$D \pm 0,001$	0,018	0,018	0,020	0,020	
L_0	3,30	3,30	3,30	3,30	



нены различные формы поперечного сечения насадки, но никаких технических подробностей не сообщалось. «Соломинки» в виде усовершенствованной формы «арочной матрицы» (рис. 15.10) теоретически исследовались Хоффманом в 1976 г. с использованием вычислительной программы, моделирующей работу двигателя фирмы «Аэроджет». Он получил результаты (рис. 15.11) в виде зависимости эффективного пневматического КПД двигателя от циклической частоты при различных сечениях «соломинок» и размеров радиального зазора. Детали моделирования работы двигателя фирмы «Аэроджет» и степень соответствия между расчетными и экспериментальными характеристиками не были опубликованы.

Разработка искусственного сердца фирмой «Аэроджет» включала значительное число экспериментов на животных с использованием элементов системы или подсистем для установления и оценки различных физиологических и анатомических критериев совместимости (рис. 15.12). Испытания на животных по программе фирмы «Аэроджет» проводились в сотрудничестве с медицинским и ветеринарным персоналом из Калифорнийского университета. Результаты обсуждения аспектов программы фирмы «Аэроджет» приведены в серии ежегодных отчетов, а в качестве примера можно рекомендовать труды Андруса.

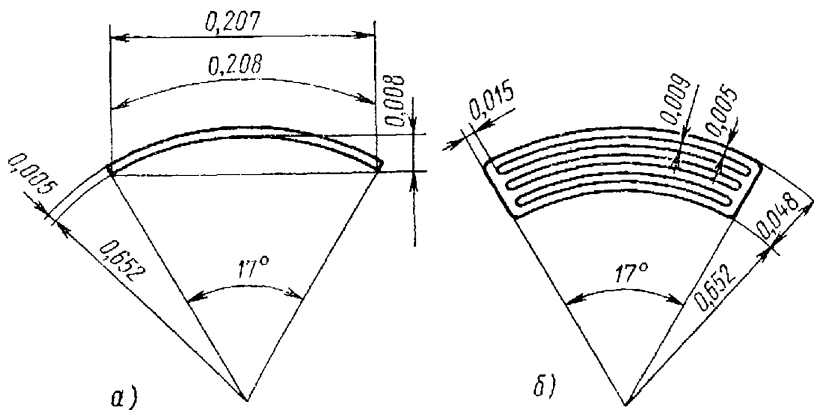


Рис. 15.10. Сводчатая форма регенератора из «соломинок» (Хоффман, 1976 г.):
а — отдельный элемент; б — секция элементов

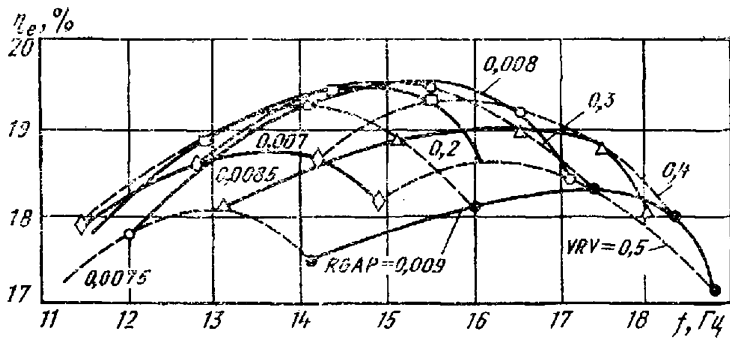


Рис. 15.11. Зависимость эффективного пневматического КПД η_e термокомпрессора фирмы «Аэроджет—Дженерал» от циклической частоты вращения f двигателя, радиального зазора (RGAP) и мертвого объема (VRV) в регенераторе

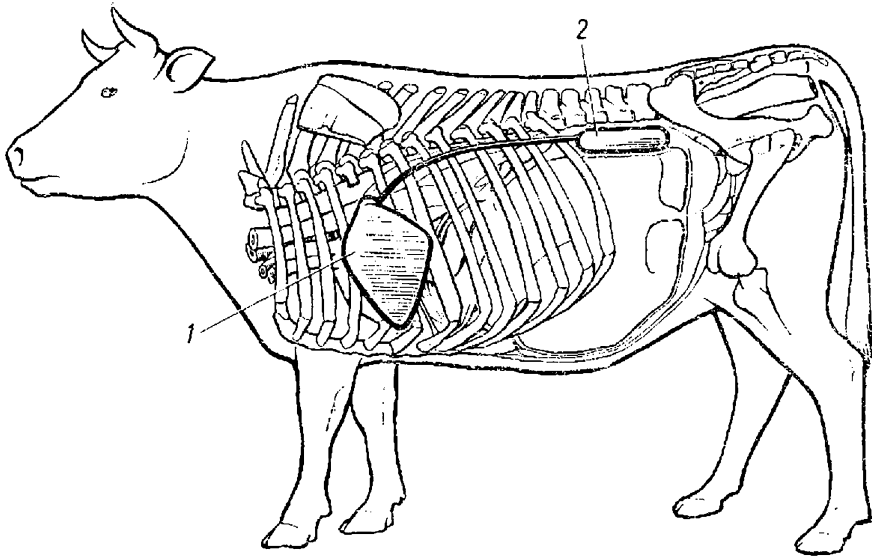


Рис. 15.12. Имплантация системы вспомогательного кровообращения в тело животного (эксперименты Калифорнийского университета) [236]:

1 — блок термокомпрессора МК VII; 2 — блок насоса для циркуляции крови PAC6/PVAD

Двигатель для системы искусственного сердца фирмы «Термо-Электрон»

Работы по двигателю фирмы «Термо-Электрон» начались в 1970 г. и регулярно освещались в годовых отчетах (Уэйтлет, Рагглас и Хаген 1976 г.) на ежегодных конференциях по инженерным аспектам преобразования энергии (Уэйтлет, Рагглас и Торти [373]) и в других публикациях. В процессе разработки двигатель претер-

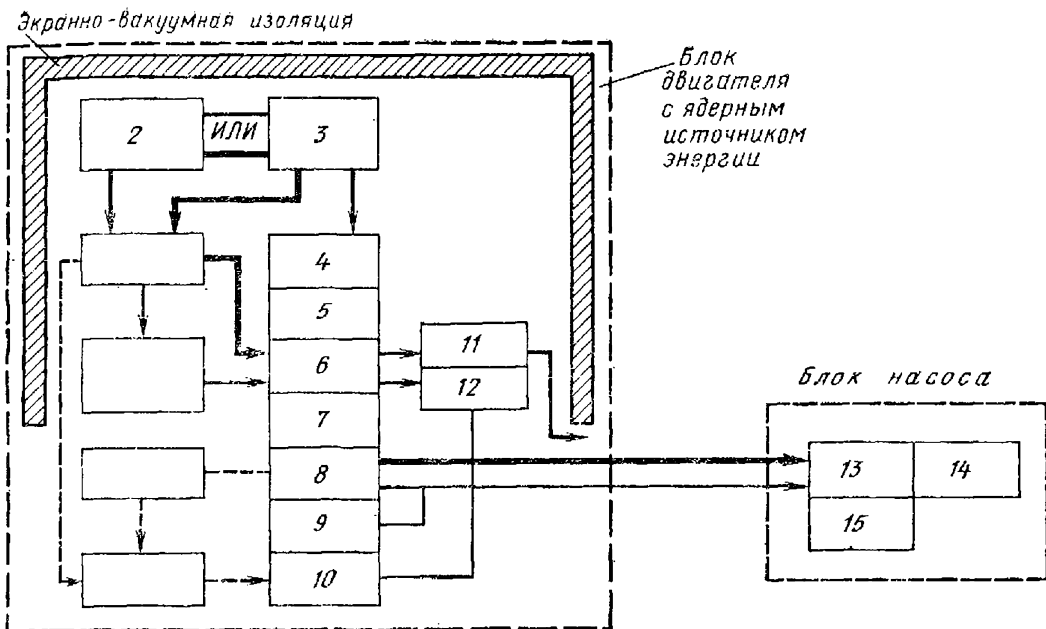


Рис. 15.13. Принципиальная схема системы искусственного сердца фирмы «Термо-Электрон» (Вателет и другие, 1979 г.):

1 — блоки двигателя и насоса; 2 — высокотемпературный аккумулятор теплоты; 3 — источник теплоты; плутоний-238; 4 — перегреватель; 5 — регенератор пара; 6 — парогенератор; 7 — регенератор жидкости; 8 — конденсатор; 9 — вытеснитель; 10 — вращательный электродвигатель постоянного тока; 11 — вспомогательный парогенератор; 12 — термостат парогенератора; 13 — теплообменник; 14 — насос для циркуляции крови; 15 — привод насоса; прямоугольники в левой части схемы, обозначают соответственно (снизу вверх) логический электронный блок, датчик Холла, среднетемпературный аккумулятор теплоты и термоэлектрический генератор;

—→ — тепловой поток; — — — — — электрическая цепь; —→ — гидравлическая магистраль

пел крупные изменения в конструкции. Описанная здесь система в рассмотренных выше работах обозначалась как модель 4.

Двигатель фирмы «Термо-Электрон» был первоначально определен как кольцевой циклический регенеративный двигатель; он не был причислен к двигателям Стирлинга. Однако в действительности этот двигатель является двигателем Стирлинга и, более того, одним из уникальных. Рабочее тело двигателя — вода, изменяющая фазовое состояние от жидкого в холодной полости до парообразного в горячей; и таким образом, оно может быть классифицировано как однокомпонентное двухфазное рабочее тело *.

Схема системы фирмы «Термо-Электрон» приведена на рис. 15.13. Система включает два основных блока: блок двигателя и блок насоса. В блоке двигателя теплота от ядерного или электрического источника энергии преобразуется в механическую работу для привода насоса. Гидросмесь затем поступает во второй блок на привод насоса для циркуляции крови.

* Рабочие тела двигателей Стирлинга рассмотрены в гл. 6.

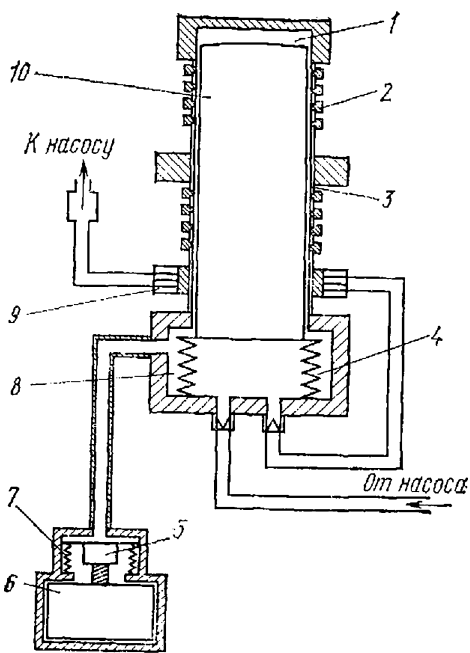


Рис. 15.14. Упрощенная схема циклического регенеративного двигателя фирмы «Термо-Электрон»:

1 — объем расширения; 2 — нагреватель; 3 — поверхность раздела жидкости и паров рабочего тела; 4 — сильфонный насос гидросмеси; 5 — сферическая гайка и винтовой вал; 6 — вращательный электродвигатель постоянного тока; 7 — рабочий поршень сильфонного типа; 8 — полость сжатия; 9 — холодильник; 10 — вытеснитель

Упрощенная схема двигателя показана на рис. 15.14. Двигатель может быть классифицирован как двигатель Стирлинга в варианте Хейнричи с рабочим и вытеснительным поршнями в отдельных цилиндрах. Объем расширения является нагреваемым объемом над вытеснителем, а объем сжатия — охлаждаемыми объемами под вытеснителем и над поршнем. Гидравлический насос представляет собой сильфонный насос, расположенный под вытеснителем с впускным и выпускными обратными клапанами.

Движение рабочего поршня сильфонного типа осуществляется с помощью электродвигателя, приводящего в движение винтовой вал, на котором установлена гайка, соединенная с нижней частью поршня. Вращение электродвигателя в одну сторону заставляет поршень подниматься, вращение в другую — опускаться. Регулирование направления и продолжительности вращения электродвигателя, а также регулирование циклической частоты происходит с помощью электронного логического блока. Питание электродвигателя и электронного блока управления осуществляется от кремний-германиевого термоэлектрогенератора, нагреваемого с помощью основного источника теплоты.

При движении рабочего поршня с помощью электродвигателя вверх жидкое рабочее тело движется в цилиндре вытеснителя и поднимается по кольцевому зазору между вытеснителем и стенкой цилиндра. При проходе через кольцевой зазор жидкость кипит, превращаясь в пар, и далее нагревается до состояния перегретого пара. При фазовом переходе воды в пар давление в рабочем объеме растет. Когда давление превосходит давление в контуре гидравлического насоса в сильфоне под вытеснителем, вытеснитель начинает опускаться. Это приводит к вытеснению большого количества жидкости через регенератор в горячую полость, увеличивая давление еще больше, что, в свою очередь, ускоряет движение вытеснителя. По мере опускания вытеснителя происходит сжатие сильфона, и гидросмесь выходит через выпускной обратный клапан при расчетном давлении выпуска.

Когда электродвигатель, приводящий в движение рабочий поршень, изменит направление вращения на противоположное, поршень

начнет опускаться, направление движения жидкости изменится и давление уменьшится. Когда оно станет меньше давления в контуре насоса гидросмеси, сильфон под вытеснителем начнет расширяться, заставляя вытеснитель перемещаться вверх. Это вынуждает рабочее тело протекать обратно через кольцевой зазор, где оно охлаждается и претерпевает фазовый переход (пар переходит в жидкость), что приводит к дальнейшему уменьшению давления и, следовательно, к ускорению движения вытеснителя вверх. По мере расширения сильфона «свежая» порция гидросмеси через впускной обратный клапан поступает в полость сильфона под вытеснителем. Отводимая теплота от двигателя передается гидросмесью к циркуляционному насосу, который обеспечивает еще и теплообмен для ее диссипации в крови.

Система искусственного сердца фирмы «Термо-Электрон» отличается от других систем с двигателем Стирлинга, описанных в данной работе, тем, что двигатель работает с частотой биения живого сердца. При работе в качестве вспомогательной системы кровообращения система должна включать в свою схему датчик для синхронизации блоков двигателя насоса с живым сердцем.

Никаких технических подробностей о двигателе, относящихся к значениям давления, диаметра цилиндра и длины хода вытеснителя, в любой из известных автору публикаций не приведено. Сообщалось, что КПД двигателя находится в пределах от 15 до 16 % при максимальных температурах цикла от 480 до 540 °С. КПД двигателя определялся как отношение индикаторной работы к сумме теплоты конденсации и индикаторной работы.

Имплантируемый блок двигателя [373] имеет длину 20 см, диаметр 6,1 см, объем 700 см³ и массу 1,6 кг. При стендовых испытаниях всей системы при входной мощности блока двигателя 33 Вт обеспечивалась гидравлическая мощность примерно 3 Вт на выходе насоса для циркуляции крови при частоте от 90 до 110 сокращений сердца в минуту.

Долговременные испытания всего имплантируемого блока двигателя были проведены в условиях круглосуточной работы при 70 сокращениях сердца в минуту в течение 1200 ч. За это время было обнаружено два повреждения, которые были связаны с главным насосным сильфоном под вытеснителем. Второй металлический сильфон, выполняющий функции рабочего поршня, прошел испытания.

Дальнейшее усовершенствование этого двигателя с доведением его КПД до 20 % ожидалось при разработке циклического регенераторного двигателя с бинарным циклом. Такой двигатель является соединением в одной машине двух циклических регенераторных двигателей с различными рабочими телами. Этими рабочими телами были вода и даутерм А. Бинарный цикл состоит из двух термодинамических циклов (рис. 15.15). Усовершенствованный двигатель состоял из уже фактически отработанного двигателя на воде, с которым был совмещен второй двигатель, работающий на даутерме А при более высокой температуре. Вытеснитель второго двигателя выполнен с двойными стенками, внутри которых находится вытесни-

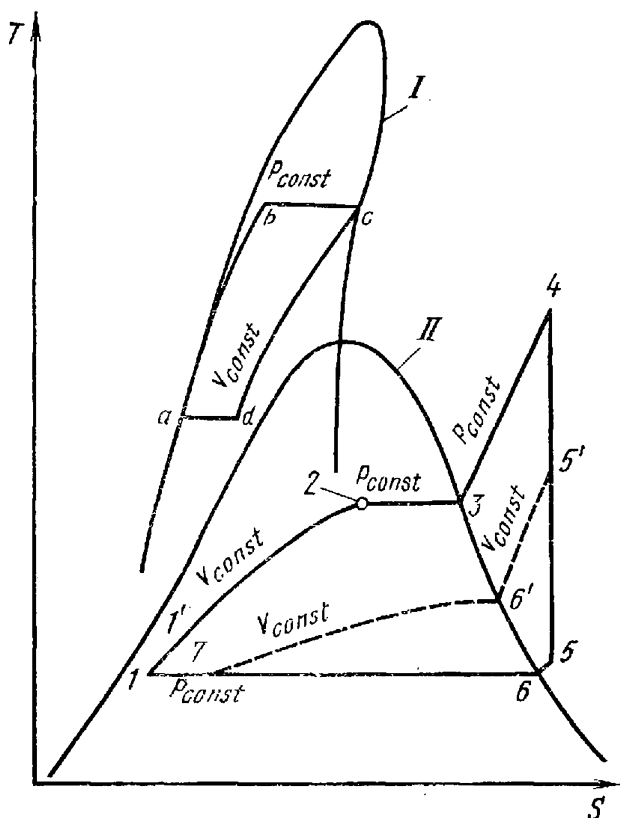


Рис. 15.15. Бинарный цикл двигателя с различными рабочими телами (Вателети и другие, 1979 г.):

I — даутерм А (цикл $a-b-c-d$);
II — водяной пар (цикл $1-2-3-4-5$ ($5'$)— 6 ($6'$)— $7-1$);
 --- — возможные варианты протекания цикла

тель двигателя, работающего на воде. Теплота к двигателю подводится при максимальной температуре цикла от парогенератора с даутермом с дальнейшей передачей ее при некоторой промежуточной температуре от его конденсатора к водяному парогенератору. Отвод теплоты от двигателя происходит при низкой температуре водяного конденсатора с последующей ее диссипацией в крови.

В 1976 г. Уотлет и другие рассмотрели стендовую

модель двигателя с бинарным циклом на ранней стадии его разработки и отметили, что двигатель легко пускался и развивал выходную мощность, равную 3,6 Вт при частоте 100 биений в минуту с КПД, близким к 10 %. Максимальное давление в двигателе составляло 0,85 МПа, что соответствовало давлению насыщения паров даутерма при температуре 382 °С.

Эксперименты на животных при осуществлении разработки системы фирмы «Термо-Электрон» были проведены в сотрудничестве с научно-исследовательской лабораторией сердечно-сосудистой хирургии Института кардиологии (г. Хьюстон, шт. Техас).

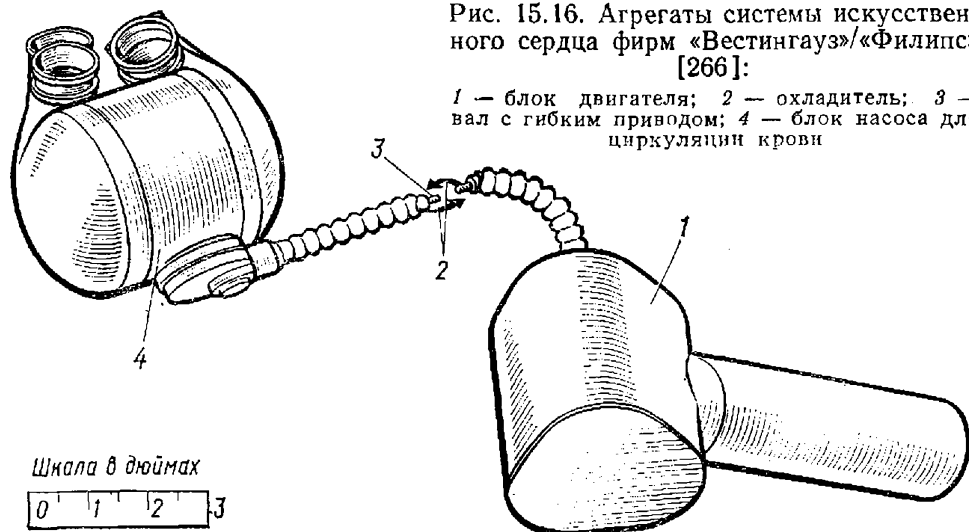
Двигатель для системы искусственного сердца фирм «Вестингауз»/«Филипс»

Разработка системы для искусственного сердца фирм «Вестингауз»/«Филипс» велась по заданию Министерства энергетики США (бывшее Управление энергетических исследований и разработок, а еще раньше Комиссия по атомной энергии). Программа Комиссии по атомной энергии приведена в работе [246].

Первым свидетельством интереса фирмы «Вестингауз» в этой области было опубликованное в 1968 г. сообщение Ланца и Зельца о теоретических исследованиях паровой турбины с плутонием-238 в качестве источника теплоты, работающей по циклу Ренкина. Когда

Рис. 15.16. Агрегаты системы искусственного сердца фирм «Вестингауз»/«Филипс» [266]:

1 — блок двигателя; 2 — охладитель; 3 — вал с гибким приводом; 4 — блок насоса для циркуляции крови



начались исследования по данной программе, была избрана другая концепция — двигатель Стирлинга с радиоизотопным источником теплоты, приводящий с помощью гибкого вала насос для циркуляции крови. Такая система разрабатывалась совместно с фирмами «Вестингауз электрик Корпорейшн» и «Норт Америкэн Филипс Корпорейшн», причем фирма «Филипс» отвечала за разработку двигателя Стирлинга.

Схема и результаты первых исследований на демонстрационной стендовой модели описаны в работе Пушо и Дэниэльса [266]. Основные агрегаты системы показаны на рис. 15.16, а ее принципиальная схема — на рис. 15.17. Используемый в системе двигатель Стирлинга был одноцилиндровым вытеснительного типа с ромбическим приводом. Частота вращения вала двигателя составляла 600 об/мин. С помощью зубчатой передачи частота вращения увеличивалась до 1800 об/мин на маховике, а затем последовательно уменьшалась до 900 об/мин на приводе с гибким валом и до 120 об/мин для циркуляционного насоса крови. Насос, представлявший собой цилиндрическую конструкцию, закрытую с двух сторон куполообразными кожухами, имел кривошипный приводной механизм с треугольным шатуном (рис. 15.18).

Обзор состояния разработки двигателя за несколько лет дан в работе [142]. Размеры системы, для которой разрабатывался прототип имплантируемого блока двигателя, приведены на рис. 15.19. Сечение двигателя для этого прототипного блока показано на рис. 15.20. Некоторые подробности конструкции, отмеченные в ежеквартальном отчете фирмы «Вестингауз» за 1975 г., приведены в табл. 15.3. Расчетный баланс мощности для двигателя (рис. 15.21) показывает, что при тепловой мощности ядерного источника, равной 29,5 Вт, мощность на приводе с гибким валом составляет 5,4 Вт.

В процессе разработки в конструкцию этого чрезвычайно интересного двигателя было внесено несколько новшеств, часть из ко-

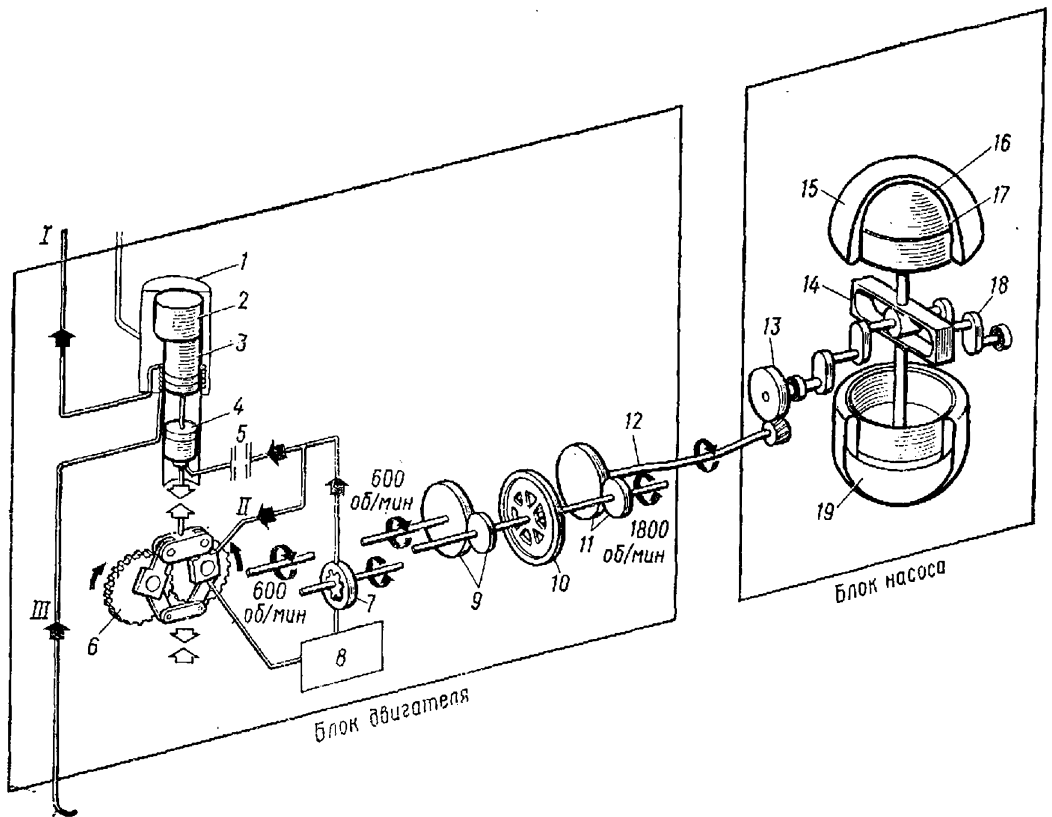


Рис. 15.17. Принципиальная схема системы искусственного сердца фирм «Вестингауз»/«Филиппс» [266]:

1 — изоляция; 2 — ядерный источник энергии ($T = 1100 \text{ K}$); 3 — вытеснитель; 4 — поршень; 5 — жиклер; 6 — ромбический привод; 7 — масляный насос; 8 — картер; 9 — мультипликатор; 10 — маховик; 11 и 13 — редукторы; 12 — гибкий вал; 14 — вилка привода колныка толкателя; 15 — куполообразный кожух; 16 — диафрагма; 17 — колпак толкателя; 18 — коленчатый вал; 19 — насос для циркуляции крови с максимальной подачей 12 л/мин; I — к системе глубокого вакуумирования; II — смазочная система подшипников; III — водяная система охлаждения

торых, вероятно, должны найти применение и в более крупных машинах. В качестве рабочего тела двигателя используется аргон. Причин такого выбора рабочего тела нельзя найти ни в одном из рассмотренных источников, но, вероятно, он мог быть сделан для облегчения решения проблем уплотнения или уменьшения тепловых потерь теплопроводностью. При низкой частоте вращения (600 об/мин) теплофизические свойства рабочего тела не являются столь критичными, как в машинах с большой удельной мощностью.

Другим новшеством в двигателе является использование «магнитного» смазочного материала или «феррожидкости», что описано в работе Голдовского и Лерфельда [142]. Использование феррожидкости позволило разработать высоконадежное уплотнение вала двигателя, а также магнитную систему подачи масла в насос смазочной системы. В будущих двигателях уплотнения феррожидкостного типа могут позволить отказаться от применения свертывающихся диафрагменных уплотнений узлов с возвратно-поступательным движением.

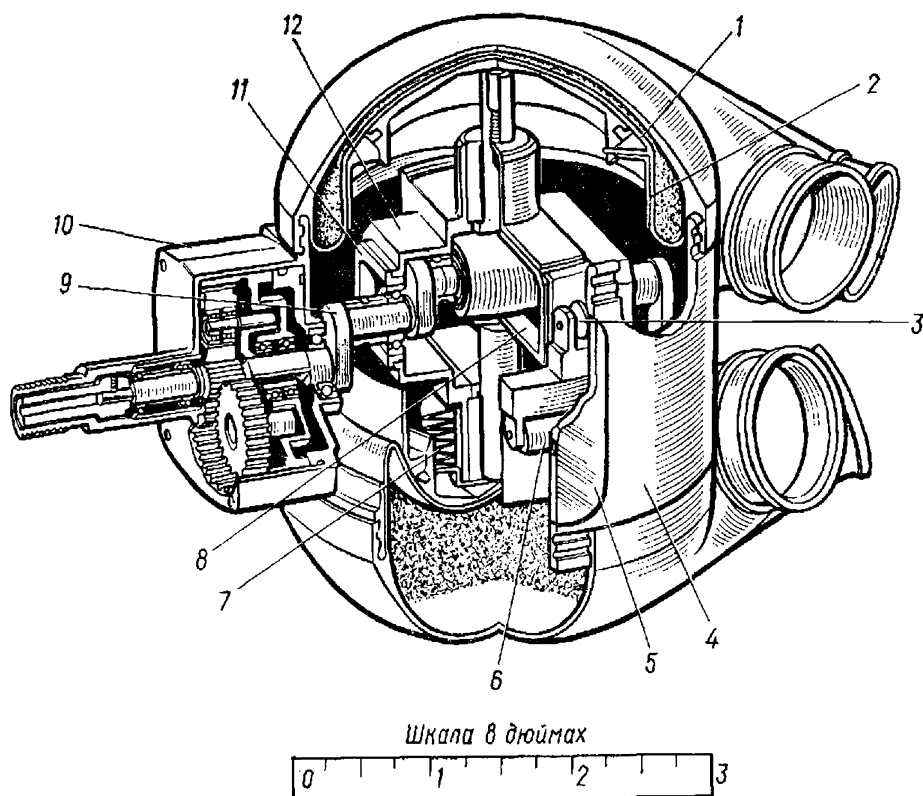


Рис. 15.18. Насос для циркуляции крови системы искусственного сердца фирм «Вестингауз»/«Филиппс» [266]:

1 — пульсирующая диафрагма; 2 — колпак толкателя; 3 — ролик компенсации кручения платформы; 4 — корпус насоса; 5 — закаленная направляющая ролика платформы; 6 — стабилизирующий ролик платформы; 7 — сильфон компенсации кручения платформы; 8 — вилка привода толкателя; 9 — коленчатый вал; 10 — планетарный редуктор; 11 — закаленная направляющая платформы; 12 — исрещеающаяся платформа

Интересной особенностью является также применение магнитной муфты сцепления для передачи мощности с вала двигателя на маховик, а затем на выходной вал. Конструкция маховика в виде двух частей, соединенных при помощи сил магнитного поля, позволяет использовать непроницаемую титановую мембрану, что решает

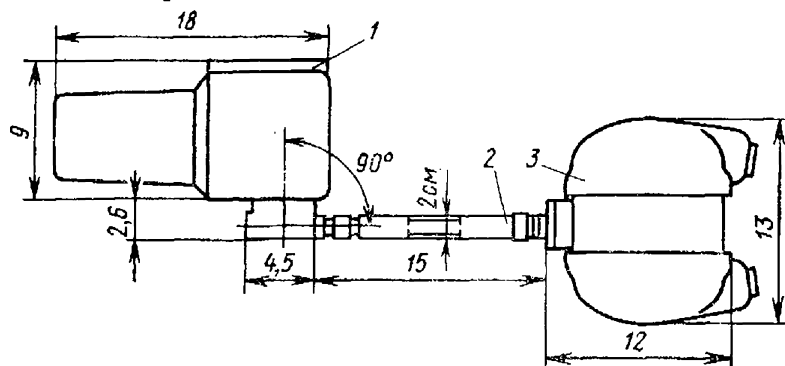
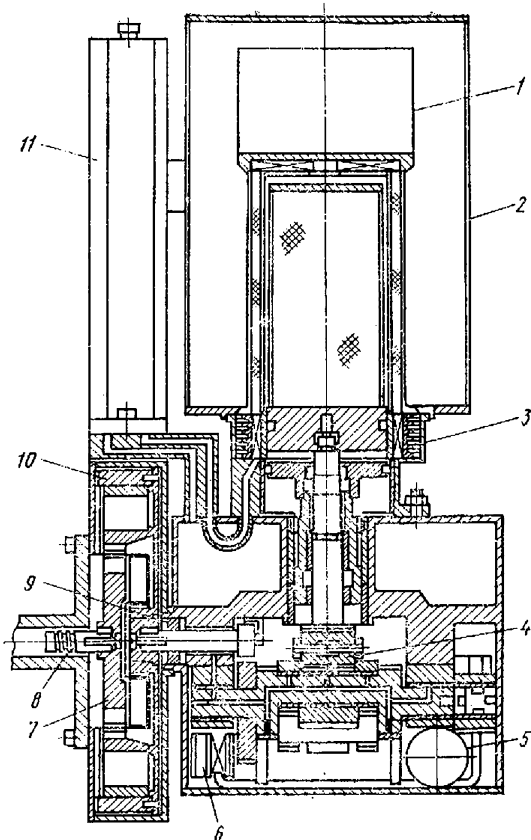


Рис. 15.19. Прототип имплантируемой системы фирм «Вестингауз»/«Филиппс» для искусственного сердца [193] (номинальные размеры даны в сантиметрах):

1 — блок двигателя; 2 — соединительная магистраль; 3 — блок насоса

Рис. 15.20. Сечение двигателя Стирлинга фирмы «Филипс» для имплантируемого прототипа системы искусственного сердца [142]:

1 — ядерный источник энергии; 2 — вакуумная изоляция; 3 — холодильник; 4 — ромбический привод; 5 — масляный фильтр; 6 — впуск «магнитного» масла; 7 — зубчатое колесо; 8 — лабиринтное уплотнение; 9 — феррожидкостное уплотнение; 10 — маховик с магнитным сцеплением; 11 — клапан регулирования частоты вращения двигателя



проблему герметичного уплотнения картера двигателя. Интересные детали этих нововведений могут быть найдены в ежеквартальном отчете фирмы «Вестингауз» за 1976 г.

Особой трудностью для системы фирм «Вестингауз»/«Филипс» является передача от двигателя теплоты циркуляционному насосу для ее диссипации в крови. В ранних вариантах системы для этой цели использовался контур водяного охлаждения, прокачка воды в котором осуществлялась

с помощью сифонного насоса, объединенного с циркуляционным насосом крови [267]. Затем этот контур был заменен гибкой тепловой трубой, описанной в работе [193].

Таблица 15.3. Проектные параметры двигателя для искусственного сердца фирмы «Вестингауз»/«Филипс» [381]

<i>Общие характеристики</i>	
Подводимая мощность, Вт	29,5
Эффективная пневматическая мощность, Вт	5,4
Размеры, см	17,9×7,6×8,9
Масса, кг	1,9
Рабочее тело	Аргон
Среднее рабочее давление, МПа	1,46
Давление в картере, МПа	0,61
Температура в объеме расширения, К	900
Система регулирования	С автоматическим перепуском
<i>Параметры нагреваемого узла</i>	
Максимальная температура тонкой стенки, К	925
Максимальное давление, МПа	1,8
«Идеальный ресурс» для указанных условий	130 лет
Размеры стационарного регенератора, см:	
толщина стенки	5
эффективный диаметр	2,25
Потери теплоты в изоляции, Вт	1,5

<i>Механизм ромбического привода</i>	
Ход, см:	
рабочего поршня	0,8
вытеснителя	0,8
Диаметр, см:	
поршня	2,86
вытеснителя	2,54
Подшипники	С подачей газа под давлением
<i>Уплотнения</i>	
Штоков поршня и вытеснителя	Свертывающиеся диафрагменные
Поршня и вытеснителя	Поршневые кольца
Полостей маховика магнитного сцепления	Феррожидкостные
<i>Материалы</i>	
Титан и сталь — для элементов привода	
Титан — для картера и кожухов	
Никель — для высокотемпературных элементов теплообменника	
Алюминий/титан — для элементов теплообменника, работающих при нормальной температуре	
<i>Частота вращения внешних механических передач, об/мин</i>	
Непосредственно стартера привода	600
Выходного вала маховика с магнитным сцеплением	2400
<i>Оценки массы элементов прототипного двигателя МК1, г</i>	
Источник теплоты и вакуумная изоляция	300
Нагреватель и холодильник с температурой окружающей среды	200
Ромбический привод	195
Маховик с магнитным сцеплением	230
Картер и кожух маховика	550
Масло	65
Прочие (элементы системы регулирования, фитинги, шестерни, масляный насос и т. п.)	250
Общая масса	1725

В публикациях отсутствуют упоминания об экспериментах на животных. Они могут планироваться на более поздней стадии программы, когда действующие прототипы системы достигнут соответствующего уровня развития.

Детальное описание хода программы фирм «Вестингауз»/«Филипс» сообщалось в ежеквартальных отчетах (до № 29 в середине 1977 г.). Эти отчеты не являются доступными и несколько однообразны для изучения, поэтому некоторые читатели могут найти более полезными ежегодные обзорные статьи, публикуемые в материалах Конференции по инженерным аспектам преобразования энергии.

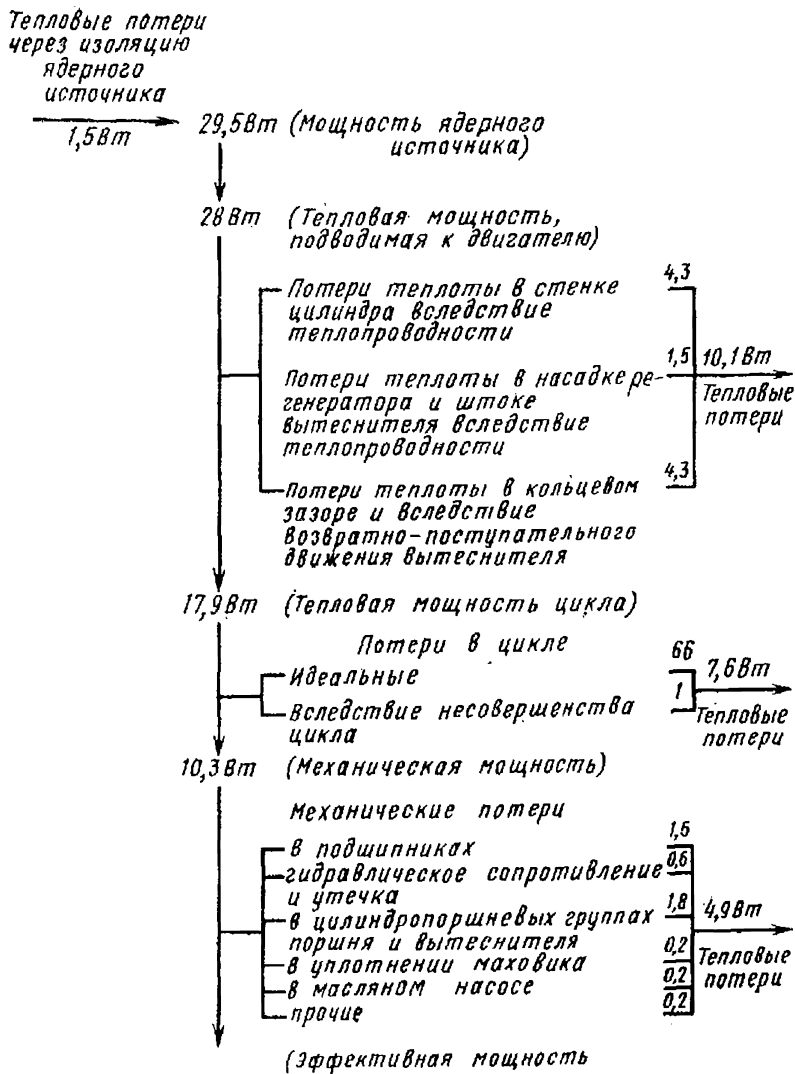


Рис. 15.21. Баланс мощности двигателя Стирлинга для системы искусственного сердца фирм «Вестингауз»/«Филипс» [384]

Заключение

Единственные известные за пределами США разработки по искусственному сердцу с использованием двигателей Стирлинга ведутся по программе фирмы «Мессершмитт-Бельков-Блом» в ФРГ [130 и 340]. На ранней стадии они были связаны со свободнопоршневым термокомпрессорным двигателем типа двигателя Буша, подобного описанному двигателю фирмы «Аэроджет—Дженерал». Состояние дальнейших работ по этой программе неизвестно.

Рассмотренные выше работы по двигателям Стирлинга являются лишь небольшой частью обширной программы в области создания искусственного сердца, развиваемой в США. Зачастую этим программам не придают большого значения, так как уровни мощности настолько малы, а предмет исследований столь специфичен, что

лежит за пределами обычных интересов. Такой взгляд ошибочен. Четыре группы исключительно способных и изобретательных инженеров в течение десятилетия работали на самом переднем краю техники в областях, касающихся материаловедения, систем регулирования, теплопередачи, гидродинамики, термодинамики, аппаратуры и техники эксперимента. В их работе много интересного материала, который может быть использован в двигателях бóльших размеров и мощности, и всем, кто профессионально интересуется двигателями Стирлинга, рекомендуется тщательное изучение ежегодных отчетов фирм-подрядчиков и статей, публикуемых в открытой печати.

ГЛАВА 16

ДВИГАТЕЛИ СТИРЛИНГА ДЛЯ ПОДВОДНЫХ И КОСМИЧЕСКИХ ЭНЕРГОУСТАНОВОК

Введение

Двигатели Стирлинга являются перспективными для применения в тех областях, где использование обычных двигателей, работающих с подводом воздуха, невозможно. В первую очередь это относится к энергоустановкам подводных силовых систем и космических летательных аппаратов. Необходимость в автономных двигателях, способных работать независимо от условий окружающей среды, диктуется потребностью в преобразовании запасенной тепловой энергии в электрическую или механическую, предназначенную как для движителей, так и для выполнения других специальных задач. Требования к уровню мощности и продолжительности работы варьируются в данном случае очень широко. С одной стороны, потребность в малой мощности в несколько ватт для небольшого ресурса работы может быть обеспечена применением аккумуляторных батарей; с другой стороны, потребность мощности в несколько тысяч киловатт для подводных лодок с длительным ресурсом работы — лишь энергоустановками с ядерным реактором и паровой турбиной. Для промежуточных ситуаций существует много различных комбинаций источников энергии и систем преобразования.

Источники энергии

Источники энергии могут быть ядерными, солнечными или химическими. Природные и искусственные ядерные источники энергии связаны с радиоактивным распадом или энергией деления радиоизотопных материалов, в результате которых генерируются частицы высоких энергий. Энергия частиц преобразуется в тепловую энергию в веществе плотных материалов, окружающих радиоактивный источник. Природные и искусственные ядерные источники энергии в сущности одинаковы. В реакторах имеется система регулирования для изме-

нения уровня радиоактивного распада, и, следовательно, уровня генерируемой мощности, поэтому двигатели, источником теплоты которых служит реактор, могут быть отключены или их выходная мощность может быть снижена до требуемого значения. Однако природные источники являются нерегулируемыми. В них происходит распад с постоянной скоростью, при котором генерируется фактически постоянная (на малом отрезке времени) энергия, значение которой медленно изменяется в зависимости от рода материала. Для примера, плутоний-238 имеет период полураспада 89 лет; при этом мощность источника энергии экспоненциально уменьшается наполовину в течение 89 лет. Изотоп кобальта-60 имеет период полураспада только 5 лет. Вариации периода полураспада бесконечны — от менее чем 1 с до тысяч лет. В общем случае реакторы могут быть использованы для получения больших (~50 кВт) мощностей и длительных (больших чем 1 мес) ресурсов работы. Природные источники пригодны для получения малых и промежуточных уровней мощности (до 15 кВт) и обеспечения длительных периодов работы (больших, чем 6 мес).

Использование солнечной энергии для космических энергоустановок является весьма перспективным. В этом случае для обеспечения малых мощностей, необходимых для энергосистем небольших исследовательских космических летательных аппаратов, широко применяются фотоэлектрические преобразователи. Количество получаемой энергии фактически неограниченно и обратно пропорционально квадрату расстояния от космического летательного аппарата до Солнца. Солнечная энергия может быть использована как для прямого преобразования в электрическую в солнечных элементах, так и для получения высоких температур с помощью концентраторов, необходимых для работы двигателей.

Химические источники энергии содержат два или более химических компонентов, реакция которых сопровождается образованием новых соединений и выделением электрической или тепловой энергии. Свинцово-кислотные аккумуляторные батареи, водородно-кислородные топливные элементы и системы со сжиганием бензиновоздушной смеси являются по существу системами, в которых используется химическая энергия. В космических энергоустановках в качестве источников химической энергии могут применяться электрические батареи или водород и кислород (в жидком виде) при низких температурах и используемые в топливных элементах или системах сжигания. Из-за ограничений по массе химические источники энергии для космических энергоустановок могут быть использованы только при небольших ресурсах работы.

Химические источники энергии представляют интерес и для использования в подводных энергоустановках с малым ресурсом работы при всех уровнях мощности. В этом случае масса имеет менее важное значение, чем для космических летательных аппаратов: главное значение приобретает проблема отвода и хранения продуктов реакции компонентов на борту подводного аппарата. Особое значение эта проблема имеет для аппаратов глубокого погружения,

так как необходимо создать очень высокое давление для вывода продуктов реакции из системы. Эта проблема также важна для торпед и небольших подводных лодок тактического назначения, для которых должны отсутствовать паровые следы продуктов реакции, что затрудняет обнаружение подводных лодок. Возможность использования реакции лития и натрия с морской водой для двигателей подводных лодок рассматривается в работе [382].

Тепловые преобразователи

Теплота, полученная от ядерных, солнечных или химических источников энергии, может быть преобразована в электрическую или механическую энергию с помощью различных тепловых преобразователей, характеризующихся коэффициентом преобразования энергии

$$\eta = C (T_{\max} - T_{\min}) / T_{\max}, \quad (16.1)$$

где C — коэффициент системы преобразования; $(T_{\max} - T_{\min}) / T_{\max}$ — КПД цикла Карно.

При $C = 1$ (максимальное значение) коэффициент η равен КПД цикла Карно, т. е. имеет максимально возможное значение для данного уровня температур. Практически пределы изменения C составляют 0,05—0,6.

Тепловые преобразователи могут быть разделены на два типа: статические — без движущихся частей и динамические — с движущимися частями.

К статическим тепловым преобразователям относятся термоэлектрические системы. Отсутствие движущихся частей, уплотнений, подшипников, поршней и т. п. обеспечивает большой ресурс их работы. Но такие системы имеют большие размеры и массу, небольшой КПД (меньше 10 %); область их применения ограничена сравнительно малым уровнем мощности (до 100 Вт). Поэтому радиоизотопные термоэлектрические генераторы (РТИГ) используются для маломощных космических и подводных энергоустановок.

Динамические тепловые преобразователи имеют большую удельную мощность и КПД по сравнению со статическими, однако это различие менее выражено при малых мощностях. Таким образом они являются предпочтительными при мощности преобразователей, превышающей 100 Вт (верхняя граница мощности не определена). Динамические тепловые преобразователи включают все типы тепловых двигателей, однако очевидно, что двигатели с подводом воздуха — дизели и бензиновые ДВС — не могут быть использованы для подводных и космических систем. В этих областях имеются три типа двигателей: двигатели Стирлинга, двигатели, работающие по циклу Ренкина (паровые), и газотурбинные, работающие по замкнутому циклу Джоуля — Брайтона. Эти двигатели работают по замкнутому циклу, превращая теплоту в механическую работу для привода электрических генераторов, насосов или других механизмов. Они могут использовать любой источник теплоты, значительная часть которой должна отводиться от системы. Существует большое разно-

образе схем и конструкций таких двигателей. В общем случае подразумевается, что двигатели Стирлинга являются машинами с возвратно-поступательным движением, а двигатели, работающие по циклу Джоуля—Брайтона, — машинами с вращательным движением. Однако регенеративная газовая турбина замкнутого цикла точно соответствует двигателю Стирлинга, исходя из принятого ранее определения, и может быть рассмотрена как один из видов двигателей Стирлинга с вращательным движением. Возможны и многие другие схемы двигателей Стирлинга с вращательным движением. Подобным же образом двигатели, работающие по циклу Ренкина, представляют собой машины как с возвратно-поступательным, так и с вращательным движением.

Турбомашины работают при более высоких числах оборотов и удельных мощностях, чем поршневые машины с возвратно-поступательным движением, однако эффективный КПД последних обычно выше. Особенно это характерно при низких (меньше 50 кВт) мощностях, что связано в первую очередь с большими утечками в лопатках турбин, а в турбинах без регенерации теплоты — с большими потерями с отходящими газами. При высоких значениях мощности КПД турбинных систем приближается к КПД двигателей с возвратно-поступательным движением, а преимущества, связанные с возможностью получения больших удельных мощностей, столь велики, что поршневые двигатели большой мощности используются редко.

При средних и промежуточных (меньше 200 кВт) мощностях двигатели Стирлинга более предпочтительны, чем двигатели, работающие по циклу Ренкина, так как они имеют более простую конструкцию, больший КПД и удельную мощность. Кроме того, двигатели Стирлинга позволяют обеспечить независимый выбор давления и температуры, в то время как в системах, использующих пар, давление и температура взаимосвязаны.

В большинстве случаев, а особенно в космических энергоустановках, эффективный КПД является определяющим фактором. Высокое значение КПД двигателя позволяет уменьшить количество ядерного топлива (массы топлива) или при том же их количестве получить большую мощность или ресурс работы. Более того, при высоком КПД требуется отводить меньшее количество теплоты от космического летательного аппарата.

Процесс отвода теплоты от космического летательного аппарата является весьма важным фактором. Любой вид энергии, используемой в аппарате, переходит в конце концов в теплоту, которая должна быть отведена при условии, если уровень температур желательно иметь постоянным. В космосе отсутствует охлаждающая вода или охлаждающий воздух, а следовательно, конвективный теплоотвод использован быть не может. Единственным механизмом для отвода теплоты в космосе является радиационный теплоперенос.

Определяющее уравнение для радиационного теплопереноса от тела имеет вид

$$Q_r = \varepsilon A \sigma T^4, \quad (16.2)$$

где ε — излучательная способность (степень черноты) поверхности тела; A — площадь поверхности тела, участвующая в теплопереносе; σ — постоянная Стефана—Больцмана; T — абсолютная температура тела.

Из этого уравнения следует, что количество теплоты, отдаваемое телом при радиационном теплопереносе, зависит от четвертой степени абсолютной температуры.

На космических летательных аппаратах для отвода теплоты в космическое пространство применяются холодильники-излучатели. Для повышения надежности в случае использования охлаждающего контура теплоносителя для передачи теплоты от энергоустановки к холодильнику-излучателю в конструкции последнего должна быть предусмотрена противометеоритная защита. Поэтому они имеют большие размеры и массу, а также значительную поверхность теплообмена.

Однако, если отводимое количество теплоты увеличивается пропорционально поверхности холодильника-излучателя, то с повышением температуры оно возрастает в четвертой степени. В связи с этим желательно иметь холодильник-излучатель с высокой температурой излучения, что позволяет уменьшить его размеры и массу.

К сожалению, с другой стороны, такая тенденция явно противоречит требованию достижения высокого коэффициента преобразования, определяемого формулой

$$\eta = C(T_{\max} - T_{\min})/T_{\max}$$

Температура T_{\max} должна быть максимально возможной, но она ограничена предельно допустимыми свойствами жаростойких конструкционных материалов. Температура T_{\min} является минимальной температурой цикла, т. е. температурой холодильника-излучателя, и должна быть как можно меньше.

Таким образом, при проектировании космических энергоустановок существует противоречие в выборе минимальной температуры цикла, которая должна, с одной стороны, быть малой, а с другой — большой. Решающим здесь является фактор массы. Часто масса холодильника-излучателя составляет основную массу системы (иногда 50—60%), однако его размеры могут быть снижены за счет увеличения минимальной температуры цикла, что приведет к падению КПД преобразователя. Существует перспектива увеличения максимальной температуры цикла, что приводит к необходимости использования сравнительно редких материалов для элементов, находящихся в зоне высоких температур, причем эти материалы имеют высокую стоимость и их получение затруднительно; поэтому их использование оправдано только для специальных применений.

Двигатели Стирлинга для космических энергоустановок

Принимая во внимание изложенное выше, трудно понять фактически полное пренебрежение двигателями Стирлинга со стороны НАСА в период 60-х гг. Это был период огромных затрат на

водородно-кислородные топливные элементы для программы «Аполлон», на реакторную энергоустановку СНАП-8, работающую по циклу Ренкина, и на различные типы турбины с циклом Брайтона. Насколько известно, никаких ассигнований со стороны НАСА не поступало, а небольшая финансовая поддержка со стороны ВВС США была направлена на разработку только двигателей Стирлинга.

Одним из возможных объяснений такого отношения НАСА к двигателям Стирлинга в какой-то степени можно считать наличие специальных статей в лицензионном соглашении фирмы «Филипс», обусловивших чрезвычайно тесное участие фирмы «Дженерал Моторс» в правительственных контрактах и требующих полного раскрытия содержания программ.

Другие фирмы, которые, как известно, были заинтересованы в использовании двигателей Стирлинга, были блокированы «колючей изгородью» из патентов, которую фирма «Филипс» возвела вокруг новой технологии, и исключительным лицензионным соглашением с «Дженерал Моторс».

В любом случае только одна существенная программа по применению двигателей Стирлинга для космических энергоустановок была проведена в жизнь в 60-х гг.; другая небольшая программа работ развивается в настоящее время.

Более ранняя программа, поддерживаемая ВВС США, была выполнена в отделении «Аллисон» фирмы «Дженерал Моторс» и была направлена на разработку космической энергоустановки мощностью 3 кВт с солнечным источником теплоты. Разработанный этой фирмой двигатель Стирлинга представлял собой одноцилиндровую машину вытеснительного типа с ромбическим приводом и явно предшествовал разработкам фирмы «Филипс». В качестве рабочего тела использовался гелий, а нагрев осуществляли посредством солнечного излучения, концентрировавшегося с помощью большой линзы Френеля. Отчет Паркера и Малика в 1962 г. в 10 томах в настоящее время заслуживает внимания. В первом томе описана конструкция двигателя, в десятом — результаты испытаний и оценки характеристик прототипа. Насколько известно, разработки никогда не выходили за стадию первого прототипа, а разработки полетного образца не были осуществлены.

Отличительной особенностью двигателя является то, что это первый из двигателей Стирлинга, использующий промежуточный жидкометаллический теплоноситель для нагрева рабочего тела. Для переноса теплоты от поглотителя солнечной энергии к нагревателю двигателя была использована натрий-калиевая эвтектика. Применение промежуточного теплоносителя в настоящее время является достаточно известным для перспективных двигателей Стирлинга, применяемых для различных целей. Детальное описание космической энергоустановки, разработанной отделением «Аллисон», приведено в гл. 11.

Другим примером использования двигателя Стирлинга для космических энергоустановок является энергоустановка, разработанная в 1975 г. Управлением по энергетическим исследованиям и раз-

работкам США (в настоящее время — DOE). Эта изотопная энергоустановка, разработанная фирмой «Мекэникл Текнолоджи» (МТИ) (г. Латам, шт. Нью-Йорк), имеет мощность 1 кВт.

В работе Голдуотера и Морроу [147] описаны схема и начальные стадии работы над двигателем. Блок энергоустановки имеет свободнопоршневой двигатель Била вытеснительного типа с линейным генератором переменного тока. Для нагрева рабочего тела был использован ядерный источник энергии. Для обеспечения точной динамической балансировки системы предложена схема с оппозитными поршнями, предназначенная для полетного образца. Следует отметить, что интенсивность солнечного излучения убывает пропорционально квадрату расстояния от Солнца. В связи с этим космическому летательному аппарату, находящемуся на периферии солнечной системы, будет затруднительно получать достаточное количество солнечной энергии по мере его удаления от Солнца. В любом случае потребуется мощность около нескольких ватт для поддержания радиоконтакта с Землей и проведения необходимых исследований. В случае необходимости большей мощности единственным выходом будет снабжение космического летательного аппарата энергией при ее передаче лазерным лучом. При этом энергия, передаваемая коллимированным лучом оптического диапазона, должна быть в дальнейшем поглощена и превращена в теплоту для последующего использования в двигателе Стирлинга. Как известно, лазерное устройство позволяет обеспечить большую концентрацию световой энергии в когерентном пучке или луче.

Двигатели Стирлинга для подводных энергоустановок

Ситуация в области применения двигателей Стирлинга для подводных энергоустановок во многом подобна ситуации в области их использования для космических энергоустановок — большое количество потенциальных возможностей применения и малый практический опыт.

Основной отчет по работам в этой области в США, составленный Чепменом, содержит рекомендации о необходимости разработок для подводных энергоустановок мощностью 1—100 кВт двигателей Стирлинга как более предпочтительных по отношению к другим тепловым динамическим преобразователям и топливным элементам. Из всех отмеченных преимуществ было выделено главное — возможность реализации модульной схемы. При этом для энергоустановки, использующей четыре блока мощностью по 10 кВт, имеется небольшой проигрыш по массе, объему и расходу топлива по сравнению с установкой с одним блоком мощностью 40 кВт. Модульная схема позволяет значительно сократить необходимую номенклатуру отдельных элементов и узлов для энергоустановок требуемого диапазона мощности.

Эти выводы были основаны на том, что поршневой двигатель Стирлинга имеет большие потенциальные возможности для обеспечения высоких эффективных КПД по сравнению с двигателями

с вращающимся ротором и для получения лучших эксплуатационных характеристик при работе с различными источниками энергии в широком диапазоне температур. При этом при использовании двигателей Стирлинга обеспечивается бесшумность в работе и исключается необходимость вывода каких-либо отработавших продуктов за борт подводного аппарата.

Считалось также, что система с динамическим преобразователем Стирлинга имеет преимущества по массе и объему по сравнению с топливными элементами при мощности до 3000 кВт. Думается, что такая ситуация будет иметь место при всех значениях мощности в случае использования реакции соединения галогенов с металлами. Сравнение стоимостных показателей топливных элементов и двигателей Стирлинга показывает преимущество последних.

Использование двигателей Стирлинга с ядерным источником теплоты является особенно целесообразным в диапазоне мощности 1—15 кВт. Установлено, что значительная доля потребности ВМС США в энергоустановках для глубоководных аппаратов может быть обеспечена генераторами трех видов мощностью 3, 10 и 25 кВт, соединяемых в различных комбинациях с тепловыми аккумуляторами энергоемкостью 40, 100 и 1000 кВт·ч.

Несмотря на эти рекомендации, никаких дальнейших действий по разработке двигателей Стирлинга со стороны ВМС США предпринято не было. Даже в последней работе по энергоустановкам для исследований в отдаленных районах океана системы с двигателем Стирлинга не были даже упомянуты [208].

За время работы по лицензионному соглашению с фирмой «Филипс» (1958—1970 гг.) фирма «Дженерал Моторс» развернула активную деятельность по разработке двигателя Стирлинга для подводных установок. В обзоре, составленном Персивалем [258], было уделено внимание развитию двух систем: с тепловым аккумулятором и со сжиганием металлов. Интерес к системам с тепловым аккумулятором был проявлен фирмой «Дженерал Моторс» еще до заключения соглашения с фирмой «Филипс». Так, в 1957 г. ею было сделано предложение ВМС США относительно создания энергоустановки, работающей по циклу Ренкина с тепловым аккумулятором на основе гидроксида лития. Позднее, в 1959 г., это предложение было заменено предложением создать двигатель Стирлинга с тепловым аккумулятором на основе фторида лития.

Системы с тепловыми аккумуляторами

Система с тепловым аккумулятором содержит теплоизолированный бак с находящимся в нем теплоаккумулирующим материалом высокой энергоемкости. Нагрев этого материала может быть осуществлен как продуктами сгорания топлива, так и с помощью электрического нагревателя или ядерного источника теплоты. Тепловые аккумуляторы могут быть двух типов: с твердым или жидким теплоаккумулирующим материалом. В первом тепловая энергия накапливается за счет теплоемкости, во втором — в основном за счет

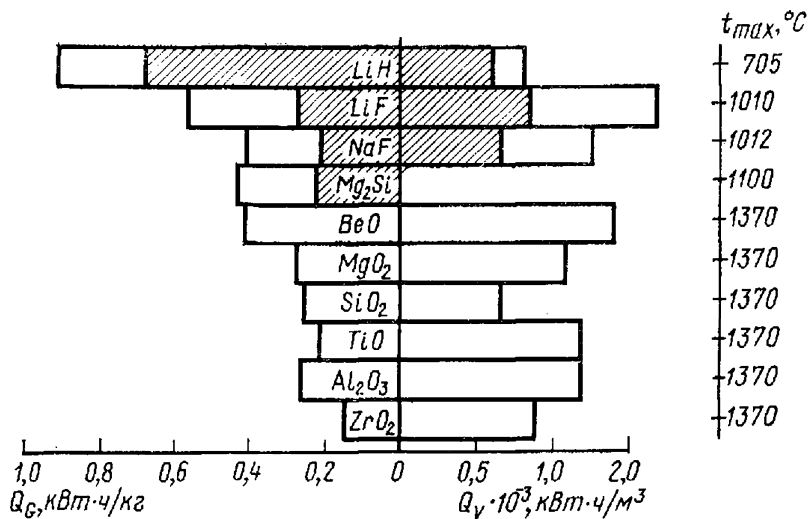


Рис. 16.1. Массовая Q_G и объемная Q_V энергоемкости различных теплоаккумулирующих материалов.

За минимальное значение температуры t_{min} принята температура, равная 538 °С, при которой еще обеспечивается надежная и эффективная работа двигателя. Максимальная температура t_{max} ограничена степенью изученности теплофизических, химических и других

свойств указанных материалов [227]:  — теплота нагрева;  — скрытая теплота плавления

теплоты плавления. Теплоаккумулирующие материалы должны иметь высокую плотность, низкое давление паров и большую теплоемкость. Они должны быть химически стабильными, совместимыми с конструкционными материалами бака и элементами системы теплообмена.

Массовые и объемные энергоемкости потенциальных теплоаккумулирующих материалов приведены на рис. 16.1. Представленные данные показывают, какое количество энергии на единицу массы или объема могут дать эти материалы при изменении температуры от 538 °С до максимальной температуры, значения которой указаны. При выборе максимальной температуры учитывались только свойства теплоаккумулирующего вещества, но не учитывались свойства материалов бака и теплоизоляционных материалов.

Первые четыре материала представляют собой расплавы солей, в которых основная часть запасенной энергии характеризуется скрытой теплотой плавления, связанной с изменением фазового состояния при максимальной температуре цикла. Гидрид лития имеет исключительно высокую массовую энергоемкость, однако эта соль легко диссоциирует при температурах, незначительно превышающих температуру плавления. Предпочтительным материалом является фторид лития, имеющий более высокие температуру плавления и объемную энергоемкость. К сожалению, его массовая энергоемкость, связанная со скрытой теплотой, более чем в 2 раза меньше по сравнению с массовой энергоемкостью гидрида лития. Для поддержания постоянной температуры, необходимой для работы дви-

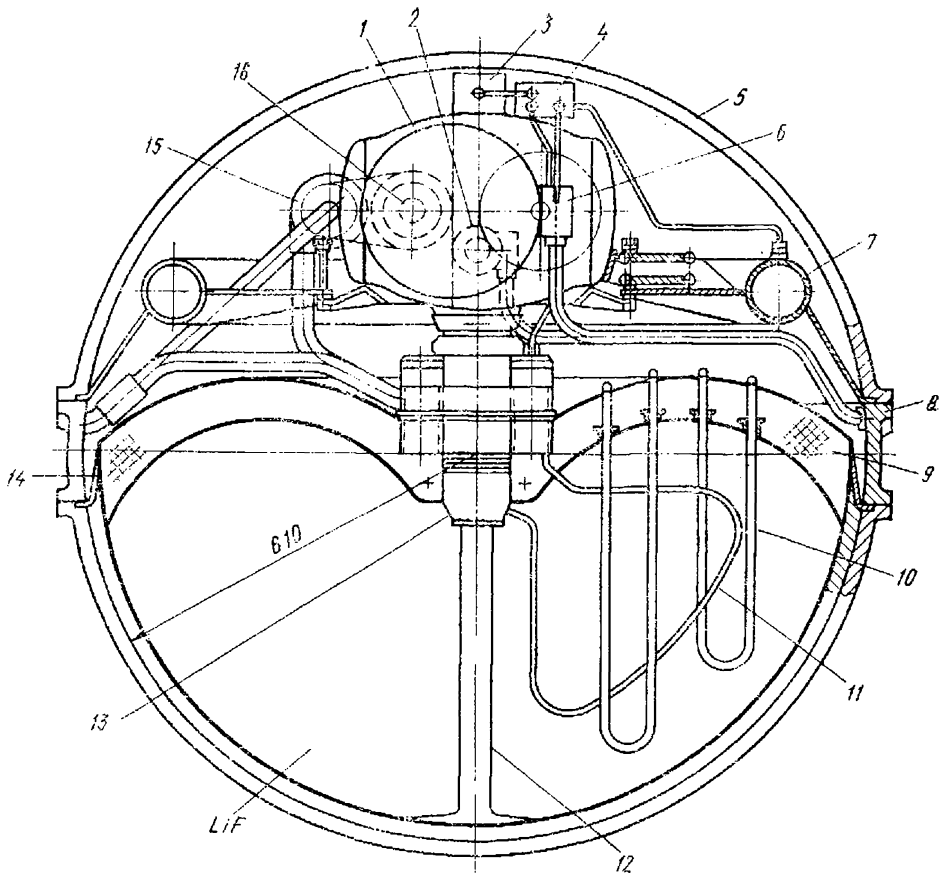


Рис. 16.2. Сечение сферического модуля подводной энергоустановки с двигателем Стирлинга мощностью 22 кВт и тепловым резервуаром с фторидом лития [258]:

1 — генератор переменного тока; 2 — стартер; 3 — гелиевый компрессор; 4 — регулятор; 5 — герметичный корпус; 6 и 16 — коленчатые валы соответственно правый и левый; 7 — сосуд с гелием; 8 — кольцо; 9 — слоисто-вакуумная изоляция; 10 — нагревательный элемент; 11 — трубки нагревателя двигателя; 12 — опора двигателя; 13 — двигатель Стирлинга мощностью 22 кВт; 14 — резервуар с фторидом лития; 15 — водяной насос

гателя, предпочтительной является большая энергоемкость по скрытой теплоте плавления.

Несмотря на то, что большинство работ фирмы «Дженерал Моторс» по тепловым аккумуляторам связаны с использованием фторида лития, были изучены также свойства и других материалов, среди которых особое внимание уделялось оксиду алюминия. Персиваль [258] описал опытный агрегат, в состав которого входил теплоизолированный бак, содержащий 60 тыс. шестигранных таблеток оксида алюминия. Система функционировала в диапазоне температур 1482,2—815,6 °С при запасе энергии около 73,6 кВт·ч и была соединена с двигателем Стирлинга мощностью 22 кВт.

На рис. 16.2 показан разрез двигателя Стирлинга мощностью 22 кВт для подводной энергоустановки с тепловым аккумулятором с использованием фторида лития [258]. В нижней полусфере сферической капсулы диаметром 106,7 см содержалось приблизительно 453,6 кг фторида лития. Нагревательные трубки двигателя были

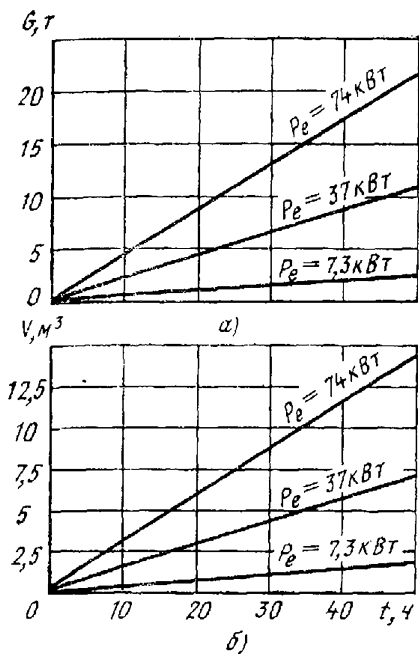


Рис. 16.3. Характеристики системы с тепловым аккумулятором для подводных энергоустановок с двигателем Стирлинга [212]:

a — зависимости массы G системы от мощности P_e и продолжительности плавления t ;
б — зависимости объема V системы от мощности P_e и продолжительности плавления t

погружены в солевой расплав, предварительно нагретый электронагревателем. Для охлаждения двигателя морской водой до температуры окружающей среды использовалась насосная система охлаждения, тепловой сток которой находился вне герметичного корпуса во избежание попадания в него забортной воды под высоким давлением. Регулирование мощности осуществлялось путем изменения давления рабочего тела (гелия или водорода) двигателя.

На рис. 16.3, который заимствован из работы [212], даны зависимости необходимой массы и объема системы с тепловым аккумулятором для подводных энергоустановок с двигателем Стирлинга от продолжительности плавления для трех значений мощности: 7, 3, 37 и 74 кВт.

Данные, приведенные на рис. 16.4, показывают уменьшение полезной энергии системы с тепловым аккумулятором в зависимости от времени хранения для двух видов используемой изоляции. В табл. 16.1 приведены значения массы двигателя Стирлинга мощностью 11 кВт с агрегатом, предназначенным для использования в подводной энергоустановке [227]. Этот двигатель по существу является модификацией двигателя GPU-3 фирмы «Дженерал Моторс», характеристики которого приведены в гл. 11.

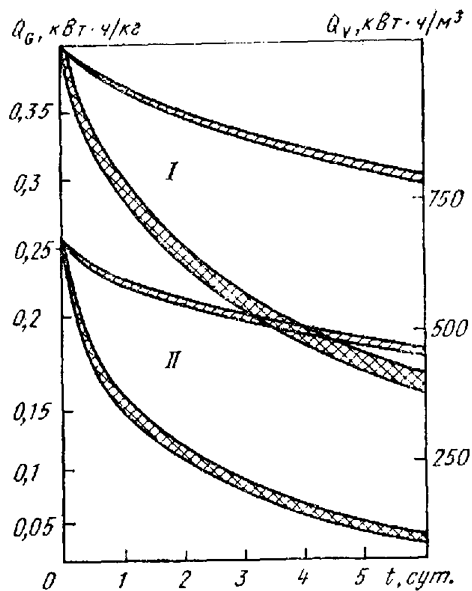


Рис. 16.4. Уменьшение массовой Q_G и объемной Q_V полезной энергии теплового аккумулятора с фторидом лития в зависимости от времени хранения τ для различных видов изоляции [227].

Общая полезная энергоемкость теплового аккумулятора определена между начальной (620 °C) и конечной температурами в зависимости от времени, и равна ~220 кВт·ч (без учета мощности преобразователя): I — Q_G ; II — Q_V ; — многослойная вакуумная изоляция;

— теплоизоляция

Т а б л и ц а 16.1. Масса двигателя Стирлинга мощностью 11 кВт с вспомогательными агрегатами

Наименование	Масса, кг
Двигатель для работы с тепловым аккумулятором	30,2
Основные вспомогательные агрегаты:	
водяной насос	1,2
сосуд с водородом	0,6
водородный клапан	0,7
водородный компрессор	1,1
контур охлаждения	1,4
Аппаратура, провода, магистрали	2,3
Общая масса основной системы	37,5
Дополнительные вспомогательные агрегаты специального назначения:	
двигатель стартера	2,8
свечи стартера	0,4
аккумуляторная батарея	6,6
зарядное устройство аккумулятора	4,4
регулятор частоты вращения	2,7
маховик *	3,4
регулятор напряжения	0,5
приводная муфта генератора	0,9

* Требования к маховику обусловлены инерцией генератора, характеристиками коробки передач и т. п. В данном случае подобран маховик, обеспечивающий оптимальные характеристики двигателя.

Необходимо отметить, что ни в одной из приведенных выше работ не учитывалась масса корпуса и плавучих материалов, необходимых для обеспечения нейтральной плавучести.

Системы с окислением (сжиганием) металлов

Сжигание в тепловых двигателях углеводородных топлив, таких, как бензин, в воздухе с последующим использованием теплоты реакции является общеизвестным. Подобным же образом и окисление (сжигание) большинства металлов сопровождается выделением теплоты. Преимущества использования процесса окисления металлов для энергосистем подводных установок заключаются в сравнительно высокой теплоте реакции и отсутствии газообразных продуктов сгорания. Продукты реакции в зависимости от температуры могут быть твердыми или жидкими и занимать практически тот же объем, что и исходное топливо. Это, во-первых, даст возможность хранить продукты реакции на борту, и, во-вторых, исключить проблемы, связанные со сжатием газообразных продуктов сгорания до давлений, необходимых для их вывода в заборный объем, тем самым ликвидировать паровой след за подводным аппаратом.

На рис. 16.5 приведены массовые и объемные энерговыделения (теплота реакции) различных комбинаций металл—окислитель [227], которые должны удовлетворять следующим требованиям.

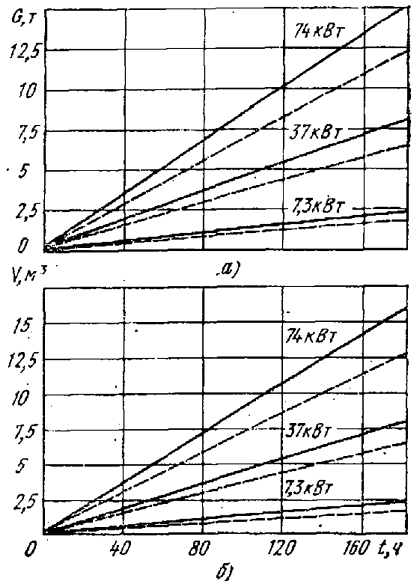
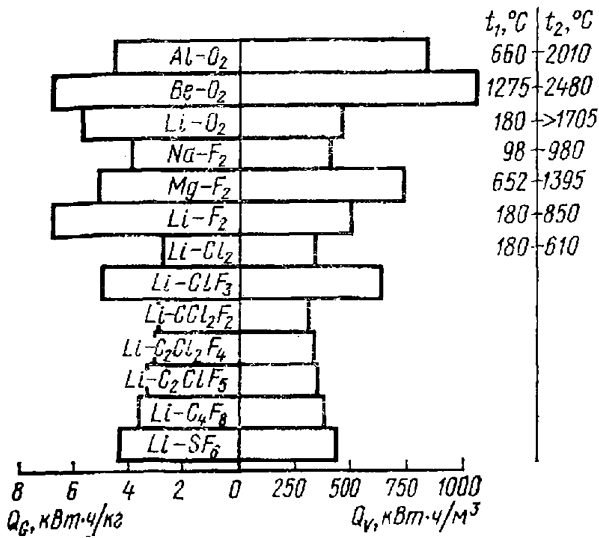


Рис. 16.5. Массовое Q_G и объемное Q_V энергосодержание в реакциях горения для различных комбинаций металл—окислитель [227]

t_1 — температура плавления топлива; t_2 — температура реакции

Рис. 16.6. Характеристики системы с сжиганием металлов для подводных энергоустановок с двигателем Стирлинга:

а — зависимости массы G от мощности P_e и продолжительности плавления t ; б — зависимости объема V от мощности P_e и продолжительности плавления t ; — — — — — окислитель фреон 113; — — — — — окислитель шестифтористая сера SF_6 (для обоих случаев топливо — Li)

1. Высокая массовая и объемная теплота реакции.
2. Реакция должна быть управляемой.
3. Температура реакции должна быть в пределах, обусловленных свойствами конструкционных материалов.
4. Продукты сгорания при расчетной температуре реакции не должны быть газообразными. В общем случае образование твердых продуктов также нежелательно, так как при их образовании создается ингибирующий слой в зоне реакции. Кроме того, твердые продукты реакции, увеличивая вязкость жидкого расплава, замедляют циркуляцию жидкости.
5. Продукты реакции должны быть растворимы в исходном металле для того, чтобы можно было управлять реакцией во время затухания реакции и образования конечного продукта.
6. Продукты реакции при хранении их в закрытой системе должны занимать тот же объем, что и металлическое топливо.
7. Реагенты и продукты реакции должны быть нетоксичными. Это особенно важно для защиты персонала, если он находится в том же помещении подводного аппарата.
8. Топливо и окислитель должны быть совместимы с конструкционными материалами аппарата.
9. Реагенты должны сохраняться в течение продолжительного времени. Для уменьшения общей массы системы желательно иметь возможность размещать реагент в эластичной оболочке вне герме-

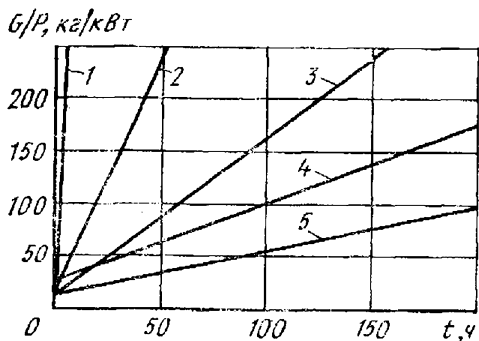


Рис. 16.7. Зависимость удельной массы G/P_e различных подводных энергоустановок от расчетного времени работы t [258]:

1 — свинцово-кислотные аккумуляторы; 2 — двигатель Стирлинга с тепловым аккумулятором; 3 — дизель (дизельное топливо и жидкий кислород); 4 — водородно-кислородные топливные элементы; 5 — двигатель Стирлинга с системой сжигания металлов (топливо — литий, окислитель — фреон)

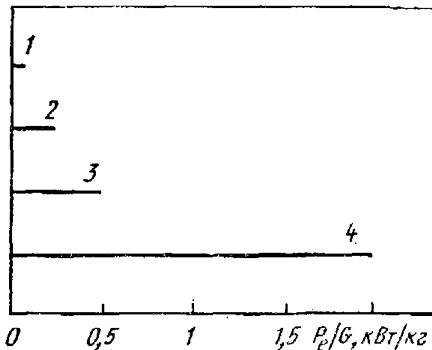


Рис. 16.8. Сравнение располагаемой удельной мощности P_e/G четырех различных энергосистем для торпед [258]:

1 — свинцово-кислотные аккумуляторы; 2 — двигатель Стирлинга с тепловым аккумулятором (фторид лития LiF); 3 — литий-хлорные аккумуляторы; 4 — двигатель Стирлинга с системой сжигания металлов (топливо — литий, окислитель — фреон)

тичного корпуса подводного аппарата, что способствует улучшению его плавучести.

10. Реагенты должны быть доступны.

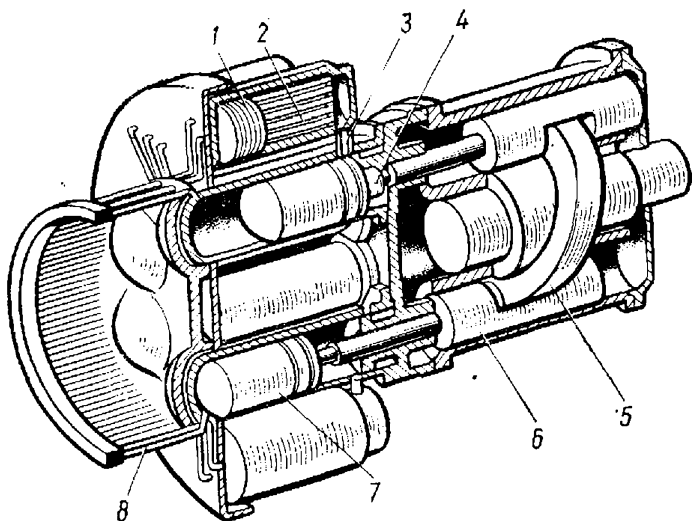
К сожалению, комбинаций металл—окислитель, отвечающих всем этим требованиям, не существует. Предпочтительными являются комбинации лития с различными галогеносодержащими соединениями, шестифтористой серой SF_6 и трифторидом хлора ClF_3 . Галогеносодержащие соединения, объединяемые общим названием «фреоны», и шестифтористая сера являются безопасными окислителями с точки зрения хранения и эксплуатации. Их взаимодействие с литием порождает интенсивную, но не бурную реакцию, сопровождающуюся выделением теплоты. Ряд деталей экспериментальных исследований открытых и замкнутых систем приведены в работе [227]. Средние температуры вне зоны реакции колебались в пределах 650—1040 °С и легко регулировались изменением расхода окислителя.

Массовые и объемные характеристики подводных энергоустановок с двигателем Стирлинга, использующих сжигание металлов, приведены на рис. 16.6. Характеристики даны в зависимости от продолжительности плавания для трех значений мощности: 7,3, 37 и 74 кВт [212]. Эти данные позволяют провести сравнение с соответствующими данными для систем с тепловыми аккумуляторами (см. рис. 16.5). Сравнение показывает, что системы, использующие сжигание металлов, могут быть вдвое меньше по объему и втрое меньше по массе, чем системы с тепловым аккумулятором эквивалентной мощности при аналогичной продолжительности плавания.

Персиваль [258] представил интересные данные по удельной массе различных подводных установок в зависимости от времени работы (рис. 16.7). Сравнение характеристик энергоустановок показывает, что система, использующая сжигание металлов, значительно

Рис. 16.9. Двигатель двойного действия Сименса с приводом от косо́й шайбы для торпед [227]:

1 — регенератор; 2 — холодильник; 3 — соединительные каналы; 4 — уплотнение штока поршня; 5 — косо́я шайба; 6 — ползун; 7 — рабочий поршень; 8 — нагреватель



лучше других потенциальных возможностей. В той же работе Персиваль представил также данные по сравнению энергоустановок для торпед. Эти данные приведены на рис. 16.8; они вновь демонстрируют преимущества двигателя Стирлинга с использованием системы сжигания металлов в качестве источника энергии.

Интерес фирмы «Дженерал Моторс» к подводным энергоустановкам усилил ее внимание к двигателям двойного действия для создания более компактной конструкции [227]. Особенно повышенное внимание было обращено на многоцилиндровый двигатель двойного действия Сименса с приводом от косо́й шайбы. Схема, показанная на рис. 16.9, очевидно, идеально подходит для торпедной энергоустановки. Значительные усилия были направлены и на улучшение характеристик привода [210].

После внезапного прекращения программы фирмы «Дженерал Моторс» в 1970 г. результаты ее работы в области подводных энергоустановок использовались в дальнейшем. По-видимому, очень много было взято фирмой «Филипс». Как было описано в гл. 10, все ее усилия в 70-х гг. были сосредоточены на разработке двигателей Сименса с приводом от косо́й шайбы. Автомобильные двигатели, которые она разрабатывала для фирмы «Форд» (заказчиком разработки выступило DOE), имели именно такую систему привода. Двигатель, который был разработан фирмой «Дженерал Моторс» как двигатель для торпед, получил дальнейшее развитие, вероятно, десятилетием позже в качестве автомобильного двигателя фирмы, являющейся принципиальным конкурентом «Дженерал Моторс».

Фирма «Филипс» продолжает проводить работы по исследованию сжигания металлов как источника энергии для подводных энергоустановок. В работе [335] описаны основные моменты экспериментальных исследований и разработок источников теплоты, использующих реакцию лития с шестифтористой серой для подводных энергоустановок с двигателем Стирлинга.

Значительная работа по аналогичным энергоустановкам была проведена и другими фирмами, которые приобрели лицензии фирмы «Филипс», — «Юнайтед Стирлинг» (г. Мальме, Швеция) и фирмой MAN/MWM. Однако подробности о направлении работ в открытой печати не публиковались.

ГЛАВА 17

ДВИГАТЕЛИ СТИРЛИНГА ДЛЯ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ, СТАЦИОНАРНЫХ ЭНЕРГОСИСТЕМ И СИСТЕМ ПОЛНОГО ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ

Введение

Двигатели Стирлинга являются предметом исследований и разработок для целого ряда областей применения, не связанных с транспортными средствами. В общем случае такие двигатели могут быть разделены на три группы: тепловые насосы, стационарные энергосистемы и системы полного энергоснабжения или системы комплексного производства энергии.

Тепловой насос — это устройство для нагрева или охлаждения объектов, используемое обычно как часть системы кондиционирования воздуха в зданиях. В режиме нагрева тепловой насос поглощает тепловую энергию от наружных теплоисточников, таких, как река, озеро или грунт с низкой (окружающей) температурой, и передает ее с более высокой температурой в здания (теплоприемники) для их обогрева. В режиме охлаждения ситуация обратная. Теплота отводится от воздуха внутренних помещений здания с низкой температурой и передается в окружающую среду (ту же самую реку или озеро), которая в предыдущем случае служила источником тепловой энергии.

Стационарные энергосистемы охватывают большой диапазон различных областей преобразования энергии, но обычно под ними подразумеваются устройства для получения электроэнергии. Этот же термин может быть применен и к пневматическим или гидравлическим системам, как стационарным, так и передвижным, находящимся на борту автотранспортных средств, летательных аппаратов или на морских судах. Уровень их мощности может колебаться от нескольких ватт — для автономных сигнальных навигационных устройств, до ГВт для базовых электростанций, работающих на электрическую сеть. В настоящее время интерес к двигателям Стирлинга для стационарных энергосистем концентрируется на модульных двигателях мощностью 500—2000 кВт, использующих городские, сельскохозяйственные и промышленные отходы, и на малогабаритных двигателях небольшой мощности.

К системам полного энергоснабжения или системам комплексного производства энергии обычно относят группы агрегатов, ис-

пользуемые в основном в зданиях для обеспечения всех или большинства видов коммунальных услуг: получения электроэнергии для освещения или привода других устройств, отопления, охлаждения, горячего водоснабжения и охлаждения воды. Эти системы утилизируют такие источники теплоты, как уголь, газ, жидкое топливо или отходы, включая отработанный пар.

В общем случае система полного энергоснабжения включает стационарный электрогенератор и, при возможности, подсистему с тепловым насосом. Однако стационарный генератор или тепловой насос не являются необходимыми частями всей системы полного энергоснабжения, так же, как и тепловой насос, конструктивно объединенный со стационарным генератором. Тем не менее режимы их работы взаимосвязаны в общей группе оборудования системы, несмотря на то, что они рассматриваются в отдельности.

Тепловые насосы

Двигатель Стирлинга может использоваться в тепловых насосах как собственно тепловой насос и как привод для теплового насоса.

При непосредственной работе двигателя Стирлинга в режиме теплового насоса подвод теплоты осуществляется при низкой (возможно) окружающей температуре среды, а отвод в систему обогрева — при более высокой.

Схема работы одноцилиндрового двигателя вытеснительного типа в режиме теплового насоса приведена на рис. 17.1. В процессе расширения теплота поглощается от внешнего источника (река или озеро) при окружающей температуре T_E ; в процессе сжатия теплота отводится от двигателя при более высокой температуре T_C в помещение обогреваемого объекта.

Естественно, для осуществления режима теплового насоса необходимо подведение внешней работы, которая соответствует заштри-

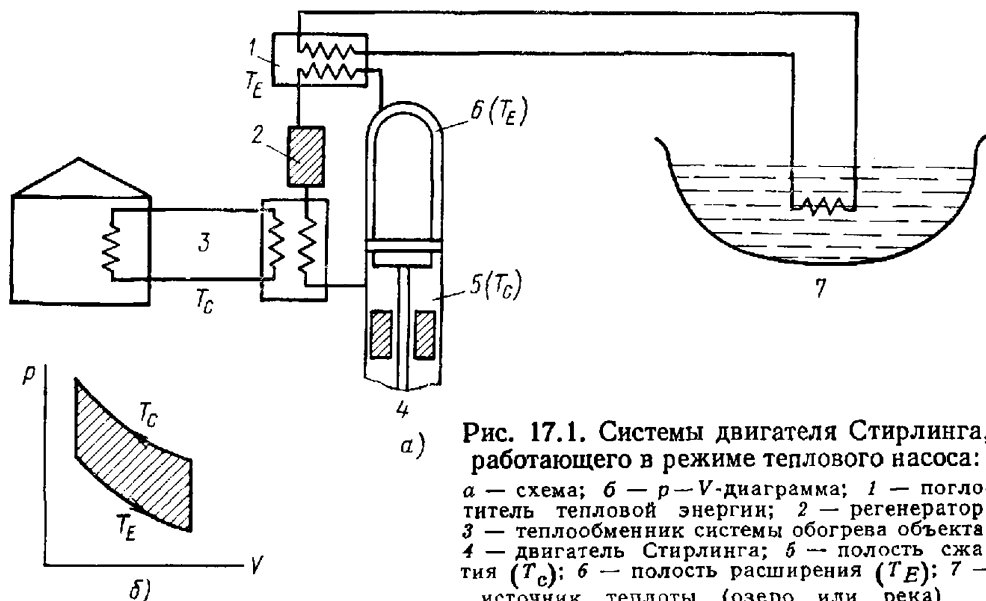


Рис. 17.1. Системы двигателя Стирлинга, работающего в режиме теплового насоса: а — схема; б — $p-V$ -диаграмма; 1 — поглотитель тепловой энергии; 2 — регенератор; 3 — теплообменник системы обогрева объекта; 4 — двигатель Стирлинга; 5 — полость сжатия (T_C); 6 — полость расширения (T_E); 7 — источник теплоты (озеро или река)

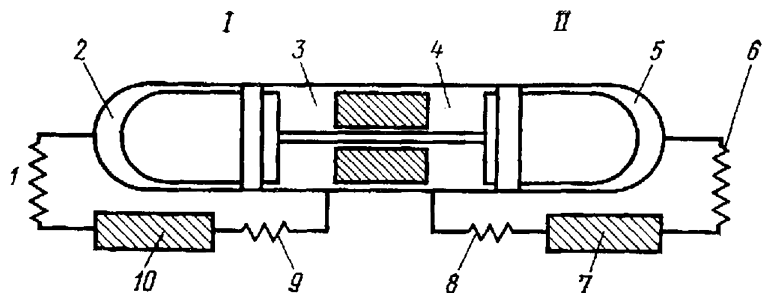


Рис. 17.2. Дуплексная схема двигателя Стирлинга (двигатель Стирлинга работает как первичный привод другого двигателя Стирлинга—теплового насоса):

1 — нагреватель привода; 2 — полость расширения привода; 3 и 4 — полость сжатия соответственно привода и теплового насоса; 5 — полость расширения теплового насоса; 6 — поглотитель тепловой энергии; 7 и 10 — регенераторы соответственно теплового насоса и привода; 8 — теплообменник отвода теплоты от теплового насоса; 9 — холодильник привода; I — первичный двигатель; II — тепловой насос

хованной площади на p, V -диаграмме. Эта внешняя работа может быть подведена к теплому насосу с помощью любого источника энергии, включая электро- или тепловой двигатель, в том числе и другой двигатель Стирлинга.

Схема системы с двигателем Стирлинга, работающим в качестве привода другого двигателя Стирлинга — теплового насоса, показана на рис. 17.2. Эта схема может быть названа дуплексной схемой двигателя Стирлинга или схемой Стирлинга—Стирлинга. Лабораторные модели с такой схемой уже разработаны, и в обозримом будущем ожидается их промышленное применение.

Распределение тепловых потоков в дуплексной схеме двигателя Стирлинга показано на рис. 17.3. Воздух 1 и топливо 2, как потенциальные источники тепловой энергии первичного привода двигателя Стирлинга, поступают в камеру сгорания 3. Образовавшаяся в про-

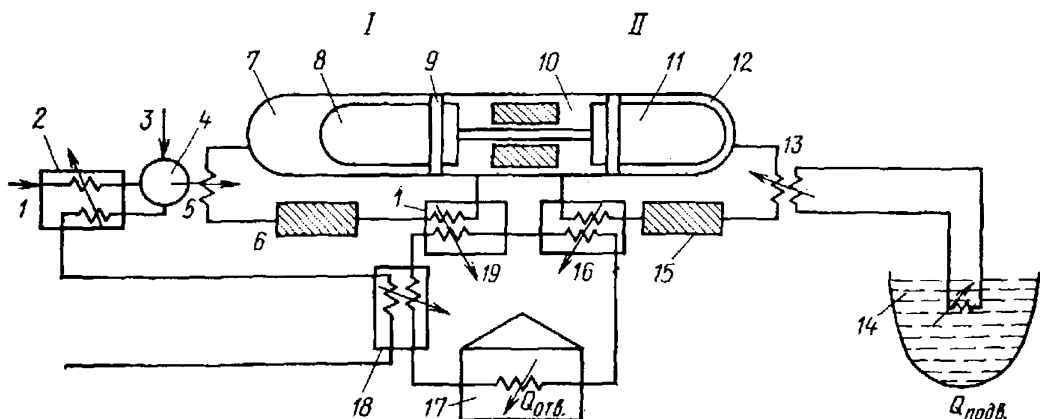


Рис. 17.3. Дуплексная схема т.п. снабжения с двигателем Стирлинга:

1 — подвод воздуха; 2 — подогреватель воздуха; 3 — подвод топлива; 4 — камера сгорания; 5 — нагреватель привода; 6 — регенератор двигателя; 7 — полость расширения двигателя; 8 — вытеснитель двигателя; 9 — полость сжатия двигателя; 10 — полость сжатия теплового насоса; 11 — вытеснитель теплового насоса; 12 — полость расширения теплового насоса; 13 — поглотитель тепловой энергии; 14 — источник теплоты; 15 — регенератор теплового насоса; 16 и 18 — теплообменники системы обогрева объекта; 17 — обогреваемый объект; 19 — холодильник двигателя; I — первичный двигатель; II — тепловой насос

цессе горения топлива теплота продуктов сгорания последовательно передается нагревателю 5 двигателя привода, подогревателю 2 поступающего в него воздуха и одному из теплообменников 18 системы обогрева объекта. В нагревателе 5 часть теплоты преобразуется в полезную работу двигателя для привода теплового насоса, а остальная часть отводится в холодильник 19 в систему обогрева 17.

Тепловой насос работает по ранее описанному принципу — поглощает теплоту от источника 14 при окружающей температуре и отводит ее через теплообменник 16 в систему обогрева объекта 17 при более высокой температуре.

Коэффициент, характеризующий эффективность теплового насоса, определяется отношением отводимой теплоты к подведенной работе, т. е.

$$Q_R/W_H. \quad (17.1)$$

Аналогично термический КПД привода определяется отношением произведенной работы к подведенной теплоте, т. е.

$$\eta_t = W_P/Q_S. \quad (17.2)$$

В приводе произведенная работа является разностью теплоты, подведенной к двигателю, и теплоты, отведенной к холодильнику, т. е.

$$W_P = Q_S - Q_C. \quad (17.3)$$

Аналогично для теплового насоса подведенная внешняя работа равна разности поглощенной и отведенной в систему обогрева теплоты, т. е.

$$W_H = Q_R - Q_A. \quad (17.4)$$

В дуплексной схеме Стирлинга работа, произведенная в двигателе-приводе, равна работе, подведенной к тепловому насосу, поэтому

$$\begin{aligned} W_P = W_H = W \quad \text{и} \\ Q_S - Q_C = W = Q_R - Q_A. \end{aligned} \quad (17.5)$$

Суммарное количество теплоты, переданное в систему обогрева,

$$Q_C + Q_R, \quad (17.6)$$

или с учетом уравнения (17.5)

$$(Q_S - W) + (W + Q_A) = Q_S + Q_A. \quad (17.7)$$

В обычных системах с электронагревом, а также в системах с сжиганием газа или мазута количество теплоты Q_S , отводимое в систему обогрева, равно подведенной энергии, т. е. равно Q_S . Таким образом, использование теплового насоса увеличивает количество теплоты для обогрева до значения $Q_S + Q_A$. В зависимости от условий увеличение эффективной теплоты для нагрева может изменяться от 40 до 100 %.

Такое увеличение отводимой эффективной теплоты достигается при использовании значительного количества оборудования в системе. Ка-

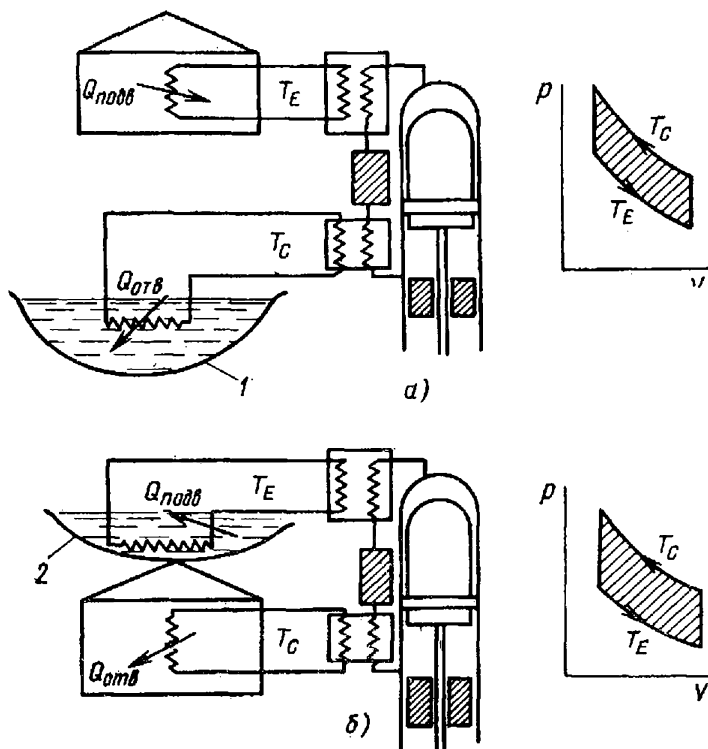


Рис. 17.4. Работа теплового насоса и p - V -диаграммы:

а — в режиме охлаждения (летом); *б* — в режиме нагрева (зимой); 1 — тепловой сток; 2 — источник теплоты

питательные затраты на систему с тепловым насосом неизбежно значительно больше, чем при использовании простой системы обогрева. Однако с ростом стоимости топлива экономичность тепловых насосов увеличивается.

Необходимо отметить, что оборудование, применяемое для системы обогрева с тепловым насосом, может быть использовано и в качестве оборудования для системы кондиционирования воздуха в летнее время.

Оборудование в этом случае работает точно так же, как описано выше. Единственной особенностью, показанной на рис. 17.4, является то, что в этой схеме теплообменник полости расширения соединен с теплообменником кондиционируемого объема, поэтому теплота от здания поглощается при температуре более низкой, чем температура окружающей среды. Подобным образом теплообменник полости сжатия соединен с теплообменником источника теплоты, работающим как тепловой «сток». Озеро, которое обеспечивает обогрев здания зимой, может использоваться как тепловой резервуар для целей охлаждения в летнее время.

Это изменение роли теплообменника в зависимости от времени года может быть легко достигнуто путем изменения направления вращения двигателя Стирлинга. Такая операция будет, естественно, простой, если для привода двигателя Стирлинга использовать электродвигатель. В схеме Стирлинга—Стирлинга изменить направление вращения значительно труднее.

Предпочтительным способом изменения роли теплообменников в этом случае может, вероятно, быть один из способов переключе-

ния потоков — возможно, с промежуточным контуром теплоносителя, соединяющего кондиционируемый объем, тепловой источник/«сток» и двигатель.

Одна из первых попыток разработки дуплексного холодильного блока с двигателем Стирлинга была предпринята Уокером по контракту с Министерством техники Великобритании. Мартини [215] достаточно полно описал принципиальные особенности дуплексной схемы Стирлинга. Этому посвящена и работа Бенсона [56] о разработках фирмы ЕРГ (ERG) (г. Сан-Франциско). Бил в гл. 9 описывает двигатель, работающий на фирме «Санпауэр» (г. Атенс, шт. Огайо). Другие разработки, как известно, находятся в стадии развития, и их промышленное применение, по-видимому, ожидается в будущем.

Одним из принципиальных преимуществ дуплексной схемы Стирлинга является использование общего рабочего тела для обоих двигателей Стирлинга. Это может быть наиболее привлекательным в свободнопоршневых двигателях, где использование общего рабочего тела упрощает проблемы уплотнения.

Более того, использование в свободнопоршневых двигателях газовых опор скольжения, смазочным материалом в которых является само рабочее тело, исключает проблемы загрязнения рабочего объема масляным или консистентным смазочным материалом. Наконец, свободнопоршневой двигатель может быть выполнен самоспускающимся. Это наиболее важное свойство для кондиционеров с солнечным нагревом, работающих в переменном режиме. Такие двигатели пускаются и начинают работать в режиме кондиционеров воздуха только в тот период, когда солнце достаточно высоко поднялось над горизонтом — редкое и счастливое сочетание причины и следствия.

Двигатели Стирлинга для тепловых насосов с циклом Ренкина

В настоящее время наибольшие успехи достигнуты в работах по использованию двигателей Стирлинга в качестве привода тепловых насосов, работающих по циклу Ренкина. Такая ситуация сложилась несмотря на возможность использования общего рабочего тела в дуплексной схеме Стирлинга, описанной выше. Причиной этого, по всей вероятности, являются исторические факторы, приведшие к отдельным разработкам приводов, работающих по циклу Стирлинга, и тепловых насосов и холодильных систем, работающих по циклу Ренкина, приводом для которых обычно служил электродвигатель. Кроме того, не существует и достаточно полной информации о возможностях использования двигателей Стирлинга для охлаждения. Все установившиеся области применения ограничены только криогенными уровнями температур. Проспекты, описывающие применение двигателей Стирлинга для холодильного цикла с относительно умеренными температурами, встречаются редко.

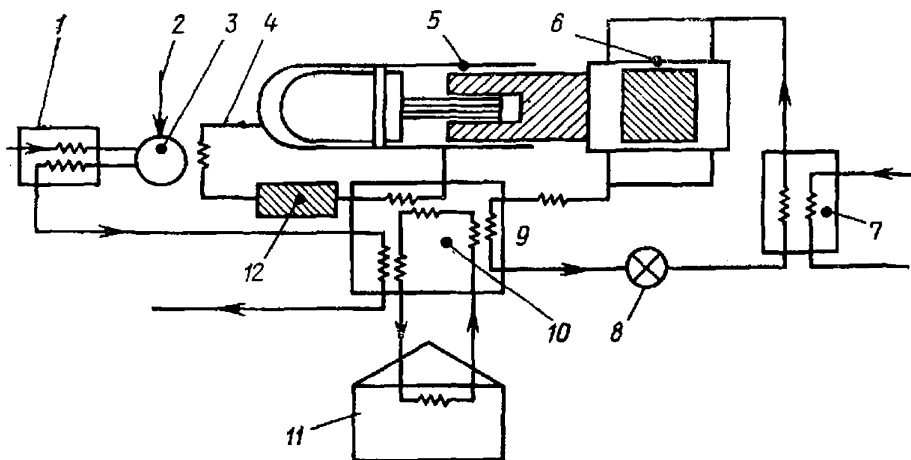


Рис. 17.5. Двигатель Стирлинга как привод теплового насоса, работающего по циклу Ренкина (в качестве двигателя Стирлинга используется свободнопоршневой двигатель типа Била, приводящий инерционный насос контура цикла Ренкина):

1 — подогреватель воздуха; 2 — подача топлива; 3 — камера сгорания; 4 — нагреватель двигателя; 5 — двигатель Стирлинга; 6 — инерционный компрессор; 7 — испаритель (поглотитель); 8 — дроссель Джоуля—Томсона; 9 — конденсатор; 10 — холодильник двигателя/теплообменник системы обогрева объекта; 11 — обогреваемый объект; 12 — регенератор двигателя

Схема системы Стирлинга/Ренкина для теплового насоса приведена на рис. 17.5. Система включает одноцилиндровый свободнопоршневой двигатель Стирлинга типа Била и тепловой насос, работающий по холодильному циклу Ренкина. В качестве рабочего тела теплового насоса используется фреон, а его основными агрегатами являются компрессор, повышающий давление от p_1 до p_h , дроссель Джоуля-Томсона, понижающий давление рабочего тела от p_h до p_1 при его расширении, и два теплообменника — испаритель и конденсатор — с соответствующими изменениями в них рабочего тела.

Используемый в тепловом насосе инерционный компрессор состоит из тяжелой массы, закрепленной и зафиксированной в пространстве, ограниченном кожухом, жестко связанном с рабочим поршнем двигателя. Кожух колеблется вдоль оси этой тяжелой массы и перекачивает рабочее тело попеременно с правой и левой стороны насоса.

Для работы всей системы используется энергия продуктов сгорания топлива, теплота которых передается в нагревателе рабочему телу двигателя Стирлинга. В тепловом насосе теплота внешнего источника, находящегося при окружающей температуре, поглощается испарителем контура цикла Ренкина. В систему обогрева объекта передается теплота от холодильника двигателя Стирлинга, конденсатора теплового насоса и часть теплоты от продуктов сгорания топлива после подогревателя воздуха.

Необходимо отметить, что во всех случаях утилизации теплоты низкая температура холодильника (ее значение может быть даже ниже температуры обогреваемого объекта) способствует повышению мощности и КПД двигателя. Однако чрезмерное охлаждение продуктов сгорания ниже температуры окружающей среды может

вызвать конденсацию их коррозионно-активных составляющих с последующей блокировкой потока газа.

Наибольшие усилия по созданию свободнопоршневых двигателей Стирлинга на продуктах сгорания газа для привода фреонового компрессора тепловых насосов и холодильных систем с циклом Ренкина были предприняты фирмой «Санпауэр». Эта работа, возглавляемая Ассоциацией американских фирм по добыче природного газа (American Gas Association), была сконцентрирована на разработке агрегата, состоящего из одноцилиндрового свободнопоршневого двигателя Била мощностью 3 кВт и инерционного теплового насоса, поставляемого фирмой «Итон» (Eaton Corp.).

После разработок ряда прототипных агрегатов работа была передана Ассоциацией американских фирм по добыче природного газа Космическому отделению фирмы «Дженерал Электрик» для создания полупромышленного образца. Дальнейшие работы по тепловому насосу фирмы «Дженерал Электрик» на основе двигателя Стирлинга с использованием продуктов сгорания газа явились предметом обзоров Оксера [39], Ричардса и Оксера [283], Марусака и Чью [226].

К счастью, исследования, проведенные фирмой «Санпауэр», не пропали бесследно в результате неожиданного изменения позиции Ассоциации американских фирм по добыче природного газа. Основные нефтяные компании США, сознавая растущий потенциал тепловых насосов с тепловыми двигателями в качестве привода, быстро приняли финансовую ответственность за программу разработки прототипа. Однако общественность не ознакомлена с этой программой.

Известно, что в 1978 г. значительная часть (одна треть) работ по двигателям Стирлинга фирмы «Филипс» была направлена на создание небольших двигателей в качестве приводов тепловых насосов. Как было выяснено впоследствии, разрабатываемый ею двигатель Стирлинга представлял собой двухцилиндровую двухпоршневую машину Ридера мощностью примерно 7,36 кВт, предназначенную для использования в бытовых системах с тепловыми насосами. Вероятно, что после завершения работ эта версия будет подтверждена информационными сообщениями или рекламными проспектами фирмы «Филипс».

Из других работ по тепловым насосам необходимо отметить работы, проводимые фирмой «Энерджи Рисерч энд Дженерэшн Инк» (Energy Research and Generation Inc, ERG) (г. Окленд, шт. Калифорния). В общем обзоре [56] рассматривается ряд схем, в том числе дуплексная схема Стирлинга и схема с циклом Стирлинга/Ренкина. Степень развития, до которой эти схемы могут быть доведены на практике, из обзора не ясна; неизвестен также и уровень разработок на фирме «Энерджи Рисерч энд Дженерэшн Инк».

Интересные и обширные теоретические исследования, проведенные на сравнительной основе для различных систем тепловых насосов, включая некоторые двигатели Стирлинга, явились предметом обзора Вурма и Стаатса [388]. Этот обзор был проведен в Институте газовой техники по заказу Ассоциации американских фирм по добыче природного газа.

Стационарные энергосистемы

Стационарное производство энергии — термин, охватывающий широкий диапазон областей преобразования и применения энергии. Двигатели, являющиеся стационарными источниками мощности в одной области, могут быть приспособлены в качестве вспомогательного или даже основного энергооборудования в различных других системах, используемых в космических аппаратах, морских судах, на железных дорогах, автотранспорте или прогулочных транспортных средствах.

Что касается двигателей Стирлинга для рассмотренных выше систем стационарного энергоснабжения, то они обладают заслуживающими внимания характеристиками. Двигатели способны работать на различных видах топлива, бесшумны, имеют отличные характеристики в режиме частичной нагрузки и быстро реагируют на ее внезапные изменения; они могут продолжительное время работать в автономном режиме при минимальном обслуживании и с малым расходом смазочных материалов.

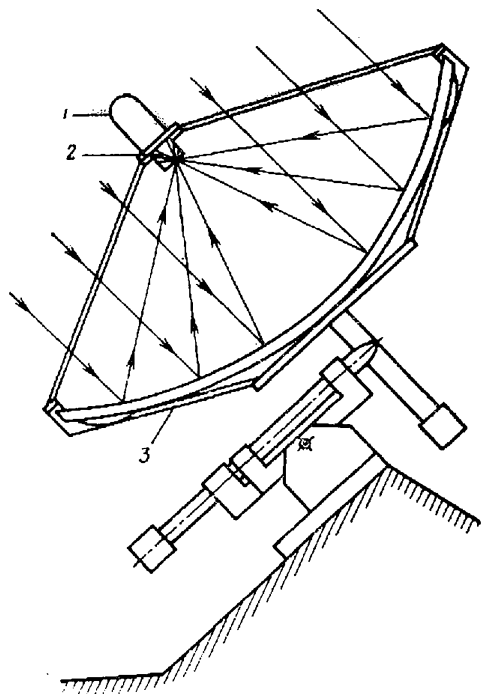
Способность двигателей Стирлинга работать на различных видах топлива будет, по всей вероятности, наиболее важной характеристикой с точки зрения экономии электроэнергии в последние годы XX в. Учитывая постоянный рост потребления нефти и газа, все большее значение будет уделяться производству энергии с использованием твердого топлива, такого, как уголь, или различного вида промышленных (в особенности лесодобывающего и деревообрабатывающего производств), сельскохозяйственных и городских отходов. Все, что способно гореть, может быть использовано в высокоэффективных топках с кипящим слоем или других перспективных камерах сгорания, обеспечивающих получение горячих газов для нагрева рабочего тела в системах с двигателем Стирлинга.

В случае преобразования солнечной энергии в электрическую в системах может быть использовано аналогичное сочетание свободнопоршневого двигателя Стирлинга, линейного электрогенератора переменного тока, поглотителя и солнечного концентратора (рис. 17.6) [261].

В США разработка солнечных преобразователей энергии ведется по программе DOE, руководство которой осуществляет Лаборатория реактивного движения Калифорнийского технологического института. Эта программа предусматривает создание и испытания 23 двигателей Стирлинга мощностью 50 кВт для использования их в системах с таким же числом солнечных концентраторов диаметром 16 м. Используемые в этой программе двигатели типа P75 фирмы «Юнайтед Стирлинг» представляют собой четырехцилиндровые машины типа Сименса расчетной мощностью 50 кВт. Подрядчиком этих работ является фирма «Форд Аэроныотроникс» (Ford Aeroneutronics). Вне сомнения, технические статьи по этой программе со временем появятся в печати. Использование 23 двигателей обеспечивает благоприятную возможность для постоянной работы 20 систем, вырабатывающих 1 мВт электрической мощности. Естественно,

Рис. 17.6. Двигатель Стирлинга с солнечным нагревом:

1 — свободнопоршневой двигатель Стирлинга с линейным генератором переменного тока; 2 — поглотитель солнечного излучения; 3 — солнечный концентратор



что в состав системы должны быть включены электрические аккумуляторы для снабжения электроэнергией потребителей во время отсутствия солнца.

В гелиоустановках со следящими концентраторами возможное размещение двигателя в фокусе концентратора нежелательно из-за усложнения конструкции системы. Предпочтительной возможностью является размещение двигателя вне фокуса концентратора на определенном расстоянии с передачей теплоты к двигателю с помощью промежуточного контура тепловой трубы с жидким металлом. Такая схема улучшает условия работы двигателя и приводит к отсутствию горячих пятен в его нагревателе, к увеличению верхней температуры цикла, к уменьшению мертвого объема и в конечном итоге к повышению его КПД и эффективной мощности.

В дополнение ко всем этим преимуществам использование косвенного способа нагрева в системах преобразования солнечной энергии позволяет получить дополнительные возможности для энергообеспечения и в ночное время суток. Так, в состав контура может быть введена теплоаккумулирующая подсистема на основе фторида лития (тепловая батарея) с подзарядкой ее теплотой в период максимальной солнечной интенсивности. Это позволяет осуществить круглосуточную (или на любой требуемый срок) эксплуатацию системы двигатель—генератор. Другой возможностью при использовании косвенного нагрева (с тепловым аккумулятором или без него) является применение недорогого дополнительного источника теплоты для поддержания работоспособности системы двигатель—генератор, независимо от того, светит солнце или нет. Иными словами, камера сгорания с кипящим слоем может быть единственным дополнительным оборудованием, необходимым для поддержания работоспособности крупной гелиоустановки с концентратором, двигателем Стирлинга и генератором в ночное время суток. В камере сгорания может сжигаться макулатура, использованные покрышки автомобилей, уголь или древесные отходы. Стоимость вспомогательного оборудования применительно к существующим или будущим гелиоустановкам ожидается минимальной.

Системы сжигания в кипящем слое дают возможность интенсификации теплового потока в камерах сгорания с относительно умерен-

ным и хорошо регулируемым уровнем температур, способных работать на различных твердых топливах в широком диапазоне тепловой нагрузки. Их использование применительно к двигателям Стирлинга рассмотрено в работах [33, 34, 104]. Эти системы могут быть использованы для непосредственного нагрева рабочего тела в трубках нагревателя, но предпочтительным является все же косвенный нагрев с использованием натриевых тепловых труб или промежуточного контура на натрий-калиевой эвтектике.

В 1978 г. Министерство энергетики США начало работу над «Проектом двигателя внешнего сгорания», которым руководит Аргоннская национальная лаборатория Чикагского университета (шт. Иллинойс). В рамках этого проекта будут исследованы возможности создания электрогенераторов с двигателями Стирлинга мощностью от 500 до 2000 кВт для модульного применения в тех случаях, когда имеются в наличии горючие отходы; однако их количества недостаточно, чтобы заменить ими сооружение полномасштабной паротурбинной электростанции, работающей по циклу Ренкина в базовом режиме нагрузки. Но существуют тысячи небольших населенных пунктов, подпадающих под эту категорию. Публикация целей проекта привлекла к себе более 60 фирм США. Ожидается, что принятие условий подряда, последующие эскизные проекты и создание прототипов послужат импульсом для разработки новых, ранее не рассматриваемых схем двигателей, которые могут быть особенно приемлемы для больших двигателей Стирлинга.

Ранее Хоглэнд и Персиваль [166] дали всеобъемлющую оценку технологии двигателей Стирлинга для стационарных энергосистем мощностью от 375 до 1500 кВт. В работе сделан вывод, что двигатель Стирлинга, с точки зрения его возможностей работать на различных видах топлива, вполне пригоден для промышленного применения в качестве возможной замены дизелей газотурбинных и паротурбинных установок. Более крупномасштабные двигатели Стирлинга рассматривались руководством Комиссии по атомной энергии Канады. Такие двигатели могут работать в составе перспективных систем с ядерными реакторами*.

Небольшие стационарные генераторы энергии мощностью до 10 кВт также представляют большой интерес для военной и гражданской областей применения. Так, во многих случаях особый интерес представляет их бесшумная работа, особенно при использовании в небольших передвижных электростанциях в качестве движителей десантных штурмовых судов и т. п. Эта же особенность важна и для различных типов прогулочных и туристических автомобилей, а также в ряде других аналогичных случаев.

Шведская фирма ФФВ, связанная с военной промышленностью (гл. 13), в течение десяти лет проводила независимую разработку электрогенератора с двигателем Стирлинга мощностью 10 кВт. Очевидно, что в ближайшем будущем начнется промышленное применение двигателей [174]. Естественно, двигатель имеет умеренное

* Частная дискуссия с Д. Брэдли («Чок ривер лаборэториэс, Канада»).

значение КПД (20 %), что связано с использованием обычных материалов для нагреваемых частей двигателя.

Даже маломощные двигатели (до 200 Вт) представляют собой значительный коммерческий интерес для небольших энергогенераторов с тепловым приводом при использовании их в качестве генераторов навигационных сигнальных устройств и в особенности для плавучих маяков и бакенов.

Существующие системы на бакенах используют ацетилен в баллонах для периодической подачи его в горелки. Устройства регулирования периодичности подачи и расхода приводятся в действие давлением ацетилена, и в настоящее время уже разработаны весьма надежные системы. К сожалению, мало что можно сделать для улучшения светимости и фокусирования излучения ацетиленового пламени, вследствие чего видимость сигнала ограничена.

В настоящее время размеры океанских танкеров так велики (так же, как и их инерция), что предел видимости ацетиленового пламени в действительности меньше расстояния, проходимого танкером от начального момента движения до фактического изменения курса. Используемые радарные системы обладают определенными погрешностями, что вызывает необходимость дополнительных систем предупреждения, обладающих более высокой надежностью.

Вероятно, одной из возможных систем предупреждения является система с периодически вспыхивающей электрической ксеноновой лампой. Параметры вспышки могут быть подобраны так, что обеспечивают интенсивное выделение энергии в течение весьма коротких промежутков времени, а соответствующим образом оптически сфокусированное излучение позволяет увеличить видимость на порядок. В качестве источника питания применяются аккумуляторные батареи; испытываются также и турбогенераторы, использующие энергию волн. Возможным решением может быть небольшой генератор с двигателем Стирлинга, работающий на дизельном топливе, сжиженном нефтяном газе или использующий радиоизотопный источник теплоты. Такой блок, способный автономно работать в течение шести месяцев (дизельное топливо) или двух лет (радиоизотопный источник) с гарантированной надежностью, вероятно, будет иметь спрос на международном рынке плавучих маяков и бакенов, а также заинтересует службы, отвечающие за безопасность кораблевождения.

От одной обещающей разработки, проводившейся в университете Калгари для генератора, работающего на радиоизотопе кобальта-60, пришлось отказаться из-за прекращения работ по программе использования изотопов для производства энергии в фирме «Атомик Энерджи оф Канада Лтд» (Atomic Energy of Canada Ltd.) вследствие спада промышленности Канады в 1971 г.

В результате работ по подобной программе, проводимой Исследовательским центром в г. Харуэлле Британского управления атомной энергии, была осуществлена успешная разработка прототипов генераторов, использующих радиоизотоп стронция-90 или сжиженный нефтяной газ в качестве источников энергии. Блок прошел уже стадию лабораторных исследований и испытывается на навига-

ционных буях Ирландским управлением плавучих маяков. Этот генератор планируется к производству на фирме А. Г. А. Лтд (A. G. A. Ltd) — британском филиале известной шведской промышленной судостроительной фирмы.

Двигатель, разработанный Исследовательским центром в Харуэлле, является крупногабаритным свободнопоршневым двигателем Стирлинга, использующим гибкую металлическую диафрагму, соединенную с узлом генератора. Двигатель продемонстрировал большой ресурс работы при высокой надежности.

Другой интересной разработкой является свободнопоршневой двигатель Стирлинга с «жидкими поршнями», используемый для перекачки воды. Водяной столб, действующий как поршень, резонирует с собственной частотой, приводя в работу всю систему двигателя Стирлинга, расположенную в цилиндре над жидким поршнем. Возможны различные схемы, при которых резонирующий водяной столб, действующий как поршень, будет прокачивать воду. Источником теплоты для такого двигателя могут быть продукты сгорания, электронагреватель или солнечное излучение. Элрод [106] дал подробное описание требований к конструкции такого двигателя, а в работе [277] сообщается о его экспериментальных работах.

Работа двигателей в синхронном режиме

К работе большинства двигателей стационарных энергоустановок предъявляются требования постоянной частоты вращения и относительной нечувствительности к внезапным изменениям нагрузки. Диспетчерские управления выдвигают требования по обеспечению подачи в сеть электроэнергии при относительно постоянных ее параметрах и жестких требованиях к их изменениям.

Устройства регулирования двигателей Стирлинга для стационарных энергосистем включают: а) регулятор расхода топлива и воздуха для увеличения или уменьшения их подачи для поддержания постоянной максимальной температуры в зоне горения и б) регулятор величины крутящего момента двигателя для изменения мощности и поддержания, таким образом, постоянной частоты вращения при варьировании нагрузки.

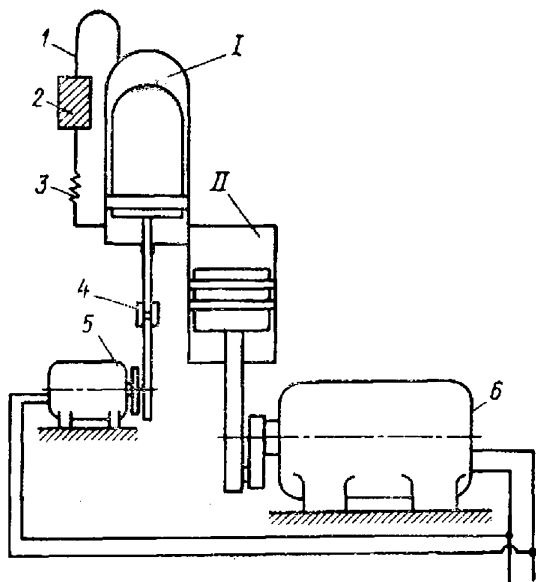
Различные системы регулирования крутящего момента описаны в гл. 8 и включают: а) регулирование среднего давления, б) регулирование амплитуды давления, в) регулирование фазового угла и г) регулирование хода поршня.

Мартини * описал другой вариант системы регулирования, удовлетворяющий требованиям обеспечения постоянства частоты вращения для систем стационарного энергоснабжения с жесткой стабильностью частоты (рис. 17.7). Двигатель представляет собой систему рабочий поршень — вытеснитель и служит приводом генератора переменного тока. Вытеснитель приводится в движение синхронным двигателем, потребляющим часть мощности генератора и работа-

*Частное сообщение.

Рис. 17.7. Система регулирования частоты вращения двигателя Стирлинга с рабочим поршнем и вытеснителем для стационарных условий работы:

1 — нагреватель; 2 — регенератор; 3 — холодильник; 4 — синхронный привод; 5 — электродвигатель привода вытеснителя; 6 — генератор переменного тока; I — полость расширения; II — полость сжатия



ющим с частотой вращения, точно соответствующей частоте вращения генератора. В результате движения вытеснителя происходит перемещение рабочего тела между полостями сжатия и расширения, так что давление циклически меняется с той же частотой, что и движение вытеснителя. Изменения

давления в двигателе действуют на рабочий поршень, заставляя его совершать возвратно-поступательное движение в цилиндре и отдавать мощность на привод генератора, часть которой потребляется электродвигателем привода вытеснителя. Таким образом, частота возвратно-поступательного движения рабочего поршня в цилиндре определяется частотой возвратно-поступательного движения вытеснителя. Эта частота, в свою очередь, определяется частотой вращения синхронного двигателя-привода, которая опять-таки определяется частотой генератора, приводимого в движение рабочим поршнем. В конечном итоге система является полностью самостабилизирующейся с точки зрения регулирования частоты вращения. Фаза смещения движения рабочего поршня и вытеснителя осуществляется автоматически, причем система подстраивается на тот фазовый угол, который необходим для съема переданного заданного крутящего момента, определяемого нагрузкой двигателя.

Пуск двигателя — особая проблема. Один путь — это пуск привода вытеснителя с использованием аккумуляторов и инверторов для получения переменного тока нужной частоты. Приведенный в действие привод вытеснителя будет автоматически потреблять мощность генератора.

В большинстве случаев на привод вытеснителя расходуется небольшая часть (примерно 1 %) от общей электрической мощности.

В других случаях генератор может иметь значительную мощность для питания электродвигателя привода вытеснителя и перезарядки батарей. Выходная мощность двигателя Стирлинга в дальнейшем используется для привода газового компрессора, насоса или некоторых других механических систем.

Система полного энергоснабжения или система комплексного производства энергии, состоит из агрегатов, использующих один или несколько источников энергии для обеспечения различных энергопотребностей в жилых или общественных зданиях. В типичных

условиях установка полного энергоснабжения для административных зданий работает на природном газе. Теплота продуктов сгорания частично используется в двигателе привода генераторов переменного тока, вырабатывающих ток высокой частоты (400 Гц) для освещения и ток низкой частоты (60 Гц) для других нужд. Оставшаяся часть теплоты может быть использована для получения пара высокого и низкого давления для различных технологических и бытовых нужд.

В составе систем полного энергоснабжения двигатели Стирлинга могут быть использованы в качестве различных приводов механических устройств, тепловых насосов или рефрижераторов. Особенности двигателей Стирлинга, представляющей интерес для использования в таких системах, являются в первую очередь их способность работать на различных видах топлива; важными достоинствами считаются также бесшумная работа, минимальные выбросы вредных веществ, отличные характеристики в режимах частичной нагрузки, легкий пуск и хорошие характеристики регулирования и крутящего момента.

Г. Уокер в 1971 г., вероятно, первый в обзоре, составленном для института газовой техники, рассмотрел возможности применения двигателей Стирлинга в системах полного энергоснабжения. Позднее Джасперс и дю Пре [173] оценили перспективы использования двигателей Стирлинга для этих целей, как весьма благоприятные.

Лерфельд [199, 200] подробно проанализировал использование двигателей Стирлинга фирмы «Филипс» в системах полного энергоснабжения для ряда областей применения, в частности для административных и больничных зданий. В дальнейшем этот анализ был обобщен [200], и на него постоянно ссылаются в обзорах по двигателям Стирлинга при рассмотрении комплексного производства энергии. Термин «комплексное производство энергии» применяется наряду с термином «полное энергоснабжение», что подразумевает получение электроэнергии и использование отводимой от двигателя теплоты для систем теплоснабжения или охлаждения. Работа Аргоннской национальной лаборатории [213] позволила оценить потенциальные возможности применения двигателей Стирлинга для систем полного энергоснабжения и интегральных энергосистем в рамках программы TETAC DOE (Исследование технологических возможностей полного энергоснабжения). Одновременно сотрудники НАСА занимались подобными исследованиями для применения в промышленности систем полного энергоснабжения с двигателями Стирлинга в рамках программы SETAC (Исследование технологических возможностей комплексного производства энергии Министерства энергетики США).

Несколько ранее (1977 г.) Гэдсби оценил области применения потенциальных потребителей энергосистем с двигателем Стирлинга в диапазоне мощностей 750 кВт в сравнении с энергосистемами с дизелями и газотурбинными двигателями для определения размеров и статей финансирования со стороны правительства США.

МОДЕЛИ ДВИГАТЕЛЕЙ СТИРЛИНГА

Эта глава написана Э. Россом, прокурором из г. Каламбус (шт. Огайо), страстным коллекционером двигателей Стирлинга и связанной с ними документации. В душе он механик и обладает интуитивным инженерным даром, позволяющим применять на практике его созидательный талант.

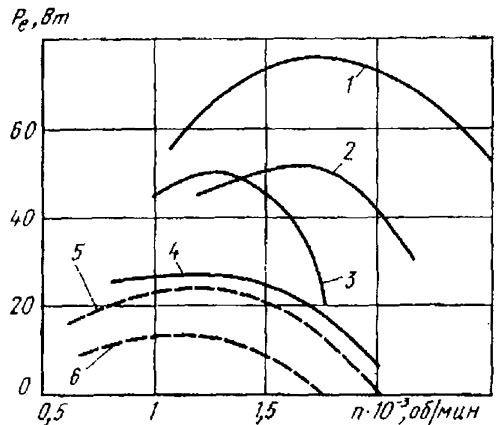
Г. Уокер

Введение

Растущий интерес среди профессиональных инженеров и ученых, работающих в области машин Стирлинга, вызвал соответствующий интерес и у инженеров, занимающихся моделированием. Такие инженеры являются любителями в лучшем смысле этого слова; они проектируют и создают свои собственные двигатели и другие механические устройства в домашних условиях ради процесса познания и потребности творчества. Несмотря на то, что их экспериментальные работы по двигателям Стирлинга находятся еще на ранней стадии развития, тем не менее помещенный ниже материал весьма познавателен.

Одноцилиндровый двигатель Стирлинга вытеснительного типа с ромбическим приводом и вытесняемым рабочим поршнем объемом, равным 65 см^3 , изготовлен Россом в 1973 г. В качестве рабочего тела двигателя используются воздух или гелий. Подвод теплоты осуществляется с помощью высокотемпературной кольцевой пропановой горелки. Конструкция двигателя неоднократно изменялась, что позволило улучшить первоначальные характеристики двигателя (при частоте вращения, равной 750 об/мин, и атмосферном давлении мощность двигателя была равна 1,5 Вт). После модификации двигатель, работающий на воздухе, развивает мощность свыше 25 Вт при атмосферном давлении 0,1 МПа и свыше 50 Вт при давлении 0,2 МПа. Мощность двигателя на гелии превышает 75 Вт при давлении 0,2 МПа (рис. 18.1). Несмотря на то, что двигатель был рассчитан на давление до 0,4 МПа, его испытания при таком высоком давлении не проводились.

Рис. 18.1. Зависимость эффективной мощности P_e от частоты вращения n для двух двигателей Стирлинга, разработанных Россом:



1 — регенератор из скрученных жгутов коррозионно-стойкой проволоки (давление гелия 0,22 МПа); 2 — регенератор из коррозионно-стойкой фольги (давление гелия 0,2 МПа); 3 — регенератор из «путанки» коррозионно-стойкой стали (давление воздуха 0,2 МПа); 4 — регенератор из скрученных жгутов проволоки (давление воздуха 0,1 МПа); 5 — регенератор из скрученных жгутов коррозионно-стойкой проволоки (давление воздуха 0,2 МПа); 6 — регенератор из жгутов проволоки (давление воздуха 0,1 МПа); — с ромбическим приводом; - - - - U - об-разный.

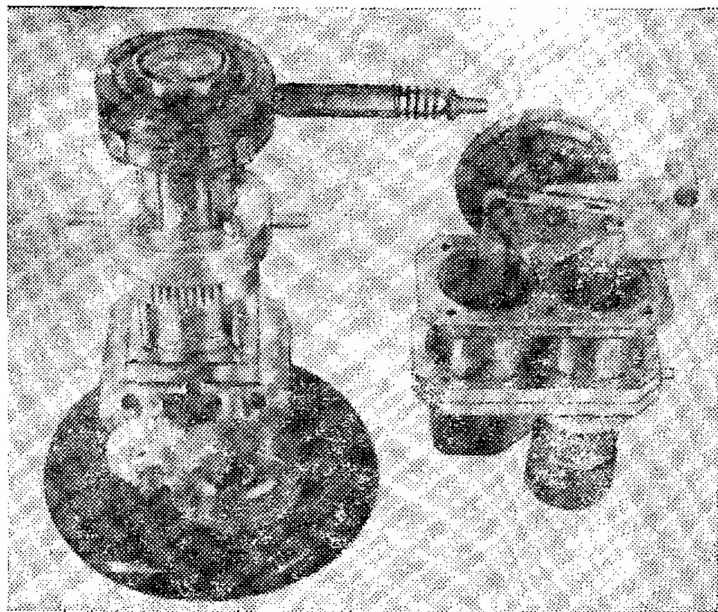


Рис. 18.2. Двигатели Стирлинга конструкции Росса.

Левый двигатель с ромбическим приводом и вытесняемым рабочим поршнем объемом, равным 12 см^3 . Правый двигатель — двухцилиндровый типа Ридера

Эффективный КПД двигателя на гелии, определяемый отношением выходной мощности к теплоте, подводимой с топливом, составлял 4% , а внутренние термические КПД (отношение выходной мощности к сумме тепловой мощности холодильника и выходной мощности двигателя) для гелия и воздуха равны соответственно 17 и 14%

В качестве материала насадки регенератора испытывались проволока и «путанка» из коррозионно-стойкой стали, скрученные жгуты и фольга из коррозионно-стойкой стали и кварцевое стекловолокно. Все виды насадок, кроме кварцевого стекловолокна, работали хорошо. Стекловолокно оказалось неудачным материалом — его отдельные волокна попадали в рабочие полости двигателя, что вызывало необходимость его чистки.

Россом был изготовлен и двухцилиндровый V-образный двигатель вытеснительного типа с вытесняемым объемом рабочего поршня 38 см^3 . В этом двигателе были использованы такие же регенератор и холодильник, как и в двигателе с ромбическим приводом. Для облегчения проблем, связанных с подшипниками при использовании сухого картера, на нижних концах шатунов были применены игольчатые подшипники. Двигатель (рабочее тело — воздух) развивал мощность, равную 24 Вт при давлении $0,2 \text{ МПа}$ и до 31 Вт при давлении $0,27 \text{ МПа}$.

Два других двигателя Росса показаны на рис. 18.2 [291]. Левый двигатель представляет собой одноцилиндровую машину вытеснительного типа с ромбическим приводом. Двигатель снабжен кольцевой пропановой горелкой; его рабочий объем равен 12 см^3 ; максимальная частота вращения при работе на воздухе при атмосферном

давлении — 3600 об/мин. Подобный двигатель, изготовленный Томасом, развивал мощность, равную 4 Вт при атмосферном давлении, и мощность, равную 11,5 Вт при давлении 0,3 МПа.

Двигатель справа является двухпоршневым двигателем типа Ридера. Необычная форма кривошипа была связана с более поздними изменениями, вызванными в первую очередь стремлением уменьшить поперечные силы, действующие на рабочий поршень.

Двигатели с регенеративным вытеснителем

Другой инженер-моделист, интересующийся двигателями Стирлинга, Урвик с о. Мальта, провел серию испытаний двигателя с регенеративным вытеснителем. В конструкции Урвика обычный вытеснитель заменен рядом сетчатых дисков, установленных на штоке вытеснителя и действующих как регенератор. Урвик опубликовал данные различных экспериментов [330], показывающие, что испытанный двигатель имел такие же или лучшие характеристики, что и двигатель с обычным вытеснителем, несмотря на резко уменьшившуюся в результате модификаций степень сжатия. Наблюдавшееся обесцвечивание сетчатых дисков отражает наличие резких температурных градиентов, имеющих место между дисками.

Позднее, в 1977 г., Урвик описал целый ряд различных двигателей, использующих его вариант вытеснителя, включая один двигатель с кривошейкой и несколько двигателей с качающейся шайбой. Конструкция двигателя Урвика с рабочим объемом 5 см³ приведена на рис. 18.3.

Двигатель с регенеративным вытеснителем был разработан также и Коллинсом [81]. Это очень интересный двигатель мощностью 5,5 Вт и рабочим объемом 5 см³; он работает на воздухе при давлении выше 0,6 МПа и имеет простое, но эффективное уплотнение штока,

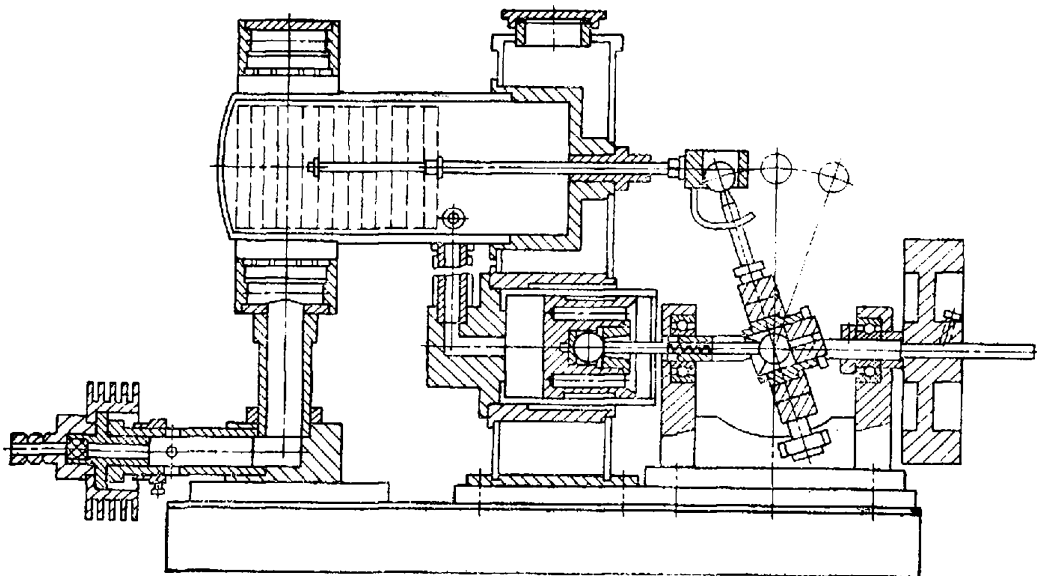


Рис. 18.3. Разрез двигателя Урвика с качающимся приводом

которое позволяет ему непрерывно работать в течение 56 ч без дополнительного поступления воздуха. Как и большинство моделей двигателя, эта машина была выполнена в различных конструктивных вариантах, испытания которых были проведены как с обычными, так и с регенеративными вытеснителями.

Конкурс модельных двигателей Стирлинга

Двигатели Урвика и Коллинса с рабочим объемом 5 см³ были созданы для участия в переименованном конкурсе двигателей, работающих на горячем воздухе, проводимом на выставке инженеров-моделистов в Лондоне в 1977 г., организованной журналом «Модел Инжинир» (Model Engineer).

Так как в конкурсе первостепенное значение придавали оригинальности, то строгих правил для участников не было предусмотрено. Условие конкурса заключалось в том, что при вытесняемом рабочим поршнем объеме не более 5 см³ надо получить максимально возможную мощность двигателя.

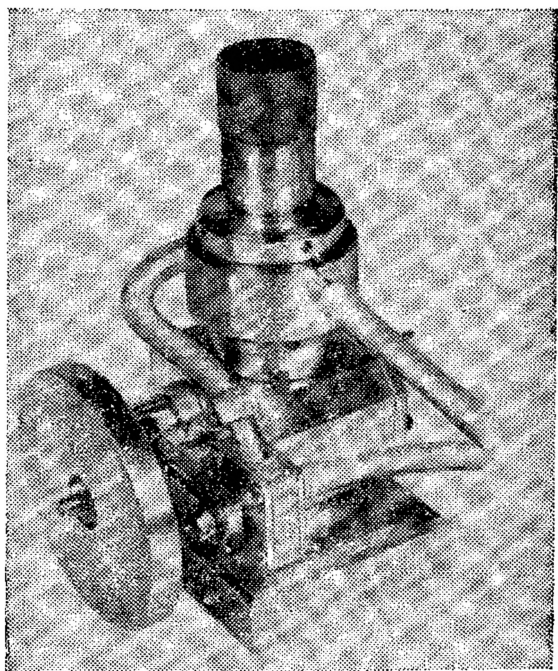
В конкурсе приняло участие 17 чел.; победитель — Е. Ф. Клэпхэм из Бристоля представил двигатель, превзошедший самые смелые ожидания организаторов. Этот двигатель работал на воздухе при давлении свыше 6,7 МПа и развивал мощность 39,4 Вт при 900 об/мин. Машина была сконструирована и изготовлена за 600 ч. Это первый двигатель Стирлинга, изготовленный Клэпхэмом.

Двигатель Клэпхэма был одноцилиндровым вытеснительного типа с сухим герметичным картером. Площадь поверхности трубчатого нагревателя составляла почти 122,6 см², а аналогичного по конструкции холодильника — более 45,2 см². Кривошипный механизм типа модифицированного коленчатого рычага был рассчитан на работу без смазки маслом. Для компенсации поперечных сил на рабочий поршень был предназначен ползун с кольцами из политетрафторэтилена. Уплотнительные кольца рабочего поршня были выполнены из графита, а для уплотнения коленчатого вала в картере были применены промышленно выпускаемые графитовые торцовые уплотнения.

После конкурса Клэпхэм провел дальнейшую модификацию двигателя, что позволило увеличить его мощность до 55 Вт при работе на воздухе с давлением 6,7 МПа при 1350 об/мин, а при использовании гелия — до 95 Вт при давлении 8 МПа и частоте вращения 2000 об/мин.

Интересно сравнить двигатель Клэпхэма с двигателем Росса с ромбическим приводом и рабочим объемом 65 см³. Оба двигателя имеют высокую частоту вращения и развивают мощность 55 Вт при работе на воздухе, однако объем машины Клэпхэма в 13 раз меньше, а давление в 34 раза больше, чем у машины Росса. Двигатель Клэпхэма имеет значительно больший относительный мертвый объем, чем можно было бы ожидать от двигателя с такой высокой удельной мощностью. Размеры двигателей сравнимы — двигатель Клэпхэма имеет высоту примерно 24,1 см, а двигатель Росса — 29,2 см.

Рис. 18.4. Модельный двигатель Стирлинга, сконструированный Сенфтом (Сенет, 1977 г.). Двигатель был вторым на первом конкурсе двигателей, работающих на горячем воздухе



Второе место на конкурсе занял двигатель д-ра Сенфта, (г. Майнот, шт. Северная Дакота) с ромбическим приводом. Ранее Сенфт уже построил несколько небольших двигателей Стирлинга и в своей работе в 1976 г. дал детальное описание теории двигателей Стирлинга для инженеров-моделистов. Сенфт является необычной фигурой среди инженеров-моделистов — он профессионально занимается двигателями Стирлинга. Его двигатель

(рис. 18.4) сконструирован как надежная и практичная машина, работающая при небольшом давлении. В двигателе использован компактный вариант ромбического привода с длиной шатуна, в 2,5 раза превышающей радиус кривошипа. Для уплотнения рабочего поршня использовано тефлоновое кольцо с эспандером; такое же уплотнение применено и для конца вала, расположенного в герметичном картере. Вытеснитель в двигателе — лабиринтного типа без регенератора.

Во время конкурса при работе на воздухе двигатель развивал мощность 4,7 Вт при давлении 0,3 МПа и частоте вращения 1260 об/мин. При последующих испытаниях на гелии при давлении 0,4 МПа и частоте вращения, равной 2920 об/мин, мощность двигателя составляла 12,9 Вт. Наибольшая частота вращения была равна 3860 об/мин при мощности 8,6 Вт.

Обзор двигателей, представленных на первом конкурсе, сделан Чаддоком [76], который в качестве технического консультанта журнала «Модел Инжинир» проводил их испытания.

Следующий конкурс в 1978 г. был проведен по значительно более усложненным правилам. Для возможности проведения испытаний в выставочном зале были разработаны требования к сосудам с топливом, топливным и газовым магистралям. Требовалось также выполнить ограждение внешнего факела с тем, чтобы он не был виден при работе двигателя. Необходимым условием являлось и использование специальных быстродействующих пламегасящих устройств. Давление рабочего тела ограничивалось значением 0,76 МПа. Было разрешено применять гелий, и многие будущие участники несомненно почувствовали, что это обстоятельство имеет существенное значение для соревнований.

Несмотря на то, что введение этих правил не было беспричинным, они подавили энтузиазм до такой степени, что в конкурсе приняли участие только два человека. Победителем стал Ф. Р. Уилкинсон, чей двигатель двойного действия был подобен двигателю Роберта Стирлинга 1843 г., изготовленный для литейной мастерской. Двигатель развивал мощность 8 Вт при давлении 0,76 МПа. Интересной особенностью двигателя было использование своеобразного термостата, позволившего, по-видимому, увеличить мощность на 2 Вт.

Другим участником был д-р Брайан Томас, разработавший много различных двигателей Стирлинга необычной конструкции, включая конструкции с вытеснителями, приводимыми с помощью кулачкового механизма. Его конкурсный двигатель был с ромбическим приводом с «внешним рабочим поршнем», занявшим третье место на предыдущем конкурсе год назад, показав мощность 2,5 Вт при 2000 об/мин. Для конкурса д-р Томас разработал самонагнетающий насос, однако различные неполадки привели к сохранению мощности на уровне, не превышающем 3,7 Вт.

Перспективы развития двигателей Стирлинга

Не касаясь будущего проводимых конкурсов, очевидно, что разработка модельных двигателей Стирлинга будет продолжаться. Росс закончил работу над штампом, с помощью которого можно получить восковые модели, предназначенные для изготовления головок нагревателей с внутренним и внешним обребрением. Такие нагреватели успешно изготавливаются методом литья по выплавляемым моделям из латуни или коррозионно-стойкой стали. Сенфт и другие планируют использовать регенераторы в своих небольших двигателях. Томас достиг успеха в самонагнетающих машинах; он также экспериментирует с нагревателями с «набивкой», причем простой штампованный нагреватель может обеспечить значительное увеличение поверхности теплообмена. Продолжают появляться и новые конструкции двигателей, например двигатель Хеншалла (1977 г.) с двумя цилиндрами, в каждом из которых коаксиально расположены поршень и вытеснитель. Кажется по крайней мере вероятным, что история моделирования, связанная с разработкой двигателей для гидропланов с впрыскиванием пара и миниатюрных ДВС, может повториться и для малых двигателей Стирлинга.

Многие моделисты также интересуются и созданием двигателей Стирлинга для практических целей мощностью от 100 до 800 Вт, пригодных для катеров и мотоциклов (наибольший интерес вызывает использование твердого топлива). Одним из таких конструкторов, почти завершившим подобную разработку, является Моррис Бомфорд (рис. 18.5). Его двигатель с низкой частотой вращения и с большим рабочим объемом способен обеспечить скорость катера от 1,3 до 1,8 /мс. Ожидается, что активность любителей в этой области в ближайшем будущем значительно возрастет.

По всем этим вопросам существует активная переписка не только среди инженеро-моделистов, но также и между ними и рядом не-



Рис. 18.5. Катер с двигателем Стирлинга (Бомфорд, 1975 г.)

зависимых профессионалов в этой области. Любители и профессионалы одинаково переживают успехи и неудачи работы в области, где вопросов больше, чем ответов.

ТЕРМИНЫ, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ В ТЕКСТЕ

Адиабатные процессы сжатия и расширения — термодинамические процессы, осуществляемые без подвода и отвода теплоты.

Свободнопоршневой двигатель Била — тип двигателя Стирлинга, в котором возвратно-поступательные движения рабочего поршня и вытеснителя в цилиндре происходят вследствие их взаимодействия с упругими силами жидкости (рабочего тела). Механическая связь между рабочим поршнем и вытеснителем отсутствует. Работа поршня непосредственно передается нагрузке.

Мертвое пространство цилиндра — минимальные, невытесняемые объемы полостей сжатия и расширения.

Холодильный коэффициент — отношение количества теплоты, отводимой от охлаждаемой системы, к затраченной в цикле работе (для криогенных газовых машин).

Отопительный коэффициент — отношение количества теплоты, подводимой к нагревательной системе, к затраченной в цикле работе (для тепловых насосов).

Смешанное рабочее тело — рабочее тело двигателей Стирлинга, состоящее из двух и более компонентов; может находиться в состоянии жидкости, газа, пара или диссоциирующего газа.

Полость сжатия — часть общей рабочей полости двигателя Стирлинга, в которой осуществляется повышение давления рабочего тела (в этом случае теплота сжатия отводится в водяную систему охлаждения). В двигателях температура рабочего тела в полости сжатия меньше температуры рабочего тела в полости расширения, а в криогенных газовых машинах и тепловых насосах — наоборот.

Изобарный процесс — термодинамический процесс, осуществляемый при постоянном давлении. Изобарные процессы сжатия и расширения могут осуществляться с регенерацией теплоты и без нее.

Изохорный процесс — термодинамический процесс, осуществляемый при постоянном объеме. Изохорные процессы сжатия и расширения могут осуществляться с регенерацией теплоты и без нее.

Изотермический процесс — термодинамический процесс, осуществляемый при постоянной температуре.

Холодильник — теплообменный аппарат, в котором осуществляется отвод теплоты от рабочего тела к охлаждаемому теплоносителю (воде, воздуху и другим жидкостям).

Кривошипно-шатунный механизм — устройство, позволяющее преобразовать возвратно-поступательное движение поршня во вращательное движение вала.

Криогенная установка — машина для получения криогенных температур (ниже 100 К).

Относительный мертвый объем — отношение части общего объема рабочей полости (за вычетом объемов полостей сжатия и расширения) к объему полости расширения.

Прямой способ нагрева — система, в которой продукты сгорания топлива непосредственно нагревают трубы нагревателя с находящимся в них рабочим телом двигателя.

Прерывистое движение поршней — несинусоидальный закон перемещения рабочего поршня и вытеснителя, обеспечивающий заданное изменение объемов в полостях сжатия и расширения в идеализированном термодинамическом цикле Стирлинга.

Вытеснитель — один из поршней двигателя Стирлинга, работающий в условиях высоких перепадов температур и низких перепадов давления; он имеет небольшую массу.

Двигатели двойного действия — семейство двигателей Стирлинга, в которых для осуществления термодинамического цикла используется один элемент (поршень-вытеснитель) с возвратно-поступательным движением. Минимальное число цилиндров в двигателе — два, максимальное — неограничено.

Дуплексный двигатель Стирлинга — система, состоящая из двух машин, работающих по прямому и обратному циклам Стирлинга. В этой системе двигатель Стирлинга является приводом для теплового насоса или холодильной машины.

Отработавшие газы — продукты сгорания углеводородного топлива, состоящие в основном из паров воды, несгоревших углеводородов, окислов углерода и азота.

Цикл Эриксона — идеализированный термодинамический цикл, состоящий из двух изотермических процессов сжатия и расширения и двух регенеративных изобарных процессов.

Рециркуляция отработавших газов — отвод части отработавших газов в камеру сгорания; используется для уменьшения образования окислов азота.

Полость расширения — часть общей рабочей полости двигателя Стирлинга, в которой происходит расширение рабочего тела с подводом теплоты при постоянной температуре. В двигателях температура рабочего тела в полости расширения выше, чем в полости сжатия, а в тепловых насосах и холодильных машинах — наоборот.

Адиабатный цикл Финкельштейна — идеализированный термодинамический цикл двигателей Стирлинга с адиабатными процессами сжатия и расширения и бесконечно большими коэффициентами теплопередачи в теплообменных аппаратах.

Двигатели со свободными вытеснителями — семейство двигателей Эриксона (двигатели типа Буша), в которых движение вытеснителя осуществляется под действием упругих сил жидкости (рабочего тела). Используются в основном как генераторы давления газа или жидкостные насосы.

Конденсатор (теплообменник) — теплообменный аппарат криогенной (холодильной) машины или теплового насоса, предназначенный для осуществления процесса теплообмена между рабочим телом и охлаждаемой средой.

Гармонический закон движения поршней — движение рабочего поршня и вытеснителя, рассматриваемое для реальных двигателей. Закон движения, близкий к синусоидальному.

Тепловая труба — устройство непрямого способа нагрева рабочего тела, позволяющее передавать большие тепловые потоки при малых перепадах температуры. В зоне нагрева теплоноситель (обычно жидкометаллический натрий) испаряется и поглощает теплоту; в зоне охлаждения теплоноситель конденсируется с отдачей теплоты. С помощью тепловой трубы можно осуществить передачу теплоты большой тепловой плотности. Отсутствие «зон перегрева» улучшает условия работы нагревателя и способствует повышению мощности и КПД двигателя.

Тепловой насос — устройство для передачи теплоты от источника температур окружающей среды к потребителю, имеющего более высокую температуру. Для работы теплового насоса необходим подвод внешней механической энергии.

Нагреватель — теплообменник двигателя Стирлинга, в котором осуществляется процесс передачи теплоты от источника к рабочему телу двигателя.

Комбинированный свободнопоршневой двигатель Стирлинга — тип двигателя Стирлинга со свободным вытеснителем и кривошипно-шатунным приводом рабочего поршня.

Непрямой способ нагрева — система, в которой тепловая энергия внешнего источника передается рабочему телу двигателя через промежуточный теплоноситель (например, Na); см. тепловая труба.

Изотропный процесс — термодинамический процесс, осуществляемый при постоянной энтропии.

Изотермическое сжатие и расширение — изменения объемов и давления при изотермических процессах сжатия и расширения.

Механический привод — системы, состоящие из кривошипов, шатунов, штоков, косой шайбы и других элементов, позволяющие управлять возвратно-поступательными движениями рабочих поршней и вытеснителей, а также осуществлять передачу мощности на вал двигателя.

Температурный предел конструкционных материалов — максимально допустимая рабочая температура используемых в нагревателе конструкционных материалов.

Фазовый угол — угол, на который изменение объема полости расширения опережает изменение объема в полости сжатия.

Рабочий поршень — один из поршней двигателя Стирлинга, работающий в условиях высоких перепадов давления и низких перепадов температур.

Пористость насадки — часть общего мертвого объема двигателя, определяемая отношением разности объема насадки и объема материала насадки к объему насадки (обычно выражается в процентах).

Перепад давления — разность уровней давления в трубопроводе или теплообменном аппарате, возникающая вследствие гидравлического сопротивления потоку жидкости.

Изменение давления — диапазон отклонения величины циклически изменяющегося давления рабочего тела от среднего значения давления в цилиндре двигателя.

Отношение давления — отношение максимального и минимального давления рабочего тела.

Цикл Рейлиса — идеализированный термодинамический цикл с регенеративными процессами, осуществляющийся частично при постоянном объеме и частично при постоянном давлении. Процессы сжатия и расширения — изотермические или адиабатные.

Рекуператор (рекуперативный теплообменник) — теплообменный аппарат трубчатого — с гладкими или оребренными трубами — и пластинчатого типов) с отдельными каналами для холодного и горячего потоков теплоносителя. Обычно рассматриваются установившиеся режимы потоков теплоносителей.

Кольцевой регенератор — узкое кольцевое пространство между вытеснителем и цилиндром, через которое осуществляется периодическое перемещение рабочего тела из полости сжатия в полость расширения и наоборот. Степень эффективности регенератора определяется изменением температуры рабочего тела по длине регенератора.

Регенеративный цикл — термодинамический цикл, в котором отводимая в одном из процессов теплота используется для подогрева рабочего тела с низкой температурой в другом процессе. Это приводит к уменьшению общего количества теплоты, подводимого в цикле, что увеличивает его эффективность. Процесс регенерации теплоты может осуществляться периодически (цикл Стирлинга) или постоянно (цикл Брайтона). При рассмотрении регенеративных циклов необходимо делать различие между регенеративным подогревателем воздуха, нагреваемого отработавшими газами, и регенератором внутреннего контура двигателя.

Насадка регенератора — пористый материал (обычно металл — проволока, сетка), размещенный между полостями сжатия и расширения и выполняющий роль накопителя (аккумулятора) тепловой энергии.

Регенератор (регенеративный теплообменник) — теплообменный аппарат, состоящий из корпуса и насадки, через которую периодически проходят чередующиеся горячий и холодный потоки рабочего тела.

Регулирование двигателя — изменение эффективной мощности двигателя в зависимости от нагрузки.

Цикл Рейтлингера — обобщенный идеальный термодинамический цикл, состоящий из изотермических процессов сжатия и расширения и любых других произвольных регенеративных процессов.

Ромбический привод — особый кривошипно-шатунный механизм, используемый в одностороннем простого действия двигателе Стирлинга для управления движениями рабочего поршня и вытеснителя. Для заданного фазового смещения движения поршней ромбический механизм обеспечивает высокую степень уравниваемости, что исключает действие поперечных сил на стенки цилиндра.

Свертывающееся диафрагменное уплотнение — уплотнение, предотвращающее утечки рабочего тела из рабочей полости двигателя Стирлинга (разработано фирмой «Филипс»).

Цикл Шмидта — идеализированный термодинамический цикл двигателей Стирлинга с изотермическими процессами сжатия и расширения и синусоидальным законом изменения объемов.

Одностороннего простого действия двигателя — семейство двигателей Стирлинга, в которых для осуществления термодинамического цикла используются два возвратно-движущихся элемента.

Космическая энергетическая система — система преобразования энергии, используемая для космического летательного аппарата.

Цикл Стирлинга — идеализированный термодинамический цикл, состоящий из двух изотермических процессов сжатия и расширения и двух изохорических регенеративных процессов.

Привод от косо́й шайбы — механизм, использующийся в двигателях Стирлинга двойного действия для управления движениями поршней-вытеснителей и для передачи мощности на вал. Поршни-вытеснители соединены с косо́й шайбой (диском) вращающегося вала, что вызывает их возвратно-поступательное движение.

Отношение вытесняемых объемов — отношение изменяющегося объема полости сжатия к изменяющемуся объему полости расширения.

Отношение температур — отношение температуры рабочего тела в полости сжатия к температуре рабочего тела полости расширения.

Эффективный КПД — часть общей подводимой теплоты, эквивалентная полезной работе.

Система комплексного производства энергии — система преобразования внешней подводимой теплоты в различные виды энергии, используемые в административных и жилых зданиях.

Общая рабочая полость — см. рабочая полость.

Двухфазное — двухкомпонентное рабочее тело — см. смешанное рабочее тело.

Подводная энергетическая система — система преобразования энергии, используемая для подводного судна.

Мертвый объем — часть общей рабочей полости двигателя Стирлинга, включающая пористый объем регенератора, объемы теплообменников и соединительные магистрали внутреннего контура.

Степень сжатия — отношение максимального и минимального объемов рабочей полости.

Качающаяся шайба — см. привод от косо́й шайбы.

Произведенная работа — работа термодинамического цикла, обусловленная изменением объема рабочего тела.

Рабочее тело — газ, жидкость или пар, которые периодически сжимаются и расширяются при соответствующих температурах в рабочей полости двигателя Стирлинга.

Рабочая полость — постоянные и изменяющиеся объемы внутреннего контура двигателя Стирлинга, включающие объемы полостей сжатия и расширения, мертвые объемы регенератора, нагревателя, холодильника, объемы кольцевых полостей и соединительных магистралей.

В приведенный список литературы по двигателям Стирлинга включены книги, статьи и другие опубликованные материалы. Указанные материалы, основная часть которых имеется в библиотеке университета г. Калгари, в приведенном списке литературы расположены в алфавитном порядке по фамилии первого автора. Автор изучил почти все источники, указанные в списке литературы.

Источников литературы по двигателям Стирлинга достаточно много, что можно видеть по числу ежегодных публикаций за период 1940—1980 гг. (рис. 18.6). Эти данные собраны Мартини (1978 г.), в работе которого приведен обширный список публикаций в хронологическом порядке, подобранный как по отдельным разделам, так и по фамилии автора.

Положение с публикуемой литературой по двигателям Стирлинга напоминает известную голландскую легенду о мальчике, который закрыл отверстие в дамбе и спас город от наводнения. Применительно к материалам по двигателям Стирлинга кажется, что поток информации «затопляет» читателей.

В 1971 г. автор считал целесообразным рассматривать вопросы, относящиеся к тепловым двигателям Стирлинга и к криогенным газовым машинам, в одной книге. Однако за период времени, начиная с 1971 г., была собрана не менее обширная библиография и для криогенных газовых машин, что привело к необходимости издания различных книг. Намечены также планы выпуска нескольких книг по свободнопоршневым машинам.

Большое число литературных источников может доставить некоторые трудности специалистам, которые занимаются двигателями Стирлинга. Поэтому ниже в качестве рекомендаций приведен перечень наиболее важных публикаций, который может служить основой для начала работы в этой области:

1. Общий обзор. Ross, M. A. (1977). Stirling-cycle engines. Solar Engines, p. 121. (В небольшой по объему книге в простой и занимательной форме, лишенной технических подробностей, изложены история развития, принципы действия и последние разработки двигателей Стирлинга).

2. Вопросы истории. Finkelstein, T. (1959). Air Engines. Engineer, London, 207, pp. 492—497, 522—527, 568—571, 720—723. (Приведено описание истории развития воздушных двигателей Стирлинга). По этому вопросу можно рекомендовать и статью Бэбкока: Babcock, G. H., 1885. Substitutes for steam. Trans. Am. Soc. mech. Engrs. 7, pp. 680—741.

3. Двигатели фирмы «Филипс». van Beukering, H. C. J. and Fokker, H. (1973). Present state-of-the art of the Philips Stirling engine. S. A. E. Paper № 730646; статья также имеется в журнале Auto. Engr. V81 № 7, pp. 37—43 1973 г. (Изложена программа фирмы «Филипс»).

4. Двигатели фирмы «Юнайтед Стирлинг». Rosenqvist, K., Gummesson, S. G. and Lundholm,

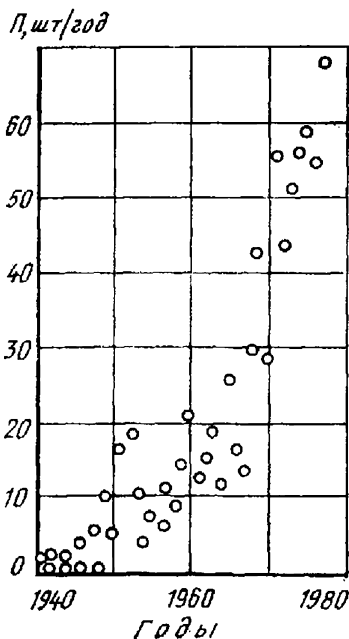


Рис. 18.6. Рост числа публикаций P за год по двигателям Стирлинга

S. G. K. (1977). The development of a 150kw (200h. p.) Stirling engine for medium duty automotive application — A status report. S. A. E. Paper, No 770081. (Изложено состояние разработок автомобильного двигателя в Швеции).

5. Двигатели фирмы MAN/MWM. Zacharias F. A. (1974). Advanced development of Stirling engines at MAN/MWM. 2nd Symp. on Low Pollution Power Syst. Development, Dusseldorf, Sept. (Изложено состояние разработок двигателей Стирлинга в ФРГ).

6. Двигатели фирмы «Дженерал Моторс». Percival, W. H. (1974). Historical review of Stirling engine development in United States from 1960 to 1970. ERDA, No NASA CR—121097.

(Дан исторический обзор деятельности фирмы за 1960—70 гг. Большое количество приведенных технических данных делает эту работу одной из важнейших публикаций).

7. Двигатели, разрабатываемые по совместной программе фирм «Форд»/«Филипс». Материалы, докладываемые на координационных совещаниях, созываемых каждые полгода Министерством энергетики США, DOE Kitzner, E. W. (1977). Stirling engine feasibility study of an 80—100 hp engine and of improvement potential for emissions and fuel economy, NASA/DOE Report No COO/2631—22, NTIS Springfield, Va.

(Обобщены результаты анализа деятельности фирм в области автомобильных двигателей Стирлинга).

8. Работы по двигателям Стирлинга для аппаратов искусственного сердца. Годовые отчеты для Национального института здравоохранения США фирм: «Мак-Доннел—Дуглас», «Аэроджет—Дженерал» и «Термо-электрон». Ежеквартальные отчеты фирмы «Вестингауз» для Министерства энергетики США. Большинство из указанных фирм ежегодно представляют доклады на Общенациональные конференции по инженерным аспектам преобразования энергии (Intersociety Energy Conversion Engineering Conference).

9. Руководства по проектированию. Martini, W. R. (1978). Design manual for Stirling engine. DOE/NASA Report, available from NTIS. (Изложены различные методы расчета; имеется обширный список литературы, помещенный в хронологическом порядке по разделам и в алфавитном порядке по фамилии автора.)

10. Текущее состояние уровня развития двигателей. Материалы ежегодных Общенациональных конференций по инженерным аспектам преобразования энергии. Каждый год одна или две секции конференции рассматривают вопросы, непосредственно относящиеся к двигателям Стирлинга. Другие материалы, касающиеся также данной темы, заслушиваются на секциях, посвященных медико-биологическим проблемам, тепловым насосам, вопросам аккумулирования энергии и ее децентрализованного производства.

11. Автомобильные двигатели. Материалы Министерства энергетики США по программе разработки двигателя Стирлинга рассылаются через ответственного руководителя программы — Бюро проекта двигателя Стирлинга исследовательского центра им. Льюиса, НАСА (Stirling Engine Project Office, NASA/Lewis Research Centre).

12. Бюллетени новостей. Martini, W. R. (1977). Stirling Engine Research Institute Newsletter. No 1. Feb. Subsequently issued at Irregular Intervals. Publ. Joint Centre for Grad. Studies, Richland, Wash. (Работа Мартини опубликована в нерегулярно выходящем бюллетене Исследовательского института двигателей Стирлинга; в работе содержатся информативные сообщения и приводятся некоторые результаты исследований).

13. Криогенные газовые машины. Состояние разработок по криогенным газовым машинам (работающие по обратному циклу Стирлинга) и другим регенеративным криогенным машинам регулярно докладывается на международных конференциях по криогенной технике и на общенациональных конференциях по инженерным аспектам криогенной техники (в настоящее время проводится один раз в два года). Материалы также публикуются в журнале «Достижения криогенной техники» (Advances in Cryogenic Engineering), выходящем в издательстве «Плинэм Пресс», г. Нью-Йорк (к настоящему времени вышло около 25 томов). Наиболее полная информация по вопросам криогенной техники имеется в Информационном центре по криогенике Национального бюро стандартов Министерства торговли США (г. Боулдер, шт. Коннектикут; директор д-р Н. Олеан).

ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЙ ПЕРЕЧЕНЬ СОКРАЩЕННЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ, ПРИВОДИМЫХ В ТЕКСТЕ КНИГИ

Сокращенные названия журналов, используемых в книге в качестве ссылочной литературы, заимствованы из Всемирного каталога научно-технических периодических изданий (изд-во П. Брауна и Г. Б. Стрэттона, Баттериот, г. Лондон, 1963—1965 гг.; использованы также и издания последующих лет).

Однако ряд научно-технических статей и других материалов, в большинстве случаев публикуемых в США и имеющих ограниченное распространение, цитируются в ссылках по правилам, принятым для журналов, издающихся Американским обществом инженеров-механиков (ASME).

Ниже приведен перечень сокращенных названий, не вошедших в указанный выше каталог, но на которые также имеются ссылки в тексте.

- AERE — Научно-исследовательский центр атомной энергии (г. Харуэлл, Великобритания).
- DOE — Министерство энергетики США.
- EPA — Агентство по защите окружающей среды, США.
- ERDA — Управление по энергетическим исследованиям и разработкам (в настоящее время — DOE; см. выше), США.
- I. E. C. E. C. — Общепанациональная конференция по инженерным аспектам преобразования энергии, США.
- MAN/MWM — группа по изучению и разработке двигателя Стирлинга фирмы MAN/MWM, (г. Аугсбург, ФРГ).
- MTI — фирма «Мехэникл Текнолоджи» (г. Латам, шт. Нью-Йорк).
- NASA — Национальное управление по аэронавтике и исследованию космического пространства (НАСА), США.
- NTIS — Национальная служба технической информации Министерства торговли США (г. Спрингфильд, шт. Вирджиния). (Различные материалы по двигателям Стирлинга могут быть получены через эту службу).
- S. A. E. — Американское общество автомобильных инженеров.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Agarwal P. D., Mooney R. J. and Toepel R. P.** (1969). Stirling 1, a Stirling electric hybrid car. S. A. E. Paper No. 6900/74, Detroit, Michigan.
2. **Agbi B.** (1971). The Beale free-piston engine. M. Sc. Thesis, University of Calgary, Alberta, Canada.
3. **Agbi B.** (1973). Theoretical and experimental performance of the Beale free-piston Stirling engine. Proc. 8th I. E. C. E. C., Philadelphia, Pa., Aug. 13—17.
4. **Alm C. B. S., Carlovist S. G., Kuhlmann P. F., Silverovist K. H. and Zacharias F. A.** (1973). Environmental characteristics of Stirling engines and their present state of development in Germany and Sweden. 10th Int. Cong., Combust., Eng., April 5—9, Washington, Paper No. 28.
5. **Amann C. A.** (1974). Why the piston engine lives on Mach. Des., 46 (5), Feb. 21.
6. **Anderson D. H.** (1975). First quarterly progress report, automotive gas turbine ceramic regenerator design and reliability program, contract No. 68-03-2150, submitted by Ford Motor Co. to E. P. A. Jan.
7. **Andrus S.** (1976). Development and evaluation of a pneumatic left ventricle assist thermal power system. Annual Report Nat. Inst. of Health, Report No. N01-HV-3-2930-1, NTIS, Springfield, Va., Sept.
8. **Andrus S., Bazinet G. D., Fraser R. J., Hoffman L. C. and Rudnicki M. I.** (1972). Development and evaluation of a modified Stirling cycle heart engine. Semi-annual Report, Aerojet Liquid Rocket Co., Sacramento, Ca., June.
9. **Anon,** (1966). General Motors looks to future. Engineering, Lond., 202 p. 927.
10. **Anon,** (1968a). Stirling engine — isotope power source. Isotop. and Radiat Technol., 6 (1).
11. **Anon,** (1968c). GM Stirling — a Stirling engine electric hybrid car. GMR Laboratories, Warren, Mich.
12. **Anon,** (1968d). The General Motors Stirling engine, application from under the sea to outer space. GMR Laboratories, Warren, Mich.
13. **Anon,** (1969b). Study of unconventional thermal, mechanical and nuclear low-pollution-potential power sources for urban vehicles. Battelle Columbus Labs, Ohio.
14. **Anon,** (1969c). Stirling engines vie for underwater-vehicle jobs. Product. Engng, 40 (24), Dec. 15.
15. **Anon,** (1969d). Metal-combustion energy drives Stirling engines under the sea. Product. Engng, 40 (24), Dec. 15, pp. 104—5.
16. **Anon,** (1970a). Supercharged and water-injected solar hot air engines. Engng. Prog., Univ. of Florida, 24 (2), pp. 1—16.
17. **Anon,** (1972a). Ford buys license for old Stirling engine, eventual use is possible to fight pollution. Wall Street Journal, Aug. 14.
18. **Anon,** (1972b). Ford will develop 'hot air' engines with Dutch partner. L. A. times, Aug. 9.
19. **Anon,** (1972c). Emissions from continuous combustion systems. Symp. General Motors Research Lab., Sept. 27—28, 1971, Plenum Press.
20. **Anon,** (1973a). Evaluation of practicability of a radioisotope thermal converter for an artificial heart device. Westinghouse Electric Corp., Phase I and II Final Reports.
21. **Anon,** (1973b). Evaluation of alternative power sources for low-emission automobiles. Nat. Acad. Sci., Report, Washington D. C.
22. **Anon,** (1973e). Ford is readying Stirling engine for Torino—II. Auto. Engr. 81 (8), pp. 42—45.

23. **Anon**, (1974b). Thermo-mechanical generator. *Engineering*, Lond., 214 (9), Sept. 4.
24. **Anon**, (1974c). Heat regeneration by thermal wheel. Applegate, C. G. and Newberry Ltd., *Energy Dig.*, 3 (6), pp. 21—23.
25. **Anon**, (1975c). Stirling pump for India. *Atom*, (227), Sept.
26. **Anon**, (1975e). Alternative automotive power plants. *Auto. Engr*, 83 (12), pp. 18—23, 57.
27. **Anon**, (1976a). Alternative powerplants and energy conservation. *Auto. Engr*, Vol. 84, No. 3, March.
28. **Anon**, (1976b). Ford shows latest Stirling. *Mach. Des.*
29. **Anon**, (1976c). Stirling isotope power system program. General Electric Company, Document No. GESP-7130, June—Dec.
30. **Anon**, (1976d). A simplified heat engine (with pneumatic system). *Compressed Air*, 81 No. (9), Sept.
31. **Anon**, (1976e). Stirling cycle applied to water pump. *Solar Energy Digest.*, 8, Sept.
32. **Anon**, (1977). The Swedish Stirling Engine. Development. Kommanditbolaget, United Stirling, Bl. 16.3000 12.76.
33. **Asselman G. A. A.** (1976a). Fluidized bed coal combustion as a heat source for Stirling engines. Proc. 11th I. E. C. E. C., Lake Tahoe, Nev., Sept. 12—17.
34. **Asselman G. A. A.** (1976b). Thermal energy storage unit based on lithium fluoride. Proc. 11th I. E. C. E. C., Lake Tahoe, Nev., Sept. 12—17.
35. **Asselman G. A. A. and Green D. B.** (1973a). Heat pipes, pt. I operation and characteristics. *Philips Tech. Rev.*, 33 (4), pp. 104—113.
36. **Asselman G. A. A. and Green D. B.** (1973b). Heat pipes, pt. II applications. *Philips Tech. Rev.*, 33 (5), pp. 138—148.
37. **Asselman G. A. A., Mulder J. and Meijer R. J.** (1972). A high performance radiator. Proc. 7th I. E. C. E. C., Paper no. 729132, San Diego Ca.
38. **Asselman G. A. A., Spigt C. L. and Meijer R. J.** (1977). Design considerations of a thermal storage Stirling engine automobile. S. A. E. Paper No. 770080, pp. 1—12, Detroit, Mich.
39. **Auxer W. L.** (1977). Development of a Stirling engine powered heat activated heat pump. Proc. 12th I. E. C. E. C., pp. 397—401, Washington, D. C., Aug. 28—Sept. 2.
40. (1978). Design study of a general purpose Stirling test engine. DOE Hwy Veh. Syst. Cont. Coord. Mtg, Troy, Mich., May.
41. **Bahnke G. D. and Howard C. P.** (1964). The effect of longitudinal heat conduction on periodic-flow heat-exchanger performance. *J. Engng Pwr*, A86, pp. 105—120.
42. **Balkan S.** (1975). Thermal energy storage systems for pollutant-free operation of automobiles. *VDI Zeitschrift*, 117, pp. 422—429 (in German).
43. **Barber K.** (1975). Introductory comments on Stirling engine program. Div. Transportation Energy Conservation, Automotive Power Systems Contractors Coordination Meeting, ERDA, Wash., D. C.
44. **Bayley F. J. and Rapley C.** (1965). Heat transfer and pressure loss characteristics of matrices for regenerative heat exchangers. ASME Paper no. 65-HT-35, Aug.
45. **Beachem C. D.** (ed.). (1977). Hydrogen damage. Am. Soc. Metals, Metals Park, Ohio.
46. **Beale W. T.** (1969). Free-piston Stirling engines — some model tests and simulations. S. A. E. Paper No. 690203, Jan.
47. **Beale W. T.** (1975). A Stirling hydrostatic drive for small vehicles. Proc. 10th I. E. C. E. C., pp. 958—960, Newark N. J., Aug. 17—22.
48. **Beale W. T.** (1978). New developments in free-piston Stirling engines. Inst. of Gas Techn. Seminar Stirling-cycle Prime Movers, Chicago, Ill., June.
49. **Beale W. T., Geddon D. and Rankin C.** (1978). The optimization of Stirling-cycle machines, Proc. 13th I. E. C. E. C., San Diego, Ca., Aug. 20—25.
50. **Beale W. T. and Rankin C. F.** (1975). A 100-watt Stirling electric generator for solar or solid fuel heat sources. Proc. 10th I. E. C. E. C., pp. 1020—22, Newark N. J., Aug. 17—22.
51. **Beale W. T., Rauch J. S. and Lewis R. S.** (1973). Design details and performance characteristics of some free-piston Stirling engines, Proc. 8th I. E. C. E. C., pp. 190—7, Philadelphia, Pa., Aug. 13—17.

52. **Beale W. T., Rauch J. S., Lewis R. S. and Mulej D.** (1971). Free-cylinder Stirling engines for solar-powered water pumps, ASME Paper no. 71-WA/Sol-11, Aug.
53. **Begg W.** (1976). A hot-air engine with rhombic drive. *Model Engineer*, 142, pp. 296ff and 349f.
54. **Benson G. M.** (1977a). Free-piston heat pumps. Proc. 12th I. E. C. E. C., Paper no. 779068, Washington, D. C., Aug. 28—Sept. 2.
55. (1977b). Thermal oscillators. Proc. 12th I. E. C. E. C., pp. 1478—1487, Washington D. C., Aug. 28—Sept. 2.
56. **Benson G. M.** (1978). Stirling-cycle advanced heat pumps, Inst. of Gas Tech. Seminar, Stirling Cycle Prime Movers, Chicago, June.
57. **Berchowitz D. M., Rallis C. J. and Urieli I.** (1977). A new mathematical model for Stirling cycle machine. Proc. 12th I. E. C. E. C., pp. 1522—1527, Washington D. C., Aug. 28—Sept. 2.
58. **Beremend D. G.** (1978). Putting it all together. DOE Hwy Veg. Syst. Cont. Coord. Mtg, Troy, Mich., May.
59. **Biermann U. K. P.** (1975). The lithium/sulphurhexafluoride heat source in combination with a Stirling engine as an environmental independent underwater propulsion system. Proc. 10th I. E. C. E. C., pp. 1023—1030, Newark, N. J., Aug. 17—22.
60. **Biryukov V. I. and Sergeev P. V.** (1975). Synthesis of three-parameter mechanisms of the rhombic drive of a Stirling engine. *Izv Vyssh Uchevny Zaved Mashinostroyeniya*, No. 11, pp. 70—76.
61. **Boser O.** (1977). Safety considerations for high temperature thermal energy storage in fluoride salts. Proc. 12th I. E. C. E. C., pp. 575—582, Washington, D. C.
62. **Bougard J.** (1975). Importance of kinematics in the Stirling engines. *Rev. M. Mech.*, Belgium, 21, pp. 185—190.
63. — (1974). Developments in power systems for transportation. Proc. 14th A. S. M. E. Annual Symposium, pp. 45—57, Feb. 28—March 1.
64. **Buck K. E.** (1968). Experimental Efforts in Stirling Engine Development. ASME Paper No. 68-WA/Ener-3.
65. **Buck K. E.** (1969a). Development of a Stirling cycle power system for artificial hearts. Proc. 4th I. E. C. E. C., Washington, D. C., Sept. 21—26.
66. **Buck K. E.** (1969b). An Implantable Artificial Heart. *Mech. Engng*, pp. 20—25, Sept.
67. **Buck K. E., Forrest D. L. and Tamai H. W.** (1968). A radioisotope-powered Stirling engine for circulatory support. Proc. 3rd I. E. C. E. C., Paper no. 68910, pp. 723—732, Boulder, Col., Aug. 14—16.
68. **Burn K. S. and Walker G.** (1976). Exploratory study of the rainbow variant Stirling cycle engine. Proc. 11th I. E. C. E. C., Paper no. 769262, Vol. 2, Lake Tahoe, Nev., Sept.
69. **Byer R. L.** (1976). Initial experiments with a laserdriven Stirling engine. NASA-SP-395, Conf. on Laser Energy Conversion, pp. 181—188.
70. **Cairelli J. E. and Thieme L. G.** (1977). Initial test results with a single-cylinder rhombic-drive Stirling engine. Proc. ERDA Highway Veh. Syst. Cont. Coord. Mtg, Dearborn, Mich., Oct. 4—6.
71. **Carlovist S. G., Lia T. and Lundholm G. S. K.** (1975). Stirling engines: their potential use in commercial vehicles and their impact of fuel utilization. Proc. Conf. Power Plants and Future Fuels, I. Mech. E., London, pp. 35—46, Jan.
72. **Carlqvist S. G. and Ortegren L. G. H.** (1974). The potential impact of the Stirling engine on environmental issues. *Inst. Road Transport Engines*, Jan. 17.
73. **Carlqvist S. G., Roseqvist K. G. and Gummesson S. G.** (1977). Developing the Stirling engine for fuel economy in marine, industrial and medium duty automotive applications. 12th Int. Cong. Combust. Eng. Tokyo.
74. **Carrett K.** (1975). Stirling engine is a hot contender for car power-plants. *Engineer*, Lond., 240, March.
75. **Chaddock D. H.** (1976). The hot-air engine competition. *Model Engr*, 142, pp. 914—918, Sept. 17.
76. **Chaddock D. H.** (1977). The hot-air engine competition at the Wembley Model Engineer Exhibition. *Model Engr*, 143, pp. 558—568, May 20.
77. **Chapman R.** (1968). Energy systems of extended endurance in the 1—100 kW Range for undersea applications. Publication 1072, Nat. Acad. Sc., Washington, D. C.

78. **Chironis N. P.** (1968). Smogless Stirling engine promises new versatility. *Prod. Engng*, 39, pp. 30—33, Feb. 26.
79. **Clapham E. F.** (1977). Hot-air engine, *Model Engr*, 143, pp. 852—856, Aug. 5, pp. 908—912, Aug. 19.
80. **Cole D. W., Holeman W. S. and Mott W. E.** (1973). Status of the U. S. A. E. C. 's nuclear-power artificial heart. *Trans. Soc. Artif. Int. Organs*, 19, p. 537.
81. **Collins F. M.** (1977). A pressurized hot-air engine. *Model Engr*, 143, pp. 822—875, July 15.
82. **Colosimo D. D.** (1976). On-site heat-activated heat pumps. *Tech. Opportunities for Energy Conservation in Appliances (Conference)*, Boston, Mass., May 11.
83. **Conlin D. M. and Reed L. H. K.** (1973). The Performance of a modified Stirling engine with exhaust gas recuperator. *Project Report, Sch. of Eng., Univ. of Bath, U. K.*
84. **Cooke-Yarborough E. H.** (1967). A proposal for a heat powered non-rotating electrical alternator. *Harwell AERE-M1881*.
85. — — (1974b). Thermo-mechanical generator: an efficient means of converting heat to electricity at low power levels. *Proc. Instn. elect. Engrs*, 121, pp. 749—751.
86. **Cooke-Yarborough E. H., Franklin E., Gleisow J., Howlett R. and West C. D.** (1974b). Harwell thermo-mechanical generator. *Proc. 9th I. E. C. E. C.*, Paper no. 749156, San Francisco, Cal., Aug. 26—30.
87. **Cooke-Yarborough E. H. and Yeats F. W.** (1975A). Efficient thermo-mechanical generation of electricity from the heat of radioisotopes. *Proc. 10th I. E. C. E. C.*, Paper no. 759150, pp. 1003—1011, Newark N. J., Aug. 17—22.
88. **Crabtree L. F.** (1976). *Engineering — art and science*. R. Ae. 5 Aerospace, 3 (7), pp. 22—25.
89. **Creswick F. A. and Mitchell R. K.** (1962). Design and construction of a Stirling-cycle engine to drive a gas-furnace circulating blower. *Battelle Research Report*, Dec. 28.
90. **Crossland J.** (1974). Cars, fuel and pollution. *Environment*, March.
91. **Crouthamel M. S. and Shelpuk B.** (1972). A combustion-heated, thermally-actuated vuilleumier refrigerator. *Cryog. Eng. Conf.*, pp. 339—351, Aug. 9—11.
92. **Daniels A.** (1973). Stirling engines — capabilities and prospects. *Proc. 6th Cryog. Symp. and Expo*, pp. 190—210, Oct. 2—4.
93. **Daniels A.** (1978). Advanced developments in Stirling machines. *Inst. of Gas Tech. Seminar, Stirling Cycle Prime Movers*, Chicago, Ill., June.
94. **Daniels F.** (1971). Power production with assemblies of small solar engines. *ASME paper no. 71-WA/Sol-5*, Nov. 28—Dec. 2.
95. **Dark H. E.** (1975). *Auto engines of tomorrow: power alternatives for cars to come*. Indiana University Press, Bloomington, Ind.
96. **Davis S. R., Henein N. A. and Lundstrom R. R.** (1971). Combustion and emission formation in the Stirling engine with exhaust gas recirculation. *S. A. E. Paper No. 710824*, Truck, Powerplant, Fuels and Lubricants Meeting, St. Louis, Missouri, Oct. 26—29.
97. **Davis S. R., Henein N. A. and Singh T.** (1972). Emission characteristics of Stirling engines. *Proc. 7th I. E. C. E. C.*, pp. 887—895, San Diego, Ca.
98. **Davoud J. G. and Burke J. A.** (1977). D-cycle vapor Stirling engine. *Abstract, 4th Inter. Symp. on Auto. Prop. Systems*, Vol. 3, Washington, April 20.
99. **Debono A. N.** (1975). A swash-plate hot-air engine. *Model Engineer*, 141, pp. 905f, Sept. 19.
100. **Decker O.** (1978). MTI Stirling engine powertrain development. *DOE Hwy. Veh. Syst. Cont. Coord. Mtg.*, Troy, Mich., May.
101. **Didion D., Maxwell B. and Ward D.** (1977). A laboratory investigation of a Stirling engine driven heat pump. *International Seminar on Heat Transfer in Buildings*, Dubrovnik, Yugoslavia.
102. **Dodge D. D.** (1978). Stirling-cycle engines: design, projection, application and measurement. *Proc. 13th I. E. C. E. C.*, San Diego, Ca., Aug. 20—25.
103. **Doody R. D.** (1975). Long-life, high-capacity vuilleumier refrigerator for space applications. *AFFDL-TR-75-108*, W. P. A. F. B., Ohio, Sept.
104. **Dunn P. D., Rice G. and Thring R. H.** (1975). Hydraulic and rotary drive Stirling engines with fluidised bed combustion/heat pipe system. *Proc. 10th I. E. C. E. C.*, pp. 942—947, Newark, N. J., Aug. 17—22.

105. **Dunne J.** (1968). Test driving GM's hybrid electric car—a Stirling engine and an electric motor working together—a promising idea on the way to a smogfree car. *Pop. Sci.*, pp. 116—119, Dec.
106. **Elrod H. G.** (1974). The fluidyne heat engine: how to build one—how it works. NTIS No. AD/A-006, Dec., O. N. R. London Report R-14-74.
107. **Eluklin N. K. and Strarosvitskill. S. I.** (1964). Heat exchange and hydraulic resistance in dumped packings of regenerators. *Int. Chem. Eng.*, 4(1), pp. 114—118.
108. **Emerson D. C.** (1959). Effect of regenerator matrix arrangements on the performance of a gas refrigerating machine. B. Sc. Hons. Thesis, Durham University.
109. **Farber E. A.** (1969). Supercharged and water-injected Stirling engine. ASME paper no. 69-WA/Sol-3.
110. **Farber E. A.** (1970). Supercharged and water-injected solar hot-air engines. *Int. Solar Energy Soc. Conf.*, Paper No. 7/64, pp. 7, March 2—6.
111. **Farber E. A. and Prescott F. L.** (1964). 1/4 Horsepower closed cycle solar hot air engine. ASME.
112. **Feigenbutz L. V., Griffith W. R., Hinderman J. D., Martini, W. R., Perrone P. E. and Gasper K. A.** (1973). Stirling engine approach to an implantable nuclear heart-assist system. *Proc. 8th I. E. C. E. C.*, pp. 441—448, Philadelphia, Pa., Aug. 13—17.
113. **Feurer B.** (1973). Degrees of freedom in the layout of Stirling engines. Von Karman Inst. for Fluid Dynamics, Lecture Series 53, Feb. 12—16.
114. **Finegold J. G. and Vanderbrug T. G.** (1977). Stirling engines for undersea vehicles. Final Report No. 5030—63, J. P. L., March.
115. **Finkelstein T.** (1952). Theory of air cycles with special reference to the Stirling cycle. Ph. D. Thesis, Univ. of London.
116. **Finkelstein T.** (1960b). Optimization of phase angle and volume ratios in Stirling engines. S. A. E. Paper no. 118C.
117. **Finkelstein T.** (1961b). Conversion of solar energy into power. ASME paper no. 61-WA-297.
118. **Finkelstein T.** (1962a). Cyclic processes in closed regenerative gas machines analysed by a digital computer, simulating a differential analyzer. *Trans. Am. Soc. mech. Engrs.*, B84, pp. 165—179.
119. **Finkelstein T.** (1965). Simulation of a regenerative reciprocating machine on an analog computer. S. A. E. Paper No. 949F, *Int. Auto. Eng. Congress*, Detroit, Mich., Jan.
120. **Finkelstein T.** (1975a). Computer analysis of Stirling engines. *Adv. Cryog. Eng.*, 20, pp. 269—282.
121. **Finkelstein T.** (1975b). Computer analysis of Stirling engines. *Proc. 10th I. E. C. E. C.*, pp. 933—941, Newark, N. J., Aug. 17—22.
122. **Finkelstein T.** (1978a). Modelling, design and optimization of Stirling engines. *Proc. 13th I. E. C. E. C.*, San Diego, Ca., Aug. 20—25.
123. **Finkelstein T.** (1978b). Stirling-cycle engines—definitions and thermodynamic fundamentals. *Inst. of Gas Tech. Seminar, Stirling Cycle Prime Movers*, Chicago, Ill., June.
124. **Finkelstein T., Walker G. and Joshi T.** (1970). Design optimization of Stirling-cycle cryogenic cooling engines by digital simulation. *Cryog. Eng. Conf.*, Paper K4, June.
125. **Flynn G., Percival W. H. and Heffner F. E.** (1960). The GMR Stirling thermal engine, part of the Stirling engine story — 1960 chapter. *Trans. S. A. E.* Vol. 68, pp. 665—683.
126. **Fokker H. and van Eekeler J. A. M.** (1978). The description of the Stirling cycle in a vector diagram. *Proc. 13th I. E. C. E. C.*, San Diego, Ca., Aug. 20—25.
127. **Fokker H. and van Eekelen J. A. M.** (1978). Typical phenomena of the Stirling cycle as encountered in its numerical approach. *Proc. 13th I. E. C. E. C.*, San Diego, Ca., Aug. 20—25.
128. **Folsom L. R. and Artiles A. A.** (1977). Thermal energy storage/heat engine for highway vehicle propulsion. ERDA Highway Veh. Syst. Cont. Coord. Mtg., Dearborn, Mich., Oct. 4—6.
129. Philips Air Cycle Engine. Project Report No. 125, University of Bath, U. K.

130. **Frank G., Keller H., Plitz W., Richter C., Schmid P. and Reth V.** (1974). An implantable thermal converter as power source for an artificial heart. Proc. 9th I. E. C. E. C., pp. 775—781, San Francisco, Ca., Aug. 26—30.
131. **Fryer B. and Leach C.** (1968). A radioisotope energized undersea Stirling engine. Proc. 3rd I. E. C. E. C., p. 830, Boulder, Col., Aug. 14—16.
132. **Gabrielsson R. G. and Lia T. A.** (1975). Low-emission combustors for Stirling engines. Proc. 10th I. E. C. E. C., Newark, N. J., pp. 927—932, Aug. 17—22.
133. **Gabsby G. N.** (1977). A preliminary study of the market potential of the Stirling engine vis-à-vis industrial diesel and gas turbine engines. Mitre Corp. Tech. Report no. 766S; also DOE/NTIS.
134. **Garbuny M. and Pechersky M. J.** (1976). Optimization of engines operated remotely by laser power. Conf. on Laser Energy Conversion, NASA SP—395, pp. 173—180.
135. **Garbuny M. and Pechersky M. J.** (1976). Laser engines operating by resonance absorption. Appl. Opt., 15 (5) May.
136. **Gasparovic N.** (1972). Engines with Rhombic Drive Mechanism. Marine Eng. Rev., 77, pp. 25—27.
137. **Gawron K. and Schroder J.** (1972). Heat storage properties of eutectic fluoride mixtures. 4th European Symp. on Fluorine Chemistry. Ljubljana, Sept.
138. **Gedeon D., Beale W. T. and Rankin C.** (1978). The optimization of Stirling-cycle machines. Proc. 13th I. E. C. E. C., San Diego, Ca., Aug. 20—25.
139. **Gibson B. M., Hornbeck C. J., Longworth R. C. and Harmison L. T.** (1971). Bypass gas-actuated thermocompressor as an implantable artificial heart power source. Proc. 6th I. E. C. E. C., pp. 310—316, Boston, Mass., Aug. 2—6.
140. **Gifford W. E. and Longworth R. C.** (1964). Pulse-tube refrigeration progress. Adv. Cryog. Eng., 10, Section M-U, pp. 69—79.
141. **Glassford A. P. M.** (1962). An oil-free compressor, based on the Stirling cycle. M. Sc. Thesis, M. I. T.
142. **Goldowsky M. and Lehrfeld D.** (1977). Artificial heart thermal converter component research and development. Proc. 12th I. E. C. E. C., pp. 126—133, Washington D. C., Aug. 28 — Sept. 2.
143. **Goldwater B. and Morrow R. B.** (1977). Demonstration of a free-piston Stirling linear alternator power conversion system. Proc. 12th; I. E. C. E. C., pp. 1488—1495, Washington D. C., Aug. 28 — Sept. 2.
144. **Goodale T. C. and Walter D.** (1976). Hydrogen safety tests of the Stirling engine. Stanford Research Institute Report, No. S. R. I., Project PYC-2696, to the Ford Motor Co. (included as Appendix A in Kitzer 1977b).
145. **Goranson R. B.** (1968). Application of the radioisotope—fuelled Stirling engine to circulatory support systems. MDAC Final Report, No. DAC-60742, June.
146. **Goranson R. B. et al.** (1968). Development of a simplified Stirling engine to power circulatory assist devices. Proc. 3rd I. E. C. E. C., Boulder, Colorado, Aug.
147. **Grigorenko N. M., Savchenko V. I. and Prusman Y. O.** (1975). Results of Test of a Heat-Using Cryogenic Machine. Khim. Neft. Mashinostr. 11 (9).
148. **Hallare B.** (1975). Stirlingmotorn i undervattenstjänst. Industriell Tecknik, 7—8, pp. 48—51.
149. **Hallare B. and Rosenqvist K.** (1977). The development of 40—150 kW Stirling engines in Sweden and their application in mining equipment, total energy systems and road vehicles. Proc. 4th Int. Symp. Auto. Prop. Syst., Vol. 3, Sess. 8/9, Washington D. C., March/April.
150. **Hapke H.** (1973). The influence of flow pattern and heattransfer in the heat-exchanger unit of Stirling machines on the thermodynamic cycle. Brennst.-Waerme-Kraft, 25 (10), pp. 389, 392—394.
151. **Harley J.** (1974a). Ford leads in the race to find a cleaner yet economic engine. Engineer, Lond., 238, May.
152. **Harley J.** (1974b). Engines to stretch the world's oil. New Scient. Lind., 63, p. 334.
153. **Harley J.** (1974c). Stirling set for 1980. Automot. Des. Eng., 13, pp. 27, 29, Sept.
154. **Harmison L. T. and Hastings F. W.** (1969). The artificial heart program. Proc. First Artificial Heart Conf., pp. 1—16. Washington D. C., June.
155. **Harmison L. T., Martini W. R., Rudnicki M. I. and Ruffman F. N.** (1972). Experience with implanted radioisotope-fuelled artificial hearts. Proc. 2nd Int. Symp.

on Power for Radioisotopes, Paper EN/IB/10, pp. 730—761, May 29—June 1, Madrid.

156. **Harvey D. C. and Menchen W. R.** (1974). The automobile: Energy and the environment. Hittman Associates, Inc., Columbia, Md.

157. **Hays D. F. and Maki E. R.** (1971). The crowned circular slider bearing: analysis and test. *J. Lubric. Technol. (ASME)*, 94, pp. 280—6.

158. **Heffner F. E.** (1966). Highlights from 6500 hours of Stirling engine operation. S. A. E. Paper No. 949D, pp. 33—54, and GMR Publication No. GMR-456.

159. **Heffner F. E.** (1969). GMR Stirling Engines-G. P. U. 3. Information Sheet G. M. R. L., Jan.

160. **Heffner F. E.** (1968). A collection of Stirling engine reports from General Motors research 1958 to 1970. G. M. Research Publication GMR 2690. General Motors Technical Center, Warren, Michigan.

161. **Henderson R. E. and Dresser D. L.** (1960). Solar concentration associated with the Stirling engine. Amer. Rocket Soc., Space Power Systems Corp., Santa Monica, Cal., Sept.

162. **Henshall J.** (1977). A Stirling cycle engine, parts I and II. *Model Engr*, 142 (1976), pp. 1259—1265, and 143 (1977) pp. 25—27, Jan. 7.

163. **Hermans M. L., Uhlemann H. and Spigt C. L.** (1972). The combination of a radioisotopic heat source and a Stirling cycle conversion system. Proc. 2nd Int. Conf. on Power from Radioisotopes, pp. 445—466, Madrid, May/June.

164. **Hermans M. L. and Asselman G. A. A.** (1978). The Stirling cycle in climate control systems. Proc. 13th I. E. C. E. C., San Diego, Ca., Aug. 20—25.

165. **Hise E. C. and Wilson J. V.** (1977). A heat pump cycle with an air-water working fluid. Proc. 12th I. E. C. E. C., Report No. 779066, Washington D. C., Aug-28—Sept. 2.

166. **Hoagland L. C. and Percival W. H.** (1978). Potential of the Stirling engine for stationary power applications in the 500—2000 hp range. Proc. 13th I. E. C. E. C., San Diego, Ca., Aug. 20—25.

167. **Hoehn F.** (1978). Stirling laboratory research engine: Report on the design and fabrication. JPL Repott No. 5030—178, Jet Propulsion Lab., Pasadena, Ca.

168. **Hoehn F. and McDougal A. R.** (1978). Design of a preprototype Stirling Laboratory Research Engine Proc. 13th I. E. C. E. C., San Diego, Ca., Aug. 20—25.

169. **Hoess J. A. and Stahman R. C.** (1969). Unconventional thermal mechanical and nuclear low-pollution—potential power sources for urban vehicles. Proc. 4th I. E. C. E. C., pp. 959—980, Washington D. C., Sept. 21—26.

170. **Holman R. R. and Jaspers H. A.** (1974). A Stirling cycle 400 W (e) economical radioisotope generator. Proc. Am. Nuc. Soc. Ann. Mtg., Phila.

171. **Horton J. H.** (1966). Military engines for ground power. *Automot. Ind.*, pp. 65—67, May 1.

172. **Hurn R. W.** (1978). Fuel tolerance in the Stirling engine. Proc. 13th I. E. C. E. C., San Diego. Ca., Aug. 20—25.

173. **Jaspers H. A. and Du Pre F. K.** (1973). Stirling engine design studies of an underwater power system and a total energy system. Proc. 8th I. E. C. E. C., pp. 588—593, Philadelphia, Pa., Aug. 13—17.

174. **Johansson L.** (1978). Small Stirling machines for stationary applications. Inst. of Gas Tech. Seminar, Stirling Cycle Prime Movers, Chicago, Ill., June.

175. **Jahnston R. A., Bennett A., Emigh S. G., Griffith W. R., Noble J. E., Perrone R. E. and White M. A.** (1977). Stirling/hydraulic artificial heart power source. Proc. 12th I. E. C. E. C., pp. 104—111, Washington D. C., Aug. 28 — Sept. 2.

176. **Johnston R. A., Bennett A., Emigh S. G., Griffith W. R., Noble J. E., Perrone R. E. and White M. A., Martini W. R. and Niccoli L. G.** (1976). A Stirling hydraulic power source for artificial hearts. Proc. 11th I. E. C. E. C., pp. 143, Lake Tahoe, Sept. 12—17.

177. **Johnston R. A., Emigh S. G., Griffith W. R., Noble J. E. and Perrone R. E.** (1975). Implanted energy conversion system. MDA Annual Report no. MDC-G4444, 1974—5.

178. **Johnston R. A., Griffith W. R., Perrone R. E., Martini W. R. and Emigh S. G.** (1974). Implanted energy conversion system. MDAC Annual Report no. 1-HV-4-2901-1, 1973—4.

179. Johnston R. A., Noble J. E., Emigh S. G., White M. A., Griffith W. R. and Perrone R. E. (1975). A Stirling engine with hydraulic power output for powering artificial hearts, Proc. 10th I. E. C. E. C., pp. 1448—55, Newark N. J., Aug. 17—22.
180. Karavansky I. I. and Meltser L. Z. (1958). Thermodynamic investigations of the working cycle of the Philips machine. Proc. 10th Int. Cong. Refrig., pp. 3—29 209.
181. Keith T. (1978). Pumping Ring Analysis. DOE Hwy. Veh. Syst. Cont. Coord. Mtg., Troy, Mich., May.
182. Kettler J. R. (1975). The thermal vehicle — A pollution-free concept. Proc. 10th I. E. C. E. C., pp. 548—553, Newark, N. J., Aug. 17—22.
183. Kim J. C. (1973). An analytical and experimental study of flow friction characteristics of periodically reversing flow. ASME Paper no. 73-WA/FE-13, pp. 1—8.
184. Kirkley D. W. (1962). Determination of the optimum configuration for a Stirling engine. J. mech. Engng., Sci., 4, pp. 203—12.
185. Kirkley D. W. (1965). A thermodynamic analysis of the Stirling cycle and a comparison with experiment. S. A. E. Paper No. 949B, Int. Auto. Eng. Congress, Detroit, Michigan, Jan.
186. Kitzner E. W. (1977a). Stirling engine feasibility study of an 80—100 hp engine and of improvement potential for emissions and fuel economy. NASA/DOE Report No. C00/2631—22, NTIS, Springfield, Va.
187. Kitzner E. W. (1977b). The Ford/Philips Stirling engine programme. Proc. ERDA Adv. Auto Power Syst. Cont. Coord. Mtg., Dearborn, Mich., Oct., NTIS, Springfield, Va.
188. Köhler J. W. L. (1968). Computation of the temperature field of regenerators with temperature-dependent parameters. Proc. Int. Cryogenic Conf., Brighton.
189. Kohlmayer G. F. (1967). Extension of the maximum slope method for arbitrary upstream fluid temperature changes. ASME Paper No. 67—HT—79, Aug.
190. Kolin I. (1968). The Stirling cycle with nuclear fuel. Nuclear Eng., 13, pp. 1027—1034.
191. Korth M. W., Ashby H. A. and Stahman R. C. (1972). Emission measurement techniques for non-conventional powerplants. Proc. 7th I. E. C. E. C., Ann Arbor, Mich.
192. Kovton I. M., Naumov A. M. and Nesterenko V. B. (1967). The Stirling cycle in dissociating gas. Int. Chem., Eng., 7, pp. 608—610.
193. Krasicki B. R. and Pierce B. L. (1977). Heat transport research and development for the nuclear-powered artificial heart. Proc. 12th I. E. C. E. C., pp. 119—125, Washington, D. C., Aug. 28—Sept. 2.
194. Krasin A. K. (1971). Physical and technical principles of creating atomic power stations with fast neutron gas reactors cooled by dissociating N_2O_4 . Proc. 4th U. N. Int. Conf. on Peaceful Uses of Atomic Energy, Geneva, Sept.
195. Krasin A. K. and Nesterenko V. B. (1967). Thermodynamic and transfer properties of chemically reacting gas systems. Nauka & Technica, Minsk.
196. Krauter A. I. (1978). Hydrodynamic lubrication of Stirling engine rod seals, DOE Hwy. Veh. Syst. Cont. Coord. Mtg., Troy, Mich.
197. Leach C. E. and Fryer B. C. (1968). Radioisotope energized undersea Stirling engine. Proc. 3rd I. E. C. E. C., pp. 830—844, Boulder, Col., Aug. 14—16.
198. Lee K. (1976). The Stirling cycle with adiabatic compression and expansion. M. Sc. Thesis, University of Calgary.
199. Lehrfeld D. (1977a). System analysis design and proof of concept experiment on a total-energy system. DOE Report no. COO-2947-3 (available from NTIS).
200. Lehrfeld D. (1977b). Practicability study of Stirling total energy systems. Proc. 12th I. E. C. E. C., Washington, D. C., pp. 1504—1511, Aug. 26—Sept. 2.
201. Lehrfeld D. and Goldowsky M. (1977). Artificial heart thermal converter component research and development. Proc. 12th I. E. C. E. C., Paper No. 779019, Washington, D. C., Aug. 28—Sept. 2.
202. Lia T. A. and Lagerovist R. S. G. (1973). Stirling Engine with Unconventional Heating System. Proc. 8th I. E. C. E. C., pp. 165—173, Philadelphia, Pa., Aug. 13—17.
203. Liang C. Y. and Yang W. J. (1975). Modified Single—Blow Technique for Performance Evaluation on Heat Transfer Surfaces. J. Heat Transfer (ASME), 97, pp. 16—21.

204. **Livingston R. P., Frykberg D. G. and Rallis C. J.** (1978). A generalized computer based kinematic dynamic simulation of single degree of freedom Stirling cycle planar mechanisms. Proc. 13th I. E. C. E. C., San Diego, Ca., Aug. 20—25.
205. **Loftus G. H.** (1964). Performance of model 4-S1210 Stirling cycle engine Assignment 71—101. U. S. Navy MEL Evaluation Report No. 158/64, Oct.
206. **Lowe J. F.** (1976). Liquid piston oscillates naturally. Design News, 32, Feb. 23.
207. **Lubvigsen K.** (1972a). The Stirling Ford's engine for the eighties? Motor, Sept. 9.
208. **McCartney J. F. and Cates M. A.** (1975). Power sources for remote ocean-oriented applications. Proc. 10th I. E. C. E. C., Newark N. J., pp. 1318—1327.
209. **McLean A. F.** (1975). Brittle materials design for high temperature gas turbine. AMMRC CTR 75—8, by Ford Motor Co. on Contract no. DAAG-46-71-C-0162.
210. **Maki E. R. and DeHart A. O.** (1971). A new look at swash-plate drive mechanism, S. A. E. Paper no. 710829.
211. **Melone J. F. J.** (1930). A new prime mover. Jnl roy. Soc. Arts, 79, pp. 679—709.
212. **Melone J. F. J.** (1931). A new prime mover. Engineer, Lond., pp. 97—101.
213. **Marciniak T. J., Bratis J. C. and Davis A.** (1978). Total energy technology alternative studies. Argonne National Lab. Report. DOE, available NTIS.
214. **Martini W. R.** (1968a). A Stirling engine module to power circulatory-assist devices. ASME Paper no. 68-WA-Ener-2.
215. **Martini W. R.** (1975a). The free-displacer, freepiston Stirling engine—Potential Energy Conserver. Proc. 10th I. E. C. E. C., pp. 995—1002, Newark, N. J., Aug. 17—22.
216. **Martini W. R.** (1975b). An efficient Stirling heat engine—heat pump. Proc. 10th I. E. C. E. C., Paper No. 7506130, Newark, N. J., Aug. 17—22.
217. **Martini W. R.** (1978a). Design manual for Stirling engines. DOE/NASA Report, available from NTIS.
218. **Martini W. R.** (1978b). Comparison of calculation procedures for Stirling engines with experimental measurements. Proc. 13th I. E. C. E. C., San Diego, Ca., Aug. 20—3.
219. **Martini W. R.** (1978c). Status of Stirling machine design techniques. Inst. of Gas. Tech. Seminar, Stirling Cycle Prime Movers, Chicago, June.
220. **Martini W. R.** (1978d). A Stirling engine design analysis manual. DOE Hwy Veh. Syst. Cont. Coord., Mtg., Troy, Mich.
221. **Martini W. R., Hauser S. G. and Martini M. W.** (1977). Evaluation of isothermalized Stirling engines. Proc. 12th I. E. C. E. C., Washington, D. C., pp. 1496—1503.
222. **Martini W. R., Emigh S. G., White M. A., Griffith W. R., Hinderman J. D., Johnston R. P. and Perrone R. E.** (1974). Unconventional Stirling engines for the artificial heart application. Proc. 9th I. E. C. E. C., San Francisco, p. 791.
223. **Martini W. R., Riggle P. and Harmison L. T.** (1972). Radioisotope-fuelled Stirling engine artificial heart system. Nucl. Technol., 13, pp. 194—208.
224. **Martini W. R., White M. A. and Desteese J. G.** (1974). How unconventional Stirling engines can help conserve energy. Proc. 9th I. E. C. E. C., San Francisco, pp. 1092—9.
225. **Martini W. R., White M. A. and Gasper K. A.** (1972). Stepz power source concept for space applications. Trans. Am. Nucl. Soc.
226. **Marusak T. J. and Chiu W. S.** (1978). The performance of a free piston Stirling engine coupled with a free piston linear compressor. Proc. 13th I. E. C. E. C. San Diego, Ca., Aug. 20—25.
227. **Mattavi J. N., Heffner F. E. and Miklos A. A.** (1969). The Stirling engine for underwater vehicle applications. S. A. E. Paper No. 690731, pp. 2376—2400, or General Motors Research Publ., No. GMR—936.
228. **Meijer R. J.** (1959a). The Philips hot-gas engine with rhombic drive mechanism. Philips Tech. Rev. 20, pp. 245—276.
229. **Meijer R. J.** (1978). Advanced automotive Stirling concepts. DOE Hwy Veh. Syst. Cont. Coord. Mtg., Troy, Mich., May.
230. **Meijer R. J. and Micpels A. P. J.** (1978). A variable displacement Stirling engine for automotive propulsion. Proc. 13th I. E. C. E. C., San Diego, Ca., Aug. 20—25.

231. **Mejjer R. J. and Spigt C. L.** (1974). The potential of the Philips Stirling engine for pollution reduction and energy conservation. Second Symposium on Low Pollution Power Sys. Devel., pp. 1—12, Dusseldorf, W. Germany, Nov. 4—8.
232. **Meltzer J. and Lapedes D.** (1971). Hybrid heat engine/electric systems study. Aerospace Corp. El Segundo, Cal., June 1.
233. **Michels A. P. J.** (1971). The NO_x content in the exhaust gases of Stirling engine. Proc. 6th I. E. C. E. C., Paper No. 719134, Boston, Mass., August 2—6.
234. **Michels A. P. J.** (1972). C. V. S. test simulation of a 128 kW Stirling passenger car engine. Proc. I. E. C. E. C., pp. 875—886, San Diego, Ca.
235. **Michels A. P. J.** (1976). The Philips Stirling engine: a study of its efficiency as a function of operating temperatures and working fluids. Proc. 11th I. E. C. E. C., Paper No. 769258, Lake Tahoe, Nev., Sept. 12—17.
236. **Moise J. C. and Faeser R. J.** (1977). Thermocompressor powered artificial heart. Proc. 12th I. E. C. E. C., Washington, D. C. pp. 112—18.
237. **Moise J. C., Faeser R. J. and Rudnicki M. I.** (1974). Status of a thermocompressor artificial heart system. Proc. 9th I. E. C. E. C., San Francisco, pp. 799—804.
238. **Moise J. C., Faeser R. J. and Rudnicki M. I.** (1973). Development of a thermocompressor power system for artificial heart. Proc. 8th I. E. C. E. C., Philadelphia, pp. 511—35.
239. **Moise J. C., Faeser R. J. and Rudnicki M. I.** (1975). Thermocompressor artificial heart system. Proc. 10th I. E. C. E. C. Newark N. J., pp. 1242—5.
240. **Moise J. C., Faeser R. J. and Russo V. F.** (1976). Thermocompressor powered artificial heart assist system. Proc. 11th I. E. C. E. C., Lake Tahoe, p. 150.
241. **Morash R. T. and Marshall O. W.** (1974). The Roesel closed cycle heat engine. Proc. 9th I. E. C. E. C., pp. 1117—1124, San Francisco, Cal., Aug. 26—30.
242. **Morgan D.** (1978). Thermo Electron conceptual design study of thermal energy storage for a Stirling car. DOE Hwy Veh. Syst. Cont. Coord. Mtg., Troy, Mich., May.
243. **Mortimer J.** (1975). Low Cost, Long Life (Stirling) Engine May be Ideal for the Third World. Engineer, Lond., 240, March.
244. **Mortimer J.** (1976). Alternative Engines for Tomorrow's Car. Engineer, Lond., 242, May.
245. **Mott W. E.** (1975). Nuclear power for the artificial heart. Biomater. Med. Dev. Artif. Organs, 3, No. 2, pp. 181—191.
246. **Mott W. E., Cole D. W. and Holman W. S.** (1976). The U. S. Atomic Energy Commission nuclear-powered artificial heart programme. Proc. 2nd Int. Symp. on Power from Radioisotopes, pp. 713—730, May 20 — June 1, Madrid.
247. **Mullins P. J.** (1975). Progress on the Stirling engine. Automot, Inds, 152, pp. 32—34, Feb. 1.
248. **Murray J. A., Martin B. W., Bayley F. J. and Rapley C. W.** (1961). Performance of thermal regenerators under sinusoidal flow conditions. Int. Heat-Trans. Conf., ASME, Boulder, Colorado, pp. 781—796.
249. **Neelen G. T. M.** (1970). Vacuum brazing of complex heat exchangers for the Stirling engine. Welding, Jnl, 49, pp. 381—386, May.
250. **Neelen G. T. M.** (1971). Precision castings advance the development of the Stirling engine. Giesserei, 58, pp. 166—170, April 8.
251. **Organ A. J.** (1975). The concept of 'critical length ratio' in heat exchangers for Stirling cycle machines. Proc. 10th I. E. C. E. C., pp. 1012, Newark, N. J., Aug. 17—22.
252. **Organ A. J.** (1978). Mechanical efficiency of a rhombicdrive Stirling cycle machine. Proc. 13th I. E. C. E. C., San Diego, Ca., Aug. 20—25.
253. **Ortergren L. G.** (1973a). Development of Stirling Engines in Sweden. United Stirling Conf. on Low Pollution Power Systems. Development, Ann. Arbor, Mich., Oct. 14—191.
254. **Ortergren L. G.** (1974). Stirling Motorn-realistiskt alternativ fr 80-talets Jordan. Teknisk Tidskrift, 104 (6), pp. 24—27, 40.
255. **Patterson M. F., et al.** (1975). Improved multi-layer insulation for compact high temperature power source. Proc. 10th I. E. C. E. C., pp. 1554, Newark, N. J., Aug. 17—22.

256. **Pedroso R. J.** (1974). Control of elongation in the rolling diaphragm seal under cyclic pressure loading. Proc. Joint Automatic Control Conf., pp. 539—548, Univ. Texas, Austin, Texas.

257. **Penn A. W.** (1974). Small Electrical Power Sources Phys. Tech., May.

258. **Percival W. H.** (1967). The Stirling engine for naval applications. Proc. Conf. on Energy Sources, NRC/CUW, 0340, pp. 196—209, Washington, April.

259. **Percival W. H.** (1978). United Stirling program for power generation and automotive applications. Inst. of Gas Tech. Seminar, Stirling Cycle Prime Movers, Chicago III., June.

260. **Philips J. B. and Reid T. J.** (1974). An investigation of the effect of an exhaust gas recuperator on the performance of a Stirling engine. Project Report No. 278, Sch. Engineering, Univ. of Bath, U. K.

261. **Pillar S.** (1978). Free-piston Stirling systems for power generation and heat pumps. Inst. of Gas Tech. Seminar, Stirling Cycle Prime Movers, Chicago, III., June.

262. **Polster N. E. and Martini W. R.** (1976). Self-starting, intrinsically controlled Stirling engine. Proc. 11th I. E. C. E. C., pp. 1511—1518, Lake Tahoe, Nev., Sept. 17—19.

263. **Postma N. P.** (1975). Review of Ford/Philips program. Highway Vehicle System Contractors Coordination Meeting, ERDA, Washington D. C.

264. **Postma N. P.** (1976). Stirling engine program. Highway Vehicle System Contractors Coordination Meeting, ERDA, Washington D. C.

265. **Postma N. P.** (1978). Ford Stirling engine powertrain development. DOE Hwy. Veh. Syst. Cont. Coord. Mtg., Troy, Mich.

266. **Pouchot W. D. and Daniels A.** (1974). Nuclear artificial heart bench model. Proc. 9th I. E. C. E. C., pp. 782—790, San Francisco, Ca., Aug. 26—30.

267. **Pouchot W. D., Bifano N. J. and Hanson J. P.** (1975). Artificial heart system thermal converter and blood pump component research and development. Proc. 10th I. E. C. E. C., pp. 1223—1231, Newark, N. J., Aug. 17—22.

268. **Pouchot W. D. and Lehrfeld D.** (1976). Nuclear-powered artificial heart system. Proc. 11th I. E. C. E. C., pp. 157—162, Lake Tahoe, Nev., Sept. 12—17.

269. **Prast G. and De Jonge A. K.** (1978). A free piston Stirling engine for small solar power plants. Proc. 13th I. E. C. E. C., San Diego, Ca., Aug. 20—25.

270. **Qvale E. B. and Smith J. L. Jr.** (1968). A mathematical model for steady operation of Stirling-type engines. J. Engng. Pwr (ASME), 90, pp. 45—50.

271. **Qvale E. B. and Smith J. L. Jr.** (1969). An approximate solution for the thermal performance of a Stirling engine regenerator. J. Engng Pwr (ASME), 91, pp. 109—112.

272. **Raab B., Schock A. and King W. G.** (1975). Nuclear heat source for cryogenic refrigerators in space. Proc. 10th I. E. C. E. C., Newark N. J., Aug. 17—22.

273. **Raetz K.** (1974). Development and application of a Stirling heat pump for heating. Braunschweig, PTB-FMRB-57, Sept.

274. **Ragsdale R. G.** (1977). Stirling engine project status. Proc. ERDA Adv. Auto Power Syst. Cont. Coord. Mtg., Dearborn, Mich., Oct., NTIS, Springfield, Va.

275. **Ragsdale R. G.** (1978). Stirling engine project status. DOE Hwy. Veh. Syst. Cont. Coord. Mtg., Troy, Mich., May.

276. **Rallis C. J. and Urieli I.** (1976). Optimum compression ratios of Stirling cycle machines. Univ. of Witwatersrand, Dept. of Mechanical Engineering, Report No. 68, p. 17, June.

277. **Rallis C. J. Urieli I. and Berchowitz D. M.** (1977). A new ported constant volume external heat supply regenerative cycle. Proc. 12th I. E. C. E. C., pp. 1534—1537, Aug. 28—Sept. 2, Wash., D. C.

278. **Rallis C. J. and Berchowitz D. M.** (1978). A computer and experimental simulation of Stirling cycle machines. Proc. 13th I. E. C. E. C., San Diego, Ca., Aug. 20—25.

279. **Rauch J. S.** (1975). Steady state analysis of free—piston Stirling engine dynamics. Proc. 10th I. E. C. E. C. pp. 961—965, Newark, N. J., Aug 17—22.

280. **Rauch J. S.** (1978). Stirling cycle plant demonstrator. Proc. 13th I. E. C. E. C., San Diego, Ca., Aug. 20—25.

281. **Reader G. T.** (1978). The pseudo-Stirling cycle—A suitable performance criterion. Proc. 13th I. E. C. E. C., San Diego, Ca., Aug. 20—25.

282. **Rice G., Dunn P. D. and Thring R. H.** (1975). Hydraulic and rotary drive Stirling engines with fluidised bed combustion/heat pipe systems. Proc. 10th I. E. C. E. C., Paper No. 759141, Newark N. J., Aug. 17—22.
283. **Richards W. D. and Auxer W. L.** (1978). Performance of a Stirling engine powered, heat activated heat pump. Proc. 13th I. E. C. E. C., San Diego, Ca, Aug. 20—25.
284. **Richardson R. W.** (1974). Automotive engines for the 1980s. Am. Chem. Soc., Div. Fuel Chem., 19, pp. 40—45.
285. **Rietdijk J. A., Van Beukering H. C. J., van der Aa, H. H. M. and Meijer R. J.** (1965). A positive rod or piston seal for large pressure differences. Philips Tech. Rev., 26, pp. 287—296.
286. **Rios P. A. and Smith J. L. Jr.** (1969). An analytical and experimental evaluation of the pressure-drop losses in the Stirling cycle. ASME Paper No. 69-WA/Engr-8, Vol. 92, Ser. A. No. 2, pp. 182—8, April.
287. **Romie F. E. and Ambrosio A.** (1966). Heat transfer to fluids flowing with velocity pulsations in a pipe. In Heat Transfer, Thermodynamics and Education (ed. H. Adelman), pp. 273—294, McGraw-Hill.
288. **Rosenqvist K.** (1978). In-vehicle Stirling engine operational experience. DOE Hwy, Veh. Syst. Cont. Coord. Mtg., Troy, Mich., May.
289. **Rosenqvist K., Gummeson S. G. and Lundholm S. G. K.** (1977). The development of a 150 kW (200 hp) Stirling engine for medium duty automotive application — A status report. S. A. E. Paper No. 770081.
290. **Ross M. A.** (1976). Stirling performance. The Columbus Dispatch Magazine, July 18.
291. **Ross M. A.** (1976). A rhombic drive Stirling engine. Model Engr., 142, Parts I and II, pp. 760—762, Aug. 6, and pp. 796—799, Aug. 20.
292. **Sandovist M., Smith L. M. and Koff W. J.** (1975). Plutonium 238 as a heat source for the artificial heart. Proc. 10th I. E. C. E. C., pp. 1473—1481, Newark N. J., Aug. 17—22.
293. **Sarkes L. A., Nicholls J. A. and Menzer M. S.** (1977). Gas-fired heat pumps: An emerging technology, ASHRAE Jnl., Mar.
294. **Scaringe R. P.** (1978). A theoretical analysis and experimental investigation of the Stirling cycle, with emphasis on the system as a heat pump. Ph. D. thesis, Rensselaer Polytechnic, Inst. N. Y., March.
295. **Schock A.** (1976). Isotope heat source for dynamic power systems. S. A. E. Paper No. 769198.
296. **Schock A.** (1978a). SNAP, Stirling numerical analysis programme DOE Report (Preliminary Draft), Available NTIS, Springfield, Va.
297. **Schock A.** (1978b). Nodal analysis of Stirling cycle devices. Proc. 13th I. E. C. E. C., San Diego, Ca., Aug. 20—25.
298. **Schuman M.** (1975). Energy converter utilizing a modified Stirling cycle.
299. **Schumann F. A. and Osmeyer W. E.** (1975). Advanced heat source development for static and dynamic radioisotope space power systems. Proc. 10th I. E. C. E. C., pp. 911—915, Newark, N. J., Aug. 18—22.
300. **Scott D.** (1975). Flame-powered push-pull generator runs a year without maintenance, refueling. Popular Science, Feb.
301. **Selcuk M. K., Wu, Y. C., Moynihan P. I. and Day F. D.** (1977). Solar Stirling power generation: systems analysis and preliminary tests. International Solar Energy Society Solar World Conference. Orlando, Florida, June 6—9.
302. **Senft J. R.** (1973). A Small Hot Air Fan. Model Engr., 139, p. 1017, Oct. 19.
303. **Senft J. R.** (1974). Moriya a 10 inch Stirling powered fan. Live Steam, 8, No. 12, p. 10; 9, No. 1, p. 28; 9, No. 2, p. 8.
304. **Smith L., Sandquist G., Olsen D. B., Arnett G., Gentry S. and Kolff W. J.** (1975). Power requirements for the A. E. C., artificial heart. Trans. Amer. Soc. Artif. Int. Organs, 21, pp. 540—544.
305. **Smith J. L.** (1975). Development of the valved hot-gas engine.
306. **Smith J. L. and Lee K. P.** (1978). Influence of cyclic wall-to-gas heat transfer in the cylinders of the valved hot gas engine. Proc. 13th I. E. C. E. C., San Diego, Ca., Aug. 20—25.
307. **Spigt C. L. and Daniels A.** (1975). The Philips Stirling engine: A progress report. Proc. 10th I. E. C. E. C., pp. 919—926, Newark N. J., Aug. 17—22.

308. **Spigt C. L. and Philips N. V.** (1978). Work on the 4-215 engine related to the Ford Stirling program. DOE Hwy. Veh. Syst. Cont. Coord. Mtg., Troy, Mich., May.
309. **Starr M. D. and Hagey G. L.** (1968). Navy two-to-ten kW (e) radioisotope power system for undersea applications. Proc. 3rd I. E. C. E. C., Boulder, Col., Aug. 14—16.
310. **Stephens J. R.** (1978). Materials characterization program. DOE Hwy Veh. Syst. Cont. Coord. Mtg., Troy, Mich., May.
311. **Stephens J. R., Witzke W. R., Watson G. K., Johnston J. R. and Groff W. J.** (1977). Materials technology assessment for Stirling engines. NASA/DOE Report. No. CONS/1011—22, NASA TM-73789, NTIS, Springfield, Va.
312. **Stephenson R. R.** (1975). Should we have a new engine? An automobile power systems evaluation. 2 vols. S. A. E. (JPL report SP43-17).
313. **Sternlicht B.** (1974). Which automotive engines in the future? ASME New York.
314. **Stirling R.** (1817). Improvements for diminishing the consumption of fuel and in particular, an engine capable of being applied to the moving of machinery on a principle entirely new. British Patent 4081.
315. **Svedberg R. C. and Buckman Jr. R. W.** (1975). Artificial heart system thermal insulation component development. Proc. 10th I. E. C. E. C., p. 1489, Newark, Aug. 17—22.
316. **Tabor H. Z.** (1967). Power for remote areas. Int. Sci. & Technol., pp. 52—59, May.
317. **Tipler W.** (1975). Energy Economics of Automotive Power Generation. S. A. E., New York.
318. **Tomazic W.** (1978). Stirling engine test program at the Lewis Research Center. DOE Hwy. Veh. Syst. Cont. Coord. Mtg., Troy, Mich., May.
319. **Tomazic W. and Cairelli J. E.** (1977). Ceramic applications in the advanced Stirling automotive engine. Fifth Army Materials Technology Conference, Mar. 21—25.
320. **Tonelli A. D., Blankenship S. G. and Shinbrot C. H.** (1963). Auxiliary power generating system for manned Mars mission. AIAA, New York.
321. **Trayser D. A. and Eibling J. A.** (1966). A 50-Watt portable generator employing a solar-powered Stirling engine. Proc. 2nd I. E. C. E. C., pp. 238—244; also Solar Power, 11, pp. 153—9.
322. **Unlemann H., Spigt C. L. and Hermans M. L.** (1974). The combination of a Stirling engine with a remotely placed heat source. Proc. 9th I. E. C. E. C., pp. 620—627, San Francisco, Ca.
323. **Umarov G. Ya., Orunov B. B., Klyuchevskii Yu. E., Tursunbaev I. A. and Trukhov V. S.** (1976). Thermodynamic analysis and selection of optical parameters of a dynamic converter for a solar power plant. Geliotekhnika, No. 5, pp. 31—34.
324. **Umarov G. Ya., Tursunbaev I. A. and Trukhov V. S.** (1972). Influence of Heat Exchanger Inefficiency on the Efficiency and Power Characteristics of a Solar Powerplant Dynamic Converter. Applied Solar Energy, U. S. S. R., Jan/Feb.
325. **Umarov G. Ya., Tursunbaev I. A., Lashkareva T. P. and Trukhov V. S.** (1973). Influence of regenerator efficiency on the thermal efficiency of a Stirling engine dynamic energy converter. Geliotekhnika, 9, No. 3, pp. 58—61.
326. **Umarov G. Ya., Trukhov V. S. and Tursunbaev I. A.** (1974). Prospects for using dynamic thermocompression converter in solar power plants. Applied Solar Energy, 10, No. 1—2, pp. 53—56.
327. **Umarov G. Ya., Trukhov V. S., Tursunbaev I. A. and Orunov B. B.** (1976). Method of optimizing heat exchangers for a Stirling engine. Geliotekhnika, No. 6, pp. 18—23, (in Russian).
328. **Umarov G. Y.** (1976). Comments on heat engine developments. ERDA Highway Veh. Syst. Cont. Coord. Mtg., Ann Arbor, Mich., Oct.
329. **Urieli I., Hoehn F. and Finegold J. G.** (1978). A computer simulation of the JPL Stirling engine. Proc. 13th I. E. C. E. C., San Diego, Ca., Aug. 20—25.
330. **Urwick W. D.** (1975). Hot air engines — the regenerator. Model Engr, 141, Parts I and II, p. 140, Feb. 7 and p. 179, Feb. 21.
331. **Utz J. A. and Braun R. A.** (1960). Design and initial tests of a Stirling Engine for solar energy applications. Univ. of Wisconsin, Dept. of Mech. Eng., Wis.
332. **Valentine H.** (1978). Engine performance analysis development. DOE Hwy. Veh. Syst. Cont. Coord. Mtg., Troy, Mich., May.

333. **van Beukering H. C. J. and van der Aa H. H. M.** (1967). A rolling diaphragm seal for high pressures and high speeds. 3rd Int. Conf. on Fluid Sealing, Paper G421, Cambridge, England, April.
334. **van Beukering H. C. J. and Fokker H.** (1973a). Present state-of-the-art of the Philips Stirling engine. S. A. E. Paper No. 730646; also in *Auto. Engr.* 81, No. 7, pp. 37—43, July.
335. **van der Sluys W. L. N.** (1975). A lithium/sodium/sulphurhexafluoride heat source in combination with a Stirling Engine. Proc. 10th I. E. C. E. C., pp. 1031—1037, Newark, N. J., Aug. 17—22.
336. **van der Ster** (1960). The production of liquid nitrogen from atmospheric air using a gas refrigerating machine. Delft Technische Hochschule, Thesis.
337. **Varney F. M.** (1977). Solar dome house and automobile with self-contained energy system. Jan.
338. **Vernte-Lozet M.** (1967). Thermodynamics of piston engines for space applications. Gordon and Breach, Science Publishers, Inc., New York.
339. **von Reth R. D., Frank G. Keller H., Plitz W., Richter C. and Schmid P.** (1974). An implantable thermal converter as power source for an artificial heart. Proc. 9th I. E. C. E. C., p. 775, San Francisco, Ca., Aug. 26—30.
340. **von Reth R. D., Haerten R., Nemsman U., Henning E. and Bucheri E. S.** (1975). Development of power sources for blood pump applications. Proc. 10th I. E. C. E. C., pp. 1214—1222, Newark N. J., Aug. 17—22.
341. **Waalwijk J. M. and Widenhof N.** (1974). The Ford—Philips Stirling engine programme. Phillips Information No. 6519E, Oct.
342. **Walker G.** (1958). Stirling Cycle Engines. Jnl Stephenson Soc. Newcastle, 2, No. 2.
343. **Walker G.** (1961a). The operational cycle of the Stirling engine with particular reference to the function of the regenerator. *J. mech. Eng. Sci.*, 3, pp. 394—408.
344. **Walker G.** (1961b). Some aspects of the design of Stirling-cycle machines. Ph. D. Thesis, Durham University.
345. **Walker G.** (1961c). Machining internal fins in components for heat exchangers. *Machinery*, London, 101, No. 2590.
346. **Walker G.** (1962). An optimization of the principal design parameters of Stirling-cycle machines. *J. mech. Eng., Sci.*, 4, No. 3.
347. **Walker G.** (1963a). Regeneration in Stirling engines. *Engineer*, Lond., 216, pp. 1097—1103.
348. **Walker G.** (1963b). Density and frequency effects on the pressure drop across the regenerator of a Stirling-cycle machine. *Engineer*, Lond., 216, pp. 1063.
349. **Walker G.** (1965). Some aspects of the design of reversed Stirling-cycle machines. ASHRAE Paper No. 231, Summer Meeting, Portland.
350. **Walker G.** (1965). Regenerative thermal machines—A status survey. Proc. 27th Am. Power Conf., pp. 530, Chicago, III.
351. **Walker G.** (1968). Military Applications of Stirling—Cycle machines. Proc. 3rd I. E. C. E. C., pp. 1008—1016, Boulder, Col., Aug. 14—16.
352. **Walker G.** (1969). Dynamical Effects of the Rhombic Drive for Miniature Cooling Engines. *Adv. Cryog. Eng.*, 14, pp. 370—377.
353. **Walker G.** (1971). Stirling-cycle machines. Presentation Note to Stirling Cycle Machine Seminar, University of Bath., Dec. 14.
354. **Walker G.** (1972a). Stirling engines for isotope power systems. Proc. 2nd Int. Symp. of Power from Radioisotopes, pp. 467—493, Madrid.
355. **Walker G.** (1973c). Stirling cycle machines. Clarendon Press, Oxford, 156 pgs.
356. **Walker G.** (1973d). Stirling engine power supplies for remote unattended sites. Proc. 8th I. E. C. E. C., pp. 594—600, Philadelphia, Aug. 13—17.
357. **Walker G.** (1973e). The Stirling engine *Sci. Am.*, 229 (2), pp. 80—87, Aug.
358. **Walker G.** (1973f). Stirling engines. Proc. 2nd Nat. Tech. Conf., Canadian Gas Assn., Oct.
359. **Walker G.** (1974a). Optimization of Stirling engines. *The Big Byte*, 7 (1), pp. 1—8 (Univ. of Calgary).
360. **Walker G.** (1974b). Stirling-cycle cooling engine. *Gryogenics*, 14, pp. 458—62.
361. **Walker G.** (1976). Exploratory study of the Rainbowvariant Stirling-cycle engine. Proc. 11th I. E. C. E. C., Lake Tahoe.

362. **Walker G.** (1978a). Recent history of developments in Stirling machines. Inst. of Gas. Tech. Seminar, Stirling Cycle Prime Movers, Chicago, Ill., June.
363. **Walker G. and Agbi B.** (1973). Optimum design configuration for Stirling engines with two-phase, two-component working fluids. ASME Paper no. 73-WA/DGP-1, Winter Ann. Mtg.
364. **Walker G.** (1974). Thermodynamic aspects of Stirling engines with two-phase, two-component working fluids. Trans. Can. Soc. mech. Eng., 2 (1), pp. 1—8.
365. **Walker G., Finkelstein T. and Joshi T.** (1970). Design optimization of Stirling-cycle cryogenic cooling engines. Cryog. Eng. Conf., Paper no. K4, Boulder, Col.
366. **Walker G. and Khan M.** (1965). The theoretical performance of Stirling-cycle machines. S. A. E. Paper no. 949A, Int. Auto. Eng. Congress, Detroit, Michigan.
367. **Walker G. and Metwally M.** (1977). Stirling engines with a chemically active working fluid — some thermodynamic effects. J. Engng. Pwr (ASME), 99, pp. 284—7.
368. **Walker G. and Vasishtha V.** (1971). Heat transfer and friction characteristics of wire-screen Stirling engine regenerators. Adv. Cryog. Eng., 16, pp. 324—32.
369. **Walker G. and Wan W. K.** (1972). Heat transfer and fluid-friction characteristics of dense-mesh wire screen Proc. 4th Int. Cryog. Eng. Conf., Eindhoven, Netherlands.
370. **Walker G., Ward G. L. and Slowly J.** (1978). Operating characteristics of a small Stirling engine. Trans. Can. Soc. mech. Eng.
371. **Walton H.** (1965). Amazing no-fuel 'space' engine you can build. Pop. Sci., 176, pp. 106—110, July.
372. **Ward E. J., Spriggs J. O. and Varney F. M.** (1972). New prime movers for ground transportation — Low-pollution, lowfuel consumption. Proc. 7th I. E. C. E. C., pp. 1013—1021, San Diego, Ca.
373. **Watelet R. P., Ruggles A. E. and Torti V.** (1976). Status of the tidal regenerator engine for nuclear circulatory support systems. Proc. 11th I. E. C. E. C., pp. 136—142, Lake Tahoe, Nev., Sept. 12—17.
374. **Waterman A.** (1978). Advanced sliding seal development. DOE Hwy. Veh. Syst. Cont. Coord. Mtg., Troy, Mich., May.
375. **Waters E. D.** (1978). Sigma research conceptual design study of energy storage for a Stirling car. DOE Hwy. Veh. Syst. Cont. Coord. Mtg., Troy, Mich., May.
376. **Weimer G. A.** (1976). Stirling engine: solution to the U. S. auto dilemma? Iron Age, Nov. 22.
377. **Weissler P.** (1965). G. M.'s amazing new 2-piston engine Sci. & Mech., pp. 76—79, 104—105, March.
378. **Welsh H. W. and Monson D. S.** (1962). The Stirling engine for space power S. A. E. Paper 594 C. Nat. Aero. Eng. and Manuf. Mtg., Los Angeles, Ca., Oct.
379. **West C. D.** (1976). Solar power and the Stirling engine. Solar Energy Digest, 4, March.
380. **Westbury E. T.** (1970). A Robinson-type hot-air engine. Model Engr., 136, pp. 164, 216, 268, 320, 372.
381. **Westinghouse Corp.**, Quarterly Progress Reports. Artificial heart development programme. Report No. COO-3043 (Nos. 1 through 29), U. S. DOE, Washington, D. C. See in particular; COO-3043-22, July/Sept., 1975; COO-3043-25, April/June, 1976.
382. **White W. D.** (1961). Lithium and sodium for underwater propulsion. Astronautics, April, pp. 38—39, 78, 79.
383. **Wiley R. L. and Lehrfeld D.** (1978). Development of a 1 kW (e) isotope fueled Stirling cycle power system. Proc. 13th I. E. C. E. C., San Diego, Ca., Aug. 20—25.
384. **William C. G.** (1973). Alternative to the motor car — or alternative fuels. Natl. Soc. Clean Air, Brighton, England.
385. **Wilson S. S.** (1975). Possible developments in transportation. Proc. of a Summer School, Lincoln, Coll., Oxford, Engl., July 14—25.
386. **Wolgemuth C. H.** (1969a). The equilibrium performance of the theoretical Stirling cycle with chemically reactive gas as the working fluid. The performance of high temperature systems. Vol. 2, Paper 20, pp. 371—387.
387. **Wurm J.** (1975). Assessment of selected engine-driven heat pumps. Solar Energy Heat Pump Systems for Heating and Cooling Buildings, Paper no. 7506130.

388. **Wurm J. and Staats W. R.** (1977). An assessment of selected heat pump systems. Project HC-4-20. American Gas Association/Institute of Gas Technology, Chicago.
389. **Yates D.** (1978). Hydrogen permeability of ceramics and metals. DOE Hwy Veh. Syst. Cont. Coord. Mtg., Troy, Mich., May.
390. **Zacharias F. A.** (1973). Unique requirements of the cooperation of computation and design in the development of Stirling engines. Von Karman Institute for Fluid Dynamics, Lecture Series 53, Feb. 12—16.
391. **Zacharias F. A.** (1974). Advanced development of Stirling engines at MAN/MWM. 2nd Symp. on Low Pollution Power Syst. Development, Dusseldorf, Sept.
392. **Zacharias F. A.** (1977). Further Stirling Engine Development Work—Parts 1 and 2. MTZ, *Motortechnische Zeitschrift*, 38, pp. 371—378.
393. **Zarinchang J.** (1972). The Stirling engine (an annotated bibliography). Intermediate Technology Publications, London.

СПРАВОЧНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ ФИРМ, НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИХ
ЦЕНТРОВ, ЛАБОРАТОРИЙ, УЧЕБНЫХ ЗАВЕДЕНИЙ
И ОТДЕЛЬНЫХ ЛИЦ, ЗАНИМАЮЩИХСЯ РАЗЛИЧНЫМИ
ВОПРОСАМИ ПО ДВИГАТЕЛЯМ СТИРЛИНГА

1. Производство двигателей Стирлинга (двигатели с приводными механизмами)
 - 1.1. Д-р С. Спайт (C. L. Spigt). Отделение двигателей Стирлинга фирмы «Н. В. Филипс», Нидерланды.
 - 1.2. А. Даниэлс (A. Daniels). Отделение корпорации «Норт Америкэн Филипс» (Division of North American Philips Corp), США.
 - 1.3. Д-р Захариас (F. Zacharias).
Фирма «Моторен—Верке Манхейм» (MWM) (Motoren—Werke Mannheim A. G.), ФРГ.
 - 1.4. Д-р Цапф (H. Zapf).
Фирма «Машиненфабрик—Аугсбург—Нюрнберг» (MAN) (Maschinenfabrik—Augsburg—Nurnberg), ФРГ.
 - 1.5. В. Халларе (B. Hallare).
Фирма «Юнайтед Стирлинг», Швеция; (United Stirling (Sweden) AB and Co.)
 - 1.6. Фирма «ФФВ индастриэл продактс», Швеция; (F. F. V. Industrial Products)
 - 1.7. Л. Юохансон (L. Johanson). Корпорация «Стирлинг пауэр системс» (Stirling Power Systems Corp.), США.
 - 1.8. А. Китцер (A. Kitzner). Центр исследований и разработок фирмы «Форд мотор компани» (Research and Engineering Centre, Ford Motor Company), США
 - 1.9. Б. Голдуотер (B. Goldwater).
Фирма «Микэникл технолоджи», США (Mechanical Technology Inc.), США.
 - 1.10. Е. Оксер (E. Auxer).
Отделение перспективных энергетических систем фирмы «Дженерал Электрик» (Advanced Energy Systems Division, General Electric Co.), США.
 - 1.11. Ф. Хозн (F. Hoehn).
Лаборатория реактивного движения Калифорнийского технологического ин-та. (Jet Propulsion Laboratory, California Institute of Technology), США.
 - 1.12. Н. Полстэр (N. Polster).
Фирма «Арджента». (Argenta, B. C.), Канада.
2. Производство двигателей Стирлинга (свободнопоршневые двигатели).
 - 2.1. В. Бил (W. Veal).
Фирма «Санпауэр» (Sunpower Inc.), США.
 - 2.2. Г. Бенсон (G. Benson).
Фирма «Энерджи рисерч энд дженерейшн» (Energy Research and Generation Inc.), США.
 - 2.3. Б. Голуотер (B. Goldwater).
Фирма «Микэникл Технолоджи» (Mechanical Technology Inc.), США
 - 2.4. Е. Оксер (E. Auxer).
Отделение перспективных энергетических систем фирмы «Дженерал Электрик» (General Electric Company), США.

- 2.5. Е. Г. Кук — Ярборо (E. H. Cooke—Yarborough).
Научно-исследовательский центр атомной энергии в г. Харуэлле,
А. Е. R. E., Великобритания.
- 2.6. П. Слоттисвуд (N. Spottiswoode).
Фирма «АГА навигэйшн эйдс» (AGA Navigation Aids Ltd.)
Великобритания.
- 2.7. Д-р Г. Прааст (G. Praast).

3. Отделение криогеники фирмы «Н. В. Филипс», Нидерланды.
3. Двигатели Стирлинга для аппаратов «искусственного сердца»

- 3.1. Р. Джонстон (R. Jonston).
Ричландская лаборатория энергетики (Richland Energy Laboratory);
Центр по подготовке научных кадров, Вашингтонский универ-
ситет. (Joint Centre for Graduate Study, University of Washing-
ton), США.
- 3.2. Д-р Д. Мойз (J. Moise).
Фирма «Аэроджет ликвид рокет» (Aerojet Liquid Rocket Co.), США.
- 3.3. А. Даниэлс (A. Daniels).
Отделение корпорации «Норт Америкэн Филипс», США.
- 4. Производство моделей двигателей Стирлинга
 - 4.1. Д. Гриффин (J. Griffin).
Фирма «Солар Энджинз» (Solar Engines), США.
 - 4.2. Д. Проново (J. Pronovo).
Фирма «ЕСО мотор индастриз» (ЕСО Motor Industries Ltd.),
Канада.
 - 4.3. } А. Росс (A. Ross).
Фирма «Росс интерпрайсиз» (Ross Enterprises), США.
 - 4.4. Чертежи для небольших двигателей «Хейнричи» могут быть по-
лучены через фирму «Модель аэронотикл пресс» (Model Aeronau-
tical Press Ltd), Великобритания.
 - 4.5. Литые детали для указанных выше двигателей могут быть полу-
чены из фирмы «А. Д. Рувз энд компани» (A. J. Reeves and Co
Ltd), Великобритания.
 - 4.6. Объявления о продаже моделей двигателей Стирлинга публи-
куются в следующих изданиях:
 - 4.6.1. Журнал «Модел энджиниэр мэгэзин» (Model Engineer
Magazine), Великобритания.
 - 4.6.2. Каталоги (Catalogues of Cherrys of Richmond, Ltd), Вели-
кобритания.
 - 4.6.3. Каталоги (Catalogues of Caldwell Industies), США.

5. Двигатели Стирлинга для демонстрационных и учебных целей

- 5.1. В. Бил (W. Veal).
Фирма «Санпауэр», США.
- 5.2. Фирма «Лейболд—Хэраус» (Leybold—Heraeus Ltd), ФРГ.
Фирма «Блокуолл Лэйн» (Blockwall Lane), Великобритания.
- 5.3. Фирма «Г. Кассонс» (G. Cussons Ltd), Великобритания.
- 5.4. Фирма «Радан ассошиэйтс» (Rodan Associates Ltd), Великобри-
тания.

6. Криогенные газовые машины

- 6.1. Д-р Г. Прааст (G. Praast).
Отделение криогеники фирмы «Н. В. Филипс», Нидерланды.
- 6.2. А. Даниэлс (A. Daniels).
Лаборатория фирмы «Филипс», США
- 6.3. Ф. Челлис (F. Chellis).
Фирма «Крайодженик технолоджи» (Cryogenic Technology Inc.) США.
- 6.4. Д-р Б. Лео (B. Leo).

- 6.5. Фирма «Хьюз эйркрафт» (Hughes Aircraft Company), США.
Отделение криогеники фирмы «Мартин Мариетта» (Cryogenics Division, Martin Marietta Inc.), США.
- 6.6. Отделение криогеники фирмы «Тексас инструментс» (Cryogenics Division Texas Instruments), США.
- 6.7. Д-р В. Джиффорд (W. Gifford).
Фирма «Крайомек» (Cryomech. Inc.), США.
- 6.8. Отделение криоохладителей фирмы «Эйр резеч» (Cryo-cooler Division Air Research Co), США.
- 6.9. Отделение криоохладителей фирмы «Бритиш оксоджен» (Cryocooler Division, British Oxygen Co.), Великобритания.

7. Исследования, проводимые в учебных заведениях

- 7.1. Проф. В. Джиффорд (W. Gifford).
Машиностроительный факультет Сиракузского университета, США.
- 7.2. Проф. Дж. Смит (J. Smith).
Машиностроительный факультет Массачусетского технологического ин-та, США.
- 7.3. Д-р В. Мартини (W. Martini).
Вашингтонский университет, США.
- 7.4. Д-р А. Орган (A. Organ).
Инженерный факультет Кэмбриджского университета, Великобритания.
- 7.5. Д-р Г. Райс (G. Rice).
Университет г. Ридинга, Великобритания.
- 7.6. Д-р Г. Ридер (G. Reader).
Технический колледж ВМФ Великобритании (Royal Naval Engineering College), Великобритания.
- 7.7. Р. Биллет (R. Billet).
Техническая школа при Баттеском университете (School of Engineering, University of Bath), Великобритания.
- 7.8. Д-р Г. Уокер (G. Walker).
Машиностроительный факультет в университете г. Калгари (Department of Mechanical Engineering University of Calgary), Канада.

8. Правительственные организации США, курирующие работы по двигателям Стирлинга

- 8.1. Д. Нил (J. Neal).
Министерство энергетики США, DOE.
- 8.2. Р. Ригсдэйл (R. Ragsdale).
Исследовательский центр им. Льюнса, НАСА, США.
- 8.3. Д-р Р. Холст (R. Holst).
Аргонская национальная лаборатория (Argonne National Laboratory), США.
- 8.4. Ф. Фот (F. Vogt).
Лаборатория реактивного движения Калифорнийского технологического института (Jet Propulsion Laboratory, California Institute of Technology), США.
- 8.5. Лаборатория динамики полета ВВС США, база в г. Райт Патерсоне, США.
- 8.6. Лаборатория по изучению инфракрасного излучения (Военно-инженерная лаборатория ВВС), США.
- 8.7. Криогенная лаборатория Национального бюро стандартов (Cryogenics Laboratory National Bureau of Standards), США.

9. Специалисты в области расчетов двигателей Стирлинга
 - 9.1. Д-р Т. Финкельштейн (T. Finkelstein)
Фирма «Т. С. А», (T. C. A.), США.
 - 9.2. А. Шок (A. Schock).
Фирма «Фейрчайлд индастриз» (Fairchild Industries), США.
 - 9.3. Д. Гидеон (D. Gedeon)
Фирма «Санпауэр» (Sunpower Inc.), США.
 - 9.4. Р. Тью (R. Tew).
Исследовательский центр им. Льюиса НАСА, США.
10. Специалисты по истории двигателей Стирлинга
 - 10.1. Д-р Т. Финкельштейн (T. Finkelstein).
Фирма «Т. С. А» (T. C. A.), США.
 - 10.2. А. Росс (A. Ross).
Фирма «Росс интерпрайсиз» (Ross Enterprises), США.
 - 10.3. А. Г. Филипс (A. G. Phillips).
П/о 20511, США
 - 10.4. Р. Хакстэбл (R. Huxtable).
П/о 1104, США.

Г. УОКЕР
ДВИГАТЕЛИ СТИРЛИНГА

Редактор Г. Т. Пирогова
Художественный редактор С. С. Водчиц
Переплет художника Л. Н. Наумова
Технические редакторы: А. С. Давыдова, Н. В. Тимофеевко
Корректоры Т. В. Багдасарян и Л. Я. Шабашова

ИБ № 4370

Сдано в набор 23.04.85. Подписано в печать 24.10.85. Формат 60×90¹/₁₆.

Бумага типографская № 2. Гарнитура литературная. Печать высокая.
Усл. печ. л. 25,5. Усл. кр.-отт. 25,5. Уч.-изд. л. 29,33. Тираж 5100 экз.
Заказ № 123. Цена 2 р. 30 к.

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «Машиностроение»,
107076, Москва, Стромьянский пер., 4
Ленинградская типография № 6 ордена Трудового Красного Знамени
Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгении Соколовой
Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.
193144, г. Ленинград, ул. Моисеенко, 10.

ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

НОВАЯ ЛИТЕРАТУРА ПО ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЮ

Выпуск 1985 года

Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей: Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания»/С. И. Ефимов, Н. А. Иващенко, В. И. Ивин и др.; Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова — 3-е изд., перераб. и доп. 40 л., ил. В пер.: 2 р.

Дмитриевский А. В., Шатров Е. В. Топливная экономичность бензиновых двигателей. 15 л., ил. (Экономия топлива и электроэнергии). 80 к.

Жидкостное охлаждение автомобильных двигателей/А. М. Кригер, М. Е. Дискин, А. Л. Новенников и др. 14 л., ил. 70 к.

Крутов В. И., Горбаневский В. Е., Кислов В. Г. Топливная аппаратура автотракторных двигателей: Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания». 15 л., ил. 50 к.

Технико-токсические характеристики транспортных газотурбинных двигателей и энергоустановок/В. А. Лотарев, В. А. Христин, П. М. Канило и др. 17 л., ил. В пер.: 1 р. 20 к.

Чижков Ю. П., Квайт С. М., Сметнев Н. Н. Электро-стартерный пуск автотракторных двигателей. 8 л., ил. 45 к.

Выпуск 1986 года

Автомобиль: Основы конструкции: Учебник для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство»/Н. Н. Вишняков, Вахламов, А. Н. Нарбут и др.; Под ред. А. Н. Островцева. 2-е изд., доп. 25 л., ил. В пер.: 1 р. 60 к.

Абугов Д. И., Бобылев В. М. Теория и расчет ракетных двигателей твердого топлива: Учебник для машиностроительных вузов. 20 л., ил. В пер.: 1 р.

Василенко В. Т., Черненко Ж. С. Влияние эксплуатационных факторов на топливную систему самолета. 16 л., ил. В пер.: 1 р. 30 к.

Вешкельский С. А., Лукьянченко Б. С. Техническая эксплуатация ДВС: Учебник для машиностроительных техникумов. — 2-е изд., испр. 10,5 л., ил. 35 к.

Гурин Ф. В., Гурин М. Ф. Технология автомобилестроения: Учебник для техникумов по специальности «Автомобилестроение». — 2-е изд., перераб. и доп. 23 л., ил. В пер.: 1 р. 10 к.

Ильянков А. И., Левит М. Е. Основы сборки авиационных двигателей: Учебник для ПТУ по профессии «Слесарь-сборщик двигателя». — 2-е изд., перераб. и доп. 20 л., ил. В пер.: 90 к.

Калинин В. В., Ковалев Ю. Н., Липанов А. М. Нестационарные процессы и методы проектирования узлов ракетных двигателей твердого топлива. 18 л., ил. В пер.: 1 р. 40 к.

Каталог деталей двигателей ЯМЗ-238НД и ЯМЗ-240БМ/Ярославский моторный завод. 26 л., ил. 2 р. 20 к.

Красильников В. Е., Перлов В. А., Сметнев Н. Н. Лабораторный практикум по технологии производства и ремонта автотракторного электрооборудования: Учеб. пособие для машиностроительных техникумов по специальности «Автотракторное электрооборудование» 10 л., ил. 30 к.

Микутенок Ю. А., Шкаренко В. А., Резников В. Д. Смазочные системы дизелей: 12 л., ил. 65 к.

Натанзон М. С. Неустойчивость горения. 17 л., ил. В пер.: 3 р.

Овсянников Б. В., Боровский Б. И. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей: Учебник для машиностроительных вузов. — 3-е изд., перераб. и доп. 25 л., ил. В пер.: 1 р. 30 к.

Основы теории автоматического управления ракетными двигателями установками: Учебник для машиностроительных вузов/А. И. Бабкин, С. В. Белов, Н. Б. Рutowский и др. — 2-е изд., перераб. и доп. 35 л., ил. В пер.: 1 р. 60 к.

Степанов Г. Ю., Зицер И. М. Инерционные воздухоочистители. 10 л., ил. 55 к.

Хуциев А. И. Двигатели внутреннего сгорания с регулируемым процессом сжатия. 10 л., ил. 55 к.

Чернышев Г. Д., Хачиян А. С., Пикус В. И. Рабочий процесс и теплонапряженность автомобильных дизелей. 14 л., ил. 75 к.

По всем вопросам приобретения новых книг, в том числе оформления предварительных заказов, читателям следует обращаться непосредственно в местные магазины, распространяющие техническую литературу, а также в специализированные магазины — опорные пункты издательства «Машиностроение».