

В. А. ТЮТЮНОВ С. И. ЛОВИНСКИЙ

АВИАЦИОННЫЕ ДВИГАТЕЛИ



МАШИНОСТРОЕНИЕ
1964

В. А. ТЮТЮНОВ, С. И. ЛОВИНСКИЙ

АВИАЦИОННЫЕ ДВИГАТЕЛИ

*Допущено Министерством высшего и среднего
специального образования СССР
в качестве учебника
для авиационных самолетостроительных техникумов*



ИЗДАТЕЛЬСТВО
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
Москва 1964

В книге дано изложение основных вопросов теории и конструкции авиационных двигателей.

Книга предназначена в качестве учебника для учащихся авиационных самолетостроительных техникумов, а также может быть полезна для технических работников авиационной промышленности.

Рецензенты: М. В. Носов, доцент Московского авиационного Института
и инж. Л. Л. Шустов

Редактор: инж. А. В. Попов

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящая книга предназначена в качестве учебника по курсу «Авиационные двигатели» для учащихся самолетостроительных техникумов.

В книге в доступной для учащихся техникумов форме изложены основы теории и описаны типовые конструкции авиационных двигателей.

Основное внимание уделено газотурбинным двигателям, которые в настоящее время получили наибольшее распространение на летательных аппаратах.

Быстрое развитие газотурбинных авиационных двигателей вызывает сравнительно частые замены одних образцов двигателей их модификациями или новыми конструкциями.

Тем не менее в конструкции авиационных двигателей есть типичные узлы и детали, изучение которых облегчит освоение конструкций, с которыми встретятся будущие техники в своей практической деятельности.

Введение книги содержит сведения о типах авиационных двигателей и областях их применения, а также основные требования, предъявляемые к двигателям.

В первом разделе приведены необходимые сведения из технической термодинамики, составляющей основу теории двигателей.

Второй раздел посвящен авиационным топливам и маслам.

В третьем разделе изложены основные вопросы теории газотурбинных, прямоточных воздушно-реактивных и жидкостных ракетных двигателей.

В четвертом разделе рассмотрены основные вопросы конструкции деталей и узлов газотурбинных двигателей, их системы смазки, топливопитания и запуска.

Примеры конструктивных решений взяты из известных серийных двигателей и в большинстве случаев упрощены (в учебных целях).

В пятом разделе книги приведены краткие сведения о работе и устройстве авиационных поршневых двигателей с принудительным зажиганием.

В связи с тем, что Комитет стандартов, мер и измерительных приборов при Совете Министров СССР ввел с 1 января 1963 г. «Международную систему единиц» (систему СИ), в книге при числовых значениях единицы измерения и размерности даны по этой системе, а в квадратных скобках — по прежним системам единиц, применявшимся до сих пор.

Отдельные наименования величин также даны в новой редакции и рядом с ними в круглых скобках приведены прежние их наименования.

При составлении учебника авторы использовали перечисленную в конце книги отечественную литературу, а также и иностранную периодическую печать.

В процессе подготовки книги к изданию большая работа была проделана научным редактором А. В. Поповым, которому авторы выражают признательность. Авторы также благодарны канд. техн. наук Л. Р. Стоцкому за ценные советы по применению в книге международной системы единиц.

ВВЕДЕНИЕ

1. Классификация и области применения авиационных двигателей

Авиационный двигатель является основой всякой силовой установки летательного аппарата. Все наиболее значительные достижения в авиации связаны, главным образом, с созданием более совершенных типов самолетных силовых установок.

Примером этому может служить резкое увеличение скоростей самолетов, связанное с внедрением в авиацию реактивных двигателей.

Одной из наиболее распространенных разновидностей реактивных двигателей являются газотурбинные двигатели.

Эти двигатели, обеспечившие существенное увеличение скорости, уменьшение удельной массы (удельного веса) и габаритов летательных аппаратов, почти полностью вытеснили из авиации поршневые двигатели. В настоящее время на летательных аппаратах находят применение только четырехтактные поршневые двигатели легкого топлива с воздушным охлаждением, так как они (по сравнению с другими типами поршневых двигателей) в большей степени удовлетворяют основным требованиям для небольших, дозвуковых скоростей полета, т. е. имеют хорошую экономичность, сравнительно малую удельную массу (удельный вес), надежность и долговечность в работе.

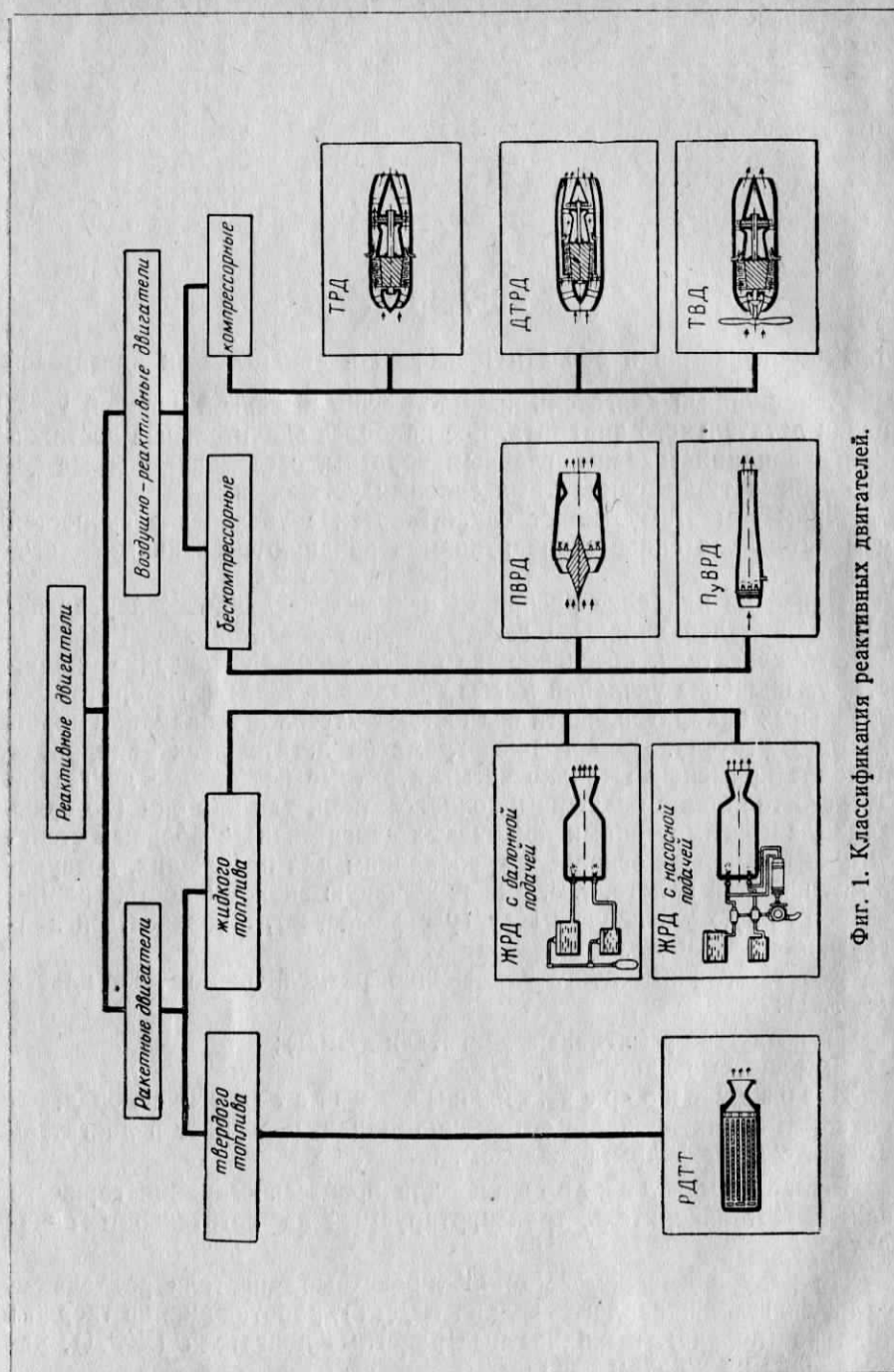
Все реактивные двигатели можно разделить на два класса (фиг. 1):

- 1) воздушно-реактивные двигатели (ВРД);
- 2) ракетные двигатели.

В воздушно-реактивных двигателях кислород, необходимый для процесса сгорания топлива, поступает в двигатель вместе с атмосферным воздухом.

Ракетные двигатели для процесса сгорания горючего используют окислитель, транспортируемый на летательном аппарате.

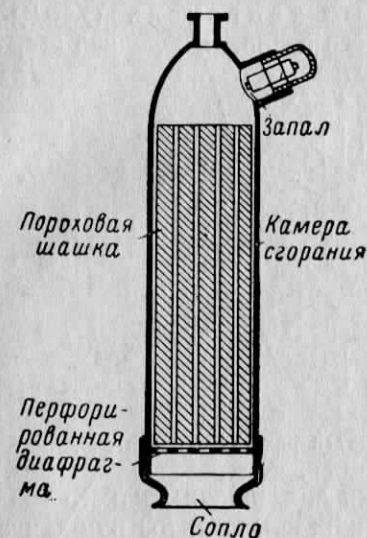
По роду применяемого топлива ракетные двигатели разделяются на двигатели твердого топлива (РДТТ), работающие на твердом топливе (порохе), и жидкостные ракетные двигатели (ЖРД), работающие на жидком топливе.



Фиг. 1. Классификация реактивных двигателей.

Пороховой ракетный двигатель состоит из камеры сгорания, в которой помещается пороховой заряд (пороховые шашки), и реактивного сопла. Выпадение пороховых шашек через сопло предотвращается перфорированной диафрагмой. Поджигание пороха производится запалом.

Схема порохового ракетного двигателя изображена на фиг. 2, а его внешний вид — на фиг. 3.



Фиг. 2. Принципиальная схема порохового ракетного двигателя.



Фиг. 3. Пороховой ракетный двигатель.

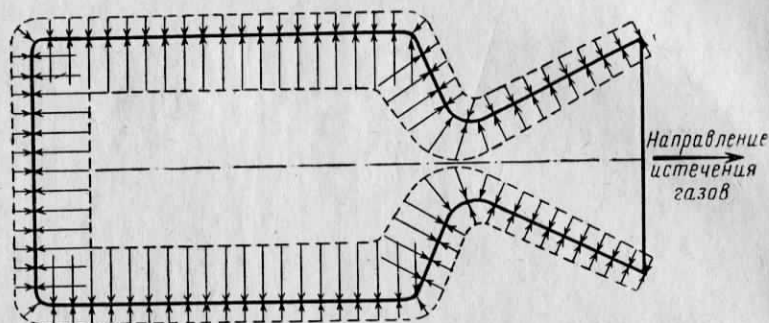
Образующиеся при горении порохового заряда газы обладают очень высокими давлениями, порядка $20\text{--}25 \text{ Мн/м}^2$ [$200\text{--}250 \text{ кг/см}^2$], и температурой $1800\text{--}2000^\circ \text{С}$. Вследствие большой разности давлений в камере сгорания и окружающей среде газы истекают из сопла с очень большой скоростью ($1800\text{--}2000 \text{ м/сек}$), вследствие чего возникает сила реакции (тяга), направленная в сторону, противоположную истечению газов.

Сущность возникновения реактивной тяги можно выяснить, анализируя силы давления, действующие на стенки камеры сгорания и сопла (фиг. 4). Снаружи на поверхность двигателя действует атмосферное давление, внутри — давление газов, превышающее атмосферное давление. Силы, действующие на боковые поверхности камеры, уравниваются. В то же время силы, действующие на переднюю стенку камеры, а также на стенки суживающейся и расширяющейся частей сопла, остаются неуравновешенными. Неуравновешенные силы образуют равнодействующую, направлен-

ную всегда в сторону, противоположную истечению газа. Эта равнодействующая и есть сила тяги.

Из-за малого времени действия (до десятка секунд) пороховые ракетные двигатели получили ограниченное применение в авиации. Они применяются в качестве ускорителей, сокращающих длину и время разбега самолета. Пороховые двигатели находят также применение на реактивных снарядах, зенитных управляемых ракетах и ракетах дальнего действия.

Жидкостный ракетный двигатель (ЖРД) состоит из камеры сгорания и реактивного сопла. В передней стенке каме-



Фиг. 4. К образованию тяги ракетного двигателя.

ры сгорания размещены форсунки для подачи жидкого топлива-горючего и окислителя. Смесь жидких компонентов при запуске поджигается специальным устройством. В дальнейшем факел пламени поддерживается в камере вследствие непрерывного подвода компонентов топлива.

Схема жидкостного ракетного двигателя представлена на фиг. 5, а его внешний вид — на фиг. 6.

Принцип работы жидкостного ракетного двигателя не отличается от принципа работы порохового. При горении топлива давление в камере повышается до $3-5 \text{ Мн/м}^2$ [$30-50 \text{ кг/см}^2$], температура достигает 3000°C .

Время работы двигателя определяется запасом жидких компонентов топлива, транспортируемых на летательном аппарате.

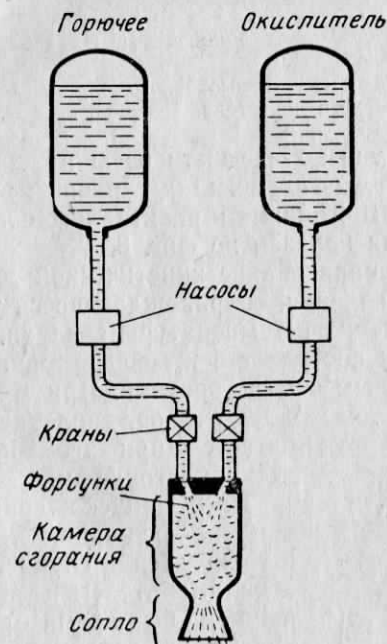
ЖРД отличаются очень большим расходом топлива и сравнительно низким КПД на современных скоростях полета, в то же время эти двигатели при малой силе тяжести (весе) и габаритах развивают очень большие тяги.

Для работы ЖРД не требуется атмосферный воздух, поэтому летательные аппараты с такими двигателями могут совершать полеты в безвоздушном пространстве.

В настоящее время ЖРД используются для неуправляемых и управляемых ракет (зенитных, ближнего и дальнего действия,

космических и др.), а также для самолетов. На самолетах-истребителях ЖРД может являться основным двигателем, обеспечивающим самолету возможность летать на исключительно больших высотах с большими скоростями. На тяжелых самолетах ЖРД может быть применен в качестве ускорителя для увеличения скороподъемности, горизонтальной скорости, высотности.

Воздушно-реактивные двигатели (ВРД) в качестве рабочего тела, кроме топлива, используют воздух, поступающий в двигатель из атмосферы. Для забора воздуха такой двигатель имеет входное устройство или диффузор. Для выпуска газов, сила реакции которых создает тягу, двигатель имеет реактивное сопло. Каждый воздушно-реактивный



Фиг. 5. Принципиальная схема жидкостного ракетного двигателя.

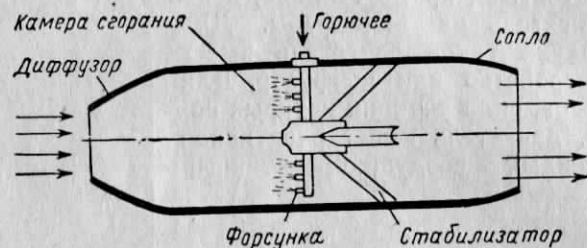


Фиг. 6. Жидкостный ракетный двигатель.

двигатель имеет камеру сгорания, в которой происходит горение топлива; окислителем при горении является кислород атмосферного воздуха.

В зависимости от способа повышения давления воздуха воздушно-реактивные двигатели делятся на бескомпрессорные и компрессорные.

В бескомпрессорных ВРД сжатие воздуха осуществляется исключительно скоростным напором. Бескомпрессорные ВРД по характеру сгорания топлива делятся на прямоточные воздушно-реактивные двигатели (ПВРД) с непрерывным сгоранием топлива при постоянном давлении и на пульсирующие воздушно-реактивные двигатели (ПуВРД) с периодическим сгоранием топлива в постоянном объеме.



Фиг. 7. Принципиальная схема прямоточного воздушно-реактивного двигателя.

Прямоточный воздушно-реактивный двигатель (ПВРД) (фиг. 7) состоит из следующих основных элементов: входного диффузора, камеры сгорания и реактивного сопла.

Внешний вид этого двигателя показан на фиг. 8.

В диффузоре происходит преобразование кинетической энергии воздушного потока в энергию давления, сопровождающееся уменьшением скорости и ростом давления и температуры воздуха.

Сжатый в диффузоре воздух поступает в камеру сгорания, где смешивается с топливом, поданным через форсунки. При сгорании топлива происходит повышение температуры газов, давление газов остается при этом практически постоянным.



Фиг. 8. Прямоточный воздушно-реактивный двигатель.

При запуске двигателя топливо-воздушная смесь поджигается специальным воспламенителем и в дальнейшем во время работы двигателя горение поддерживается имеющимся в камере факелом пламени.

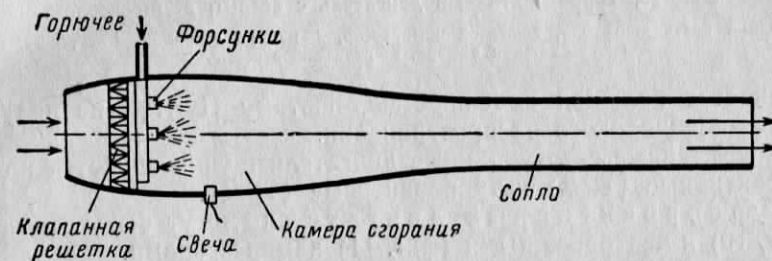
В реактивном сопле происходит расширение газов, в результате чего их скорость увеличивается. Скорость, с которой газы покидают двигатель, превышает скорость входящего в двигатель воздуха.

Площадь входа воздуха в диффузор всегда меньше площади выхода газов из реактивного сопла. Вследствие этого и сила давления, действующая на диффузор, больше силы давления газов на ре-

активное сопло. Равнодействующая сил давления представляет собой тягу ПВРД.

Малая сила тяжести (вес), отсутствие движущихся частей, простота устройства двигателя, представляющего собой канал переменного сечения, являются большими достоинствами ПВРД. В то же время они обладают и значительными недостатками. К их числу необходимо отнести низкую эффективность двигателя на дозвуковых скоростях полета, объясняющуюся малой степенью повышения давления воздуха на этих скоростях. На скорости полета, меньшей половины скорости звука, повышение давления настолько мало, что применение ПВРД оказывается невозможным.

Ввиду этого взлет и разгон летательного аппарата с ПВРД возможны только в случае применения специальных устройств.



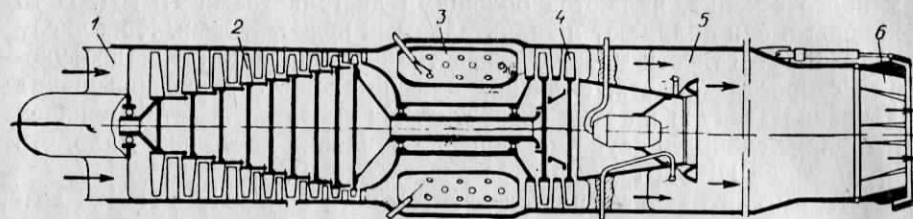
Фиг. 9. Принципиальная схема пульсирующего воздушно-реактивного двигателя.

На скоростях полета, превышающих скорость звука более чем в три раза, экономичность двигателя значительно возрастает.

Пульсирующий воздушно-реактивный двигатель, схема которого представлена на фиг. 9, состоит из диффузора, камеры сгорания и выходного сопла. На входе в камеру сгорания расположена клапанная решетка с пластинчатыми клапанами. Если давление перед решеткой превышает давление в камере сгорания, клапаны открываются и воздух имеет возможность поступать в камеру. Через форсунки в камеру впрыскивается топливо и образовавшаяся смесь топлива с воздухом поджигается электрической искрой (только во время запуска). Столб газов в длинном выходном сопле вследствие инерции препятствует быстрому расширению газов, поэтому сгорание происходит в замкнутом объеме. Избыток давления в камере закрывает клапаны. Повышение давления в процессе сгорания вызывает истечение газов с большой скоростью, вследствие чего образуется сила тяги.

При уменьшении давления в камере до атмосферного столб газа, находящийся в длинном сопле, некоторое время продолжает двигаться по инерции, в камере возникает разрежение, клапаны автоматически открываются и новая порция воздуха входит в двигатель, после чего процесс повторяется. Такой пульсирующий двигатель носит название резонансного.

Отличительной особенностью двигателя является способность создавать тягу на месте. В то же время такие двигатели при закрытых клапанах создают большое аэродинамическое сопротивление, КПД их сравнительно невысок, работа клапанного механизма не



Фиг. 10. Турбореактивный двигатель с осевым компрессором.

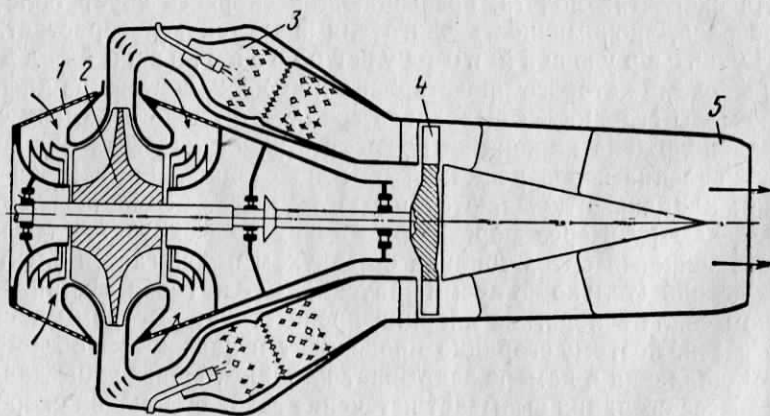
1—входная часть двигателя, 2—осевой компрессор, 3—камера сгорания, 4—турбина, 5—форсажная камера, 6—реактивное сопло.

отличается большой надежностью, поэтому ПуВРД не получили в авиации широкого распространения.

Современные газотурбинные двигатели подразделяются на турбореактивные (ТРД) и турбовинтовые (ТВД).

Турбореактивные двигатели могут быть с осевыми (фиг. 10) и центробежными (фиг. 11) компрессорами.

Основными элементами этих двигателей являются: входная часть двигателя, компрессор, камера сгорания, газовая турбина, форсажная камера и реактивное сопло.



Фиг. 11. Турбореактивный двигатель с центробежным компрессором.

1—входное устройство компрессора, 2—центробежный компрессор, 3—камера сгорания, 4—турбина, 5—реактивное сопло.

Принцип работы ТРД состоит в следующем. Воздух из окружающей среды через входную часть 1 (см. фиг. 10) двигателя поступает в компрессор 2 для сжатия. Сжатый до заданного давления

воздух непрерывным потоком направляется в камеру сгорания 3, куда одновременно через форсунки впрыскивается мелкораспыленное топливо.

Образующиеся в результате сгорания топлива газы поступают на турбину 4 и приводят ее во вращение. Выходящие из турбины газы поступают в форсажную камеру 5. Последняя служит для кратковременного увеличения тяги двигателя, которое достигается путем сжигания дополнительного количества топлива, впрыскиваемого в камеру. Расширяясь в реактивном сопле 6, газы с большой скоростью истекают в атмосферу.

Энергия рабочих газов, приобретенная в процессе предварительного сжатия воздуха и последующего подвода тепла в камеру сгорания, частично затрачивается на вращение турбины и частично идет на увеличение скорости струи газов, выходящих из реактивного сопла. Приращение скорости газов, истекающих из двигателя, обуславливает создание тяги.

В турбореактивном двигателе газовая турбина служит для вращения компрессора, сжимающего воздух, и для привода агрегатов.

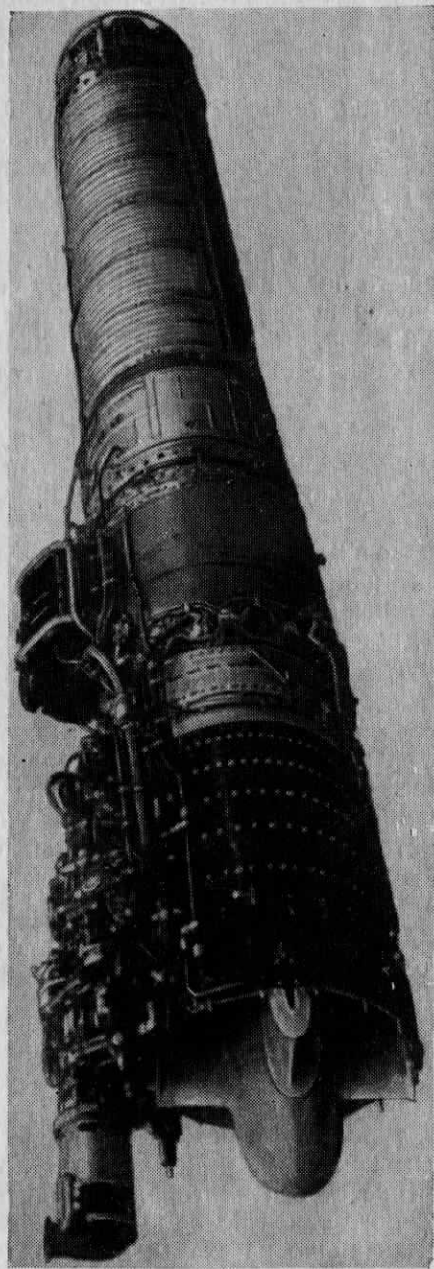
Внешний вид турбореактивного двигателя с осевым компрессором показан на фиг. 12.

Принципиальная схема турбовинтового двигателя (ТВД) показана на фиг. 13, а внешний вид — на фиг. 14. В этом двигателе в отличие от турбореактивного турбина 5 (см. фиг. 13), кроме компрессора 3 и агрегатов, приводит во вращение через редуктор 2 воздушный винт 1. Другие части ТВД такие же, как и у ТРД.

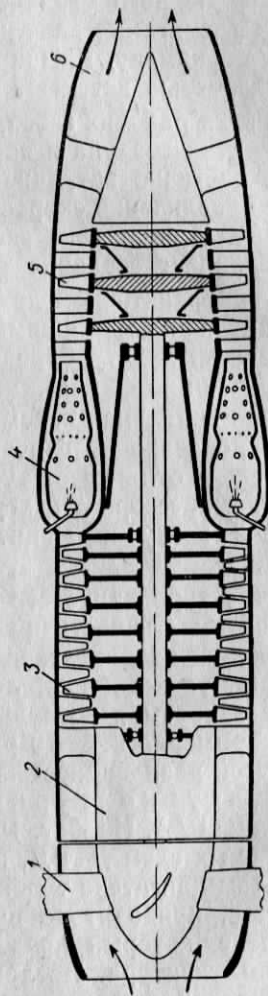
Тяга у турбовинтового двигателя в основном создается воздушным винтом 1 и частично — прямой реакцией продуктов сгорания, истекающих из двигателя в атмосферу. Поэтому такой двигатель называют также двигателем с комбинированной тягой, при этом тяга, развиваемая воздушным винтом, превышает тягу прямой реакции примерно в 7—10 раз.

Другой разновидностью двигателя с комбинированной тягой является двухконтурный турбореактивный двигатель (ДТРД). На фиг. 15 представлена одна из возможных принципиальных схем ДТРД, а на фиг. 16 — его внешний вид.

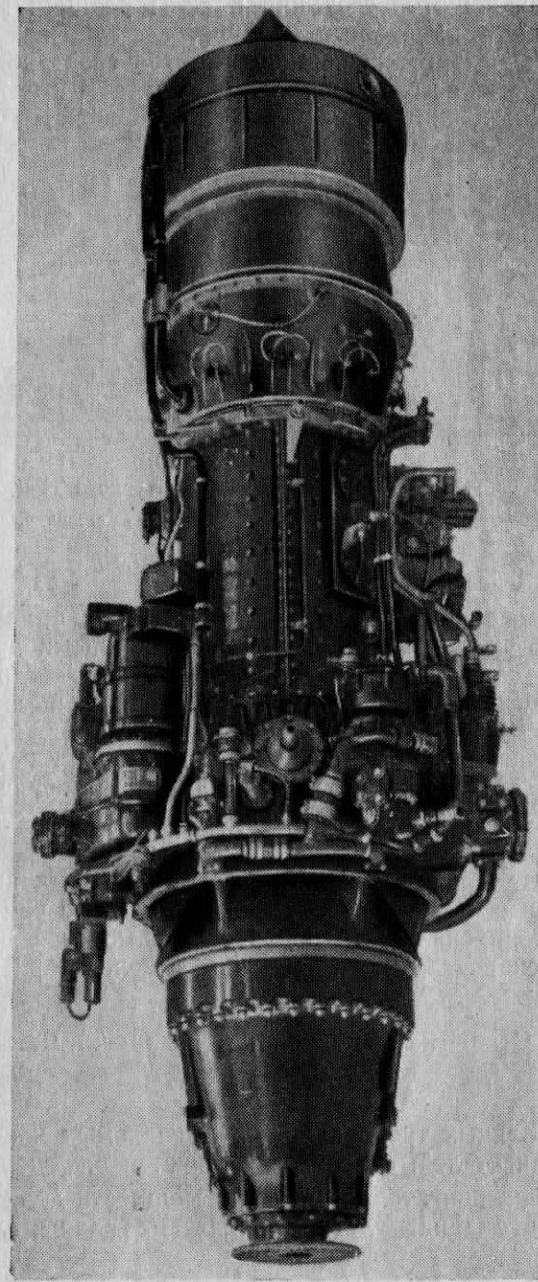
В этом двигателе турбина 5 (см. фиг. 15), кроме компрессора и агрегатов, приводит во вращение вентилятор 2, расположенный в туннеле, который представляет собой кольцевой канал вокруг основного контура. Последний включает в себя входную часть 1, компрессор 3, камеры сгорания 4, турбину 5 и реактивное сопло 6. Кольцевой канал является вторым контуром, через который протекает воздух, получивший ускорение от вентилятора. Вентилятор отличается от нормального воздушного винта более высоким КПД при больших скоростях полета. Как видно из схемы, этот воздух выбрасывается через сопло 6 параллельно основному потоку продуктов сгорания.



Фиг. 12. Турбореактивный двигатель с осевым компрессором.



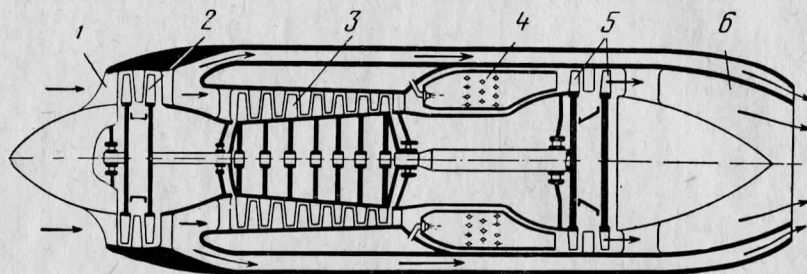
Фиг. 13. Принципиальная схема турбовинтового двигателя.
1—воздушный винт, 2—редуктор, 3—компрессор, 4—камера сгорания, 5—турбина, 6—реактивное сопло.



Фиг. 14. Турбовинтовой двигатель.

Тяга, развиваемая двухконтурным ТРД, складывается из силы реакции потока продуктов сгорания и силы реакции воздушного потока, выходящего из второго контура.

За относительно короткий период развития газотурбинные двигатели достигли высокого уровня совершенства и имеют большие потенциальные возможности дальнейшего совершенствования в ка-



Фиг. 15. Принципиальная схема двухконтурного ТРД.

1—входная часть, 2—компрессор, 3—камера сгорания, 4—турбина, 5—реактивное сопло, 6—реактивное сопло.

честве основных силовых установок летательных аппаратов. Эти двигатели имеют преимущества перед авиационными двигателями других типов в диапазоне скоростей полета вплоть до скорости, в 2,5—3 раза превышающей скорость звука, и на высотах полета до 35 км.

Турбореактивные двигатели устанавливаются на истребителях, бомбардировщиках, транспортных самолетах и других летательных аппаратах, летающих как с дозвуковыми, так и с сверхзвуковыми скоростями.

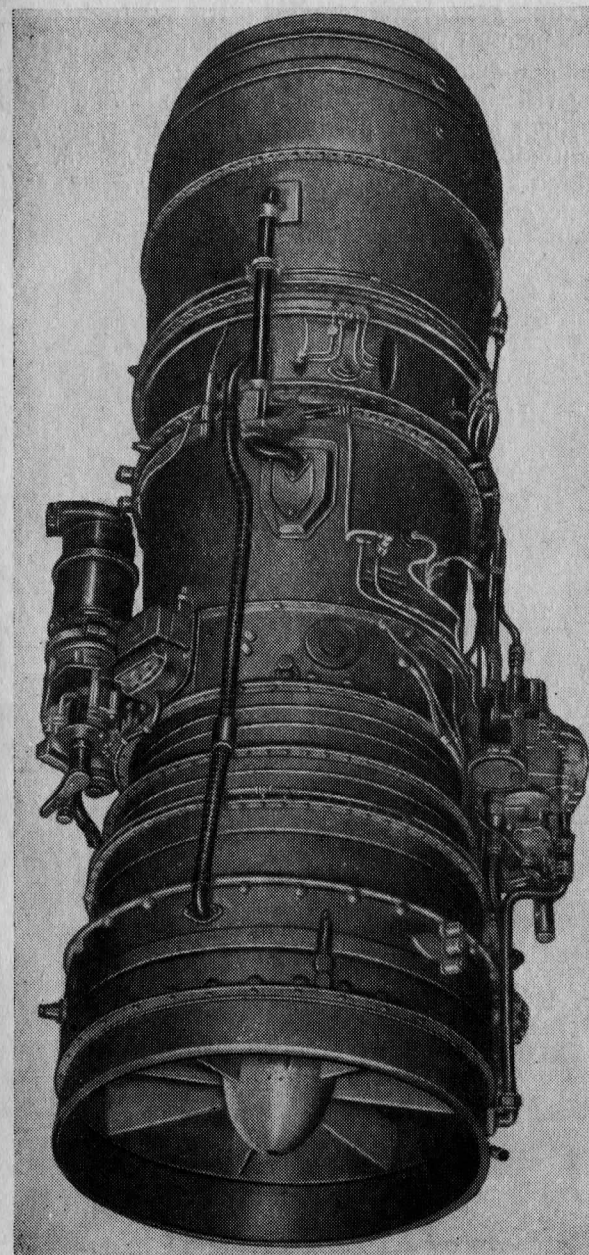
Турбовинтовые двигатели являются более экономичными на дозвуковых скоростях полета, нежели ТРД, в связи с чем их применение для пассажирских и транспортных самолетов (летающих с дозвуковыми скоростями) является более целесообразным.

2. Основные требования к авиационным двигателям

Из многочисленных требований, предъявляемых к конструкции авиационных двигателей, основными являются следующие:

1. Развиваемая двигателем тяга или мощность должны обеспечивать получение заданных летно-технических данных летательного аппарата.

2. Двигатель должен иметь возможно меньшую удельную массу (удельный вес) и возможно большую лобовую тягу.



Фиг. 16. Внешний вид двухконтурного ТРД.

3. Двигатель должен иметь хорошую экономичность, т. е. возможно меньший удельный расход топлива.

4. Конструкция двигателя должна быть простой, технологичной и с возможно меньшим применением дефицитных материалов.

5. Двигатель должен иметь хорошие эксплуатационные качества: быть простым в эксплуатации, иметь большой ресурс, не требовать трудоемких и частых регламентных работ, допускать быструю разборку и сборку без сложных приспособлений.

6. Приемистость двигателя должна быть хорошей, а управление двигателем — несложным.

ОСНОВЫ ТЕХНИЧЕСКОЙ ТЕРМОДИНАМИКИ

Глава I

ГАЗЫ. ОСНОВНЫЕ ГАЗОВЫЕ ЗАКОНЫ

§ 1. ПРЕДМЕТ ТЕХНИЧЕСКОЙ ТЕРМОДИНАМИКИ

Техническая термодинамика занимается изучением условий и законов превращения тепла в механическую работу. Она является частью общей науки о теплоте и ее свойствах, носящей название термодинамики.

Знание законов термодинамики дает возможность изучить явления, происходящие в тепловых двигателях; с помощью термодинамики можно определить условия наилучшего использования тепла. Техническая термодинамика совместно с газовой динамикой является научной основой для изучения теории реактивных двигателей.

§ 2. ПОНЯТИЕ ОБ ИДЕАЛЬНОМ И РЕАЛЬНОМ ГАЗАХ

Превращение тепла в работу в тепловых двигателях происходит с помощью некоторого промежуточного тела, называемого рабочим телом. Рабочее тело должно обладать способностью воспринимать тепло, его объем должен меняться после получения тепла, благодаря чему возможно осуществление механической работы.

Наиболее подходящим по своим свойствам является рабочее тело в газообразном состоянии. Газ представляет собой одно из возможных агрегатных состояний вещества. Молекулы газа находятся в непрерывном беспорядочном движении. Молекулярным движением объясняется большое число явлений в газах: давление газа, способность его расширяться, способность к диффузии и т. д.

Для характеристики молекулярных движений в газах можно привести ряд данных, которые относятся к воздуху при нормальных условиях, т. е. при $T = 273,15^\circ \text{K}$ [$t = 0^\circ \text{C}$] и $p = 101\,325 \text{ н/м}^2$

[$p=760$ мм рт. ст.]. В каждом кубическом сантиметре воздуха (как и другого газа) содержится $2,7 \cdot 10^{19}$ молекул. Средняя скорость молекул — около 450 м/сек. Диаметр молекулы равен двум-трем стомиллионным долям сантиметра ($3 \cdot 10^{-8}$ см). В течение секунды каждая молекула испытывает около 7,5 млрд. столкновений с другими молекулами.

По числу атомов в молекуле различают газы одноатомные, двухатомные, трех- и многоатомные. Наибольший интерес представляют двухатомные газы, к числу которых принадлежат водород, кислород, азот, окись углерода.

При изучении сложных физических явлений часто из-за невозможности изучить явление в целом вследствие его сложности приходится идеализировать свойства тел, участвующих в процессе. Так, механика имеет дело с абсолютно твердым телом (не учитывается свойство тел растягиваться и сжиматься). Аналогично, предметом изучения технической термодинамики являются такие газы, молекулы которых представляют собой материальные точки, не имеющие объема, и у которых нет сил сцепления между собой. Такие газы называются идеальными газами.

Действительно существующие в природе газы называются реальными газами. В этих газах нельзя пренебрегать ни объемом молекул, ни силами сцепления между ними. Изучение свойств газа значительно проще в случае идеального газа. Математические зависимости для идеальных газов также проще, чем для реальных. Чем температура газа выше, а давление меньше, тем ближе по своим свойствам реальный газ к идеальному. С достаточной точностью можно считать идеальными те газы, с которыми приходится иметь дело технической термодинамике.

§ 3. ПАРАМЕТРЫ ГАЗА

Для описания состояния рабочего тела (газа) служат физические характеристики, называемые параметрами. Каждому состоянию газа соответствуют вполне определенные значения его параметров.

Если изменится хотя бы один параметр, изменится и состояние газа. К числу основных параметров относятся: давление, температура, удельный объем и удельная масса (удельный вес).

Давление

Согласно молекулярно-кинетической теории газов давление есть результат ударов молекул о стенки сосуда.

Давление измеряют силой, приходящейся на единицу поверхности тела.

Если обозначить силу, нормальную к поверхности через F , а поверхность — через S , то давление

$$p = \frac{F}{S}. \quad (1.1)$$

В применявшейся до настоящего времени системе единиц МКГСС (метр-килограмм-сила-секунда) за единицу измерения силы был принят килограмм-сила ($\kappa\Gamma$ или $\kappa\text{гс}$), определяемый как сила, сообщающая массе, равной массе международного прототипа килограмма, нормальное ускорение $9,80665$ м/сек², а за единицу длины — метр. В этой системе единицей измерения давления служит $\kappa\Gamma/\text{м}^2$ (специального названия эта единица не имеет), величина очень малая, не удобная для практического использования. Поэтому в технике применялась единица измерения давления, равная $1 \kappa\Gamma/\text{см}^2$ и называемая технической атмосферой или просто атмосферой.

Одиннадцатая Генеральная конференция по мерам и весам в 1960 г. приняла Международную систему единиц (СИ). Комитет стандартов, мер и измерительных приборов СССР ввел государственный стандарт «Международная система единиц» (ГОСТ 9867—61), в котором нашли отражение решения Генеральной конференции по мерам и весам. Одними из основных единиц Международной системы единиц являются: метр (м) — единица длины, килограмм (кг) — единица массы и секунда (сек) — единица времени.

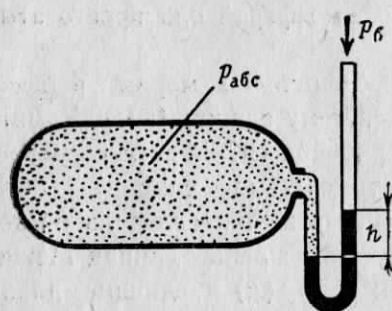
В системе единиц СИ сила — производная величина. Определяется она по второму закону Ньютона, связывающему между собой силу, массу и ускорение ($F=ma$). Единицей измерения силы в системе СИ является сила, которая массе в 1 кг сообщает ускорение, равное одному метру на секунду в квадрате (м/сек^2). Эта единица получила собственное наименование ньютон (н). Единица измерения ньютон (н) примерно в 10 раз меньше килограмм-силы ($1 \kappa\Gamma=9,8 \text{ н}$; $1 \text{ н}=0,102 \kappa\Gamma$).

В качестве единицы измерения давления в системе единиц СИ принят ньютон на квадратный метр (н/м^2), т. е. давление, оказываемое силой в 1 н на площадь 1 м^2 . Эта единица давления очень мала и практически часто оказывается неудобной. В этих случаях пользуются укрупненными единицами давления: килоньютон на квадратный метр ($1 \kappa\text{н/м}^2=10^3 \text{ н/м}^2$), меганьютон на квадратный метр ($1 \text{ Мн/м}^2=10^6 \text{ н/м}^2$).

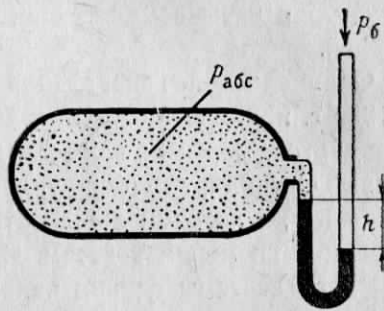
Ниже приводится таблица, показывающая связь между единицами давления.

Единица измерения давления	Бар	Техническая атмосфера (ат) кг/см ²	мм рт. ст.	н/м ²
1 бар	1	1,019	750	10 ⁵
1 техническая атмосфера (ат)	0,981	1	736	98,1·10 ³
1 мм рт. ст	0,00133	0,00136	1	133,3
1 н/м ²	10 ⁻⁵	10,2·10 ⁻⁶	7,50·10 ⁻³	1

Измерительные приборы, применяемые в технике (например, манометры), показывают разность давлений в сосуде и атмосферного. Если эта разность положительна, то говорят об избыточном давлении, если отрицательна — то о разрежении (вакууме).



Фиг. 1.1. Показания манометра в случае, когда давление в сосуде больше атмосферного.



Фиг. 1.2. Показания манометра в случае, когда давление в сосуде меньше атмосферного.

Поясним сказанное примером. Если к сосуду с газом (фиг. 1.1), давление в котором больше атмосферного, присоединим U-образную трубку с какой-нибудь жидкостью, то часть жидкости из левого колена будет вытеснена в правое. В этом случае давление газов в сосуде уравнивается давлением атмосферного воздуха и силой тяжести (весом) столба жидкости высотой h . Сила тяжести (вес) столба жидкости высотой h показывает, на сколько давление в сосуде выше атмосферного давления.

Давление, измеряемое столбом жидкости, называется избыточным (обозначается $p_{изб}$), так как измеряет избыток давления газа в сосуде над атмосферным давлением, называемым барометрическим (обозначается $p_б$ и измеряется барометром). Давление газа в сосуде называется абсолютным (обозначается $p_{абс}$), так как отсчитывается от абсолютного (неусловного) нуля давления. Во всех уравнениях термодинамики всегда берется абсолютное давление

$$p_{абс} = p_{изб} + p_б.$$

Если в сосуде давление газа меньше атмосферного, то часть жидкости из правого колена переместится в левое (фиг. 1.2). В результате атмосферное давление $p_б$ будет уравниваться давлением внутри сосуда $p_{абс}$ и давлением, создаваемым силой тяжести (весом) столба жидкости высотой h , которое обозначим $p_в$:

$$p_б = p_{абс} + p_в,$$

$$\text{откуда } p_в = p_б - p_{абс};$$

$p_в$ — давление, создаваемое столбом жидкости, называется вакуумметрическим давлением или разрежением.

Итак, вакуумметрическое давление — разность между атмосферным (барометрическим) давлением и абсолютным давлением в сосуде, если последнее ниже атмосферного давления.

Температура

Государственным стандартом предусмотрено применение двух температурных шкал: термодинамической (основной) шкалы и международной практической шкалы, предназначенной для практических измерений температуры. В зависимости от начала отсчета температура по каждой из шкал может быть выражена либо в градусах Кельвина, либо в градусах Цельсия.

Термодинамическая шкала имеет две постоянные точки: одна — точка абсолютного нуля температур, другая — тройная точка воды (температура равновесия между тремя состояниями воды — льдом, жидкой водой и водяным паром), которой присвоено значение температуры 273,16 в градусах Кельвина и 0,01 в градусах Цельсия. Термодинамическая температура обозначается T , а градус Кельвина — $^{\circ}\text{K}$. Эта же температура в градусах Цельсия обозначается t , а градус этой шкалы — $^{\circ}\text{C}$.

Международная практическая температурная шкала имеет шесть постоянных точек, являющихся температурами равновесия (например, точка кипения воды, тройная точка воды и др.). Практическая шкала является наиболее точным осуществлением термодинамической температурной шкалы.

Соотношение между температурами в градусах Кельвина и в градусах Цельсия выражается формулой:

$$T = t + 273,15 \quad (1.2)$$

Удельный объем и плотность

Удельный объем представляет собой объем единицы массы. За единицу массы принят килограмм (кг), за единицу объема — кубический метр (м³). Следовательно, удельный объем — объем массы одного килограмма газа.

Если V — объем, занимаемый газом, а m — масса газа, то удельный объем

$$v = \frac{V}{m}. \quad (1.3)$$

Величиной, обратной удельному объему, является плотность. Плотность представляет собой массу 1 м³ газа

$$\rho = \frac{m}{V}. \quad (1.4)$$

Удельный объем и плотность связаны между собой соотношением

$$v = \frac{1}{\rho}.$$

При изменении давления или температуры изменяется объем газа, следовательно меняется также плотность и удельный объем. Поэтому в справочниках эти величины приводятся с указанием давления и температуры (например, плотность воздуха при $t=0^\circ\text{C}$ и $p=101\,325\text{ н/м}^2$ [$p=760\text{ мм рт. ст.}$] равна $1,293\text{ кг/м}^3$).

§ 4. ОСНОВНЫЕ ГАЗОВЫЕ ЗАКОНЫ

В § 2 было установлено, что те газы, с которыми имеет дело техническая термодинамика, можно считать идеальными. Идеальные газы подчиняются ряду законов, называемых газовыми законами. Эти законы первоначально были установлены опытным путем, а затем теоретически обоснованы в середине XIX в., исходя из положений кинетической теории газов, основные идеи которой принадлежат гениальному русскому ученому М. В. Ломоносову.

Закон Бойля—Мариотта

Закон Бойля—Мариотта устанавливает связь между удельным объемом идеального газа и его давлением при постоянной температуре. Открыт этот закон опытным путем Бойлем (1662 г.) и Мариоттом (1676 г.).

Закон Бойля—Мариотта утверждает: при постоянной температуре давление газа изменяется обратно пропорционально удельному объему.

Математически записывается закон следующим образом:

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{v_1}{v_2}. \quad (1.5)$$

Закон Бойля—Мариотта может быть сформулирован и иначе.

Беря произведение крайних и средних членов пропорции, получаем

$$p_1 v_1 = p_2 v_2 = \text{const}$$

или

$$p v = \text{const},$$

т. е. произведение давления газа на его удельный объем при постоянной температуре есть величина постоянная.

В уравнении (1.5) можно заменить удельные объемы плотностями. Тогда закон запишется так:

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{\rho_2}{\rho_1}.$$

Следовательно, между давлением и плотностью при постоянной температуре существует прямая пропорциональность.

Закон Гей-Люссака

Закон Гей-Люссака устанавливает связь между удельным объемом идеального газа и его температурой при постоянном давлении. Открыт закон Гей-Люссаком в 1802 г. опытным путем.

Согласно этому закону, при постоянном давлении удельный объем газа прямо пропорционален изменению абсолютной температуры.

Математически записывается закон следующим образом:

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2}{T_1} \quad (1.6)$$

или

$$\frac{v}{T} = \text{const}.$$

Если заменить удельные объемы плотностями, то получим

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{T_2}{T_1},$$

т. е. при постоянном давлении плотности газа обратно пропорциональны абсолютным температурам.

Еще Ломоносовым было отмечено, что реальные газы не следуют в точности закону Бойля—Мариотта. Не следуют они также и закону Гей-Люссака. Позже это было экспериментально подтверждено Менделеевым.

Уравнение состояния идеального газа

Пользуясь выводами законов Бойля—Мариотта и Гей-Люссака, можно найти зависимость между всеми основными параметрами газа: давлением, удельным объемом и температурой.

Поместим в цилиндр с поршнем 1 килограмм газа, состояние которого определяется тремя параметрами: p_1 , v_1 , T_1 . Требуется

этот газ перевести в новое состояние, характеризующееся параметрами: p_2, v_2, T_2 .

Проведем процесс изменения состояния газа в две стадии. Вначале осуществим процесс при постоянной температуре; в этом случае давление изменится от величины p_1 до p_2 и удельный объем от величины v_1 до $v_{\text{пр}}$ — промежуточного объема. После этого проведем процесс при постоянном давлении (температура изменится от T_1 до T_2 и удельный объем от $v_{\text{пр}}$ до v_2).

В первом процессе, происходящем при $T = \text{const}$ (фиг. 1.3, а), подчиняющемся, следовательно, закону Бойля—Мариотта, давление газа изменяется обратно пропорционально удельному объему. Для этого процесса верна запись

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{v_1}{v_{\text{пр}}} \quad (а)$$

Дадим снова газу возможность расширяться, на этот раз при постоянном давлении (фиг. 1.3, б). В этом случае газ будет расширяться так, что удельный объем его изменится прямо пропор-

ционально абсолютной температуре (согласно закону Гей-Люссака), вследствие чего можно записать

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2}{T_1} \quad (б)$$

Определяя удельный объем $v_{\text{пр}}$ из уравнений (а) и (б) и приравнявая полученные значения $v_{\text{пр}}$, имеем

$$\frac{p_1 v_1}{p_2} = \frac{T_1 v_2}{T_2} \quad \text{или} \quad \frac{p_1 v_1}{T_1} = \frac{p_2 v_2}{T_2} \quad (1.7)$$

При выводе начальное и конечное состояние газа были выбраны произвольно, так что полученное соотношение (1.7) верно для любых состояний газа. Поэтому можно это соотношение записать так:

$$\frac{pv}{T} = \text{const.}$$

Таким образом, для одного и того же газа величина $\frac{pv}{T}$ остается неизменной, какие бы значения ни принимали p, v и T . Эта величина, следовательно, есть физическая константа; обозначается она через R и называется газовой постоянной.

В таком случае можно написать

$$\frac{pv}{T} = R \quad \text{и} \quad pv = RT. \quad (1.8)$$

Это уравнение называется уравнением состояния идеального газа или уравнением Клапейрона по имени инженера Клапейрона, работавшего в России профессором института путей сообщения с 1820 по 1830 г. Пользуясь этим уравнением, можно по двум известным параметрам найти третий.

Уравнение (1.8) верно для 1 килограмма газа. Подставляя в него значение $v = \frac{V}{m}$ из уравнения (1.3), получим для произвольного количества газа

$$pV = mRT. \quad (1.8а)$$

Единица измерения газовой постоянной может быть определена из уравнения 1.8:

$$\frac{\text{н/м}^2 \cdot \text{м}^3/\text{кг}}{\text{град}} = \frac{\text{н} \cdot \text{м}}{\text{кг} \cdot \text{град}} = \frac{\text{дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$$

§ 5. ТЕПЛОЕМКОСТЬ ГАЗА

Основные определения

Для правильного вычисления количества тепла, участвующего в процессе, необходимо знание теплоемкостей, которые служат для характеристики способности тела воспринимать тепло.

Удельной теплоемкостью называется количество тепла, необходимое для нагрева единицы количества вещества на 1 градус. Если в качестве единицы количества вещества взят килограмм, то говорят о массовой теплоемкости.

Массовой (весовой) теплоемкостью c называется количество тепла, необходимое для нагрева одного килограмма вещества на один градус. Измеряется она в $\text{дж}/(\text{кг} \cdot \text{град})$.

В качестве единицы количества газа можно взять также 1 м³ или 1 кмоль, т. е. массу выраженного в килограммах вещества, численно равную его молекулярной массе. В этом случае теплоемкость носит соответственно название объемной и мольной.

Исходя из определения теплоемкости, можно вычислить количество тепла, потребное для нагрева 1 кг вещества от температуры t_1 до температуры t_2 по следующей формуле

$$Q = mc(t_2 - t_1). \quad (1.9)$$

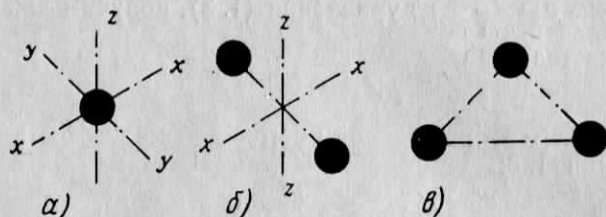
Если масса газа m , то количество тепла, потребное для нагрева:

$$Q = mc(t_2 - t_1). \quad (1.10)$$

Средняя и истинная теплоемкости

Опыт показывает, что теплоемкость двух- и многоатомных газов — величина не постоянная, а переменная, зависящая от температуры и давления (последней зависимостью при относительно высоких давлениях можно пренебречь). Иными словами, для повышения температуры одного килограмма газа на один градус требуется различное количество тепла в зависимости от того, каковы начальная и конечная температуры газа.

Выводы, полученные опытным путем, подтверждаются положе-



Фиг. 1.4. К определению зависимости массовой теплоемкости от температуры.

ниями теории теплоемкости, согласно которой тепло при нагреве расходуется не только на увеличение энергии поступательного и вращательного движения молекул, но также и на увеличение колебательной энергии атомов и на диссоциацию.

Рассмотрим случай нагрева 1 кг газа, находящегося в замкнутом объеме. Вся энергия, сообщаемая газу в форме тепла, пойдет в этом случае на увеличение кинетической энергии поступательного и вращательного движения молекул газа.

Молекула одноатомного газа содержит только один атом (фиг. 1.4,а).

Такая молекула может иметь три независимых движения вдоль трех координатных осей. Эта молекула имеет, следовательно, три степени свободы.

Молекула двухатомного газа состоит из двух атомов (см. фиг. 1.4,б). Такая молекула имеет 5 степеней свободы, так как она не только движется поступательно вдоль осей, но может и вращаться вокруг двух осей z и x , перпендикулярных линии, соединяющей атомы (вращение вокруг самой этой линии не учитывается, ибо энергия вращательного движения вокруг этой оси мала).

Молекула трехатомного газа (а также любого многоатомного газа) имеет 6 степеней свободы: 3 степени поступательного движения и 3 степени вращательного движения. В отличие от двухатомной молекулы в этом случае добавляется вращение каждого треть-

его атома вокруг оси, соединяющей два других атома (см. фиг. 1.4,в).

Согласно закону равномерного распределения энергии по степеням свободы (установленного Максвеллом и Больцманом), если к газу подведена энергия в форме тепла, то эта энергия распределится равномерно между всеми степенями свободы. Следовательно, для нагрева 1 килограмма двухатомного газа, молекулы которого имеют 5 степеней свободы, на 1 градус нужно затратить больше тепла, чем для нагрева 1 килограмма одноатомного газа, молекулы которого имеют 3 степени свободы. Чем больше атомность газа, тем больше его теплоемкость.

При высоких температурах, когда молекулы движутся с особенно большой скоростью, во время столкновения они испытывают сильный удар, вследствие чего атомы, составляющие молекулу, начинают колебаться. Таким образом, в этом случае появляются добавочные колебательные степени свободы.

Кроме этого, при значительном повышении температуры всякий многоатомный газ диссоциирует: часть его молекул разрушается, разбивается на более простые молекулы. При распаде сложной молекулы на более простые увеличивается число степеней свободы, что вызывает увеличение теплоемкости. Нужно еще учесть, что сама реакция диссоциации требует притока тепла, что также увеличивает теплоемкость.

Таким образом, при повышении температуры вследствие появления добавочных степеней свободы теплоемкость газа увеличивается. Например, при 200°C теплоемкость воздуха $c = 1,025 \text{ кдж/(кг} \cdot \text{град)}$ [$0,245 \text{ ккал/(кг} \cdot \text{град)}$], а при 300°C $c = 1,046 \text{ кдж/(кг} \cdot \text{град)}$ [$0,25 \text{ ккал/(кг} \cdot \text{град)}$].

Для двухатомных газов зависимость массовой (весовой) теплоемкости от температуры можно с достаточной точностью представить уравнением

$$c = a + bt,$$

где a — значение теплоемкости при 0° ;

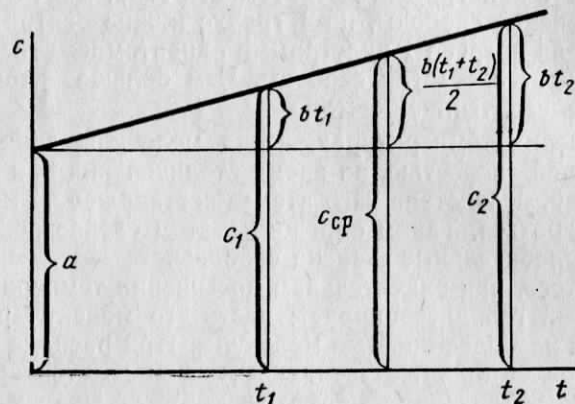
b — коэффициент, показывающий возрастание теплоемкости.

Зависимость массовой (весовой) теплоемкости от температуры изображена на фиг. 1.5. При $t = 0^\circ\text{C}$ теплоемкость изображается отрезком a . При $t = t_1$ теплоемкость $c_1 = a + bt_1$ (повысилась на величину bt_1). При $t = t_2$ теплоемкость $c_2 = a + bt_2$ (повысилась на величину bt_2). Теплоемкость c_2 больше теплоемкости c_1 . При других температурах, находящихся между t_1 и t_2 , теплоемкости будут отличаться и от c_1 и от c_2 .

Для расчетов оказывается удобным ввести понятие средней теплоемкости в интервале температур $\Delta t = t_2 - t_1$. Если при нагреве 1 кг газа подведено тепло q , то средняя теплоемкость определяется выражением

$$c_{\text{ср}} = \frac{q}{t_2 - t_1} \quad (1.11)$$

Таким образом, средняя теплоемкость соответствует конечному изменению температуры.



Фиг. 1.5. Зависимость массовой теплоемкости от температуры.

Средняя теплоемкость зависит от температурного интервала, для которого она подсчитана. Например, в интервале температур от 0°C до 500°C средняя теплоемкость воздуха $c_{\text{ср}} = 1,038 \text{ кдж}/(\text{кг} \cdot \text{град})$ [$0,248 \text{ ккал}/(\text{кг} \cdot \text{град})$], а в интервале от 0°C до 1000°C $c_{\text{ср}} = 1,088 \text{ кдж}/(\text{кг} \cdot \text{град})$ [$0,26 \text{ ккал}/(\text{кг} \cdot \text{град})$].

Пусть в каком-либо процессе средняя теплоемкость

$$c_{\text{ср}} = \frac{\Delta q}{\Delta t}.$$

Если интервал температур Δt делать все меньше и меньше, то средняя теплоемкость будет стремиться к некоторому пределу, являющемуся первой производной от количества тепла по температуре

$$c_{\text{ист}} = \frac{dq}{dt} \quad (1.12)$$

Истинная теплоемкость соответствует бесконечно малому изменению температуры.

Истинная теплоемкость относится не к интервалу температур, как средняя теплоемкость, а к определенной температуре (в данной точке) и, следовательно, зависит от температуры. Например,

для воздуха при 800°C $c_{\text{ист}} = 1,053 \text{ кдж}/(\text{кг} \cdot \text{град})$ [$0,2516 \text{ ккал}/(\text{кг} \cdot \text{град})$], при 1000°C $c_{\text{ист}} = 1,074 \text{ кдж}/(\text{кг} \cdot \text{град})$ [$0,2566 \text{ ккал}/(\text{кг} \cdot \text{град})$].

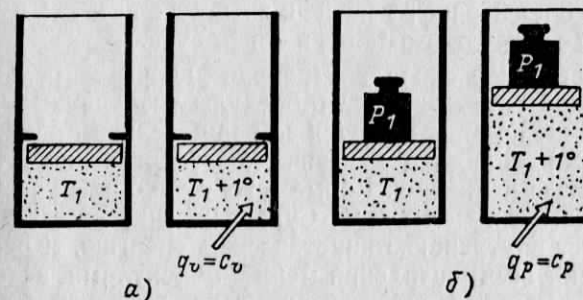
До сих пор мы полагали, что зависимость теплоемкости от температуры носит линейный характер. В действительности эта зависимость более сложна и может быть представлена кривой линией, уравнение которой

$$c = a + bt + et^2 + \dots;$$

a , b и e — постоянные для данного газа коэффициенты.

Изохорная и изобарная теплоемкости

До сих пор при рассмотрении теплоемкости не учитывались условия подвода тепла при нагреве газа. Вместе с тем, в зависимости от условий нагрева требуется различное количество тепла для повышения температуры газа на 1° . Иными словами, теплоемкость газа зависит от условий протекания процесса и для разных процессов теплоемкость оказывается различной.



Фиг. 1.6. Изменение состояния газа при постоянном объеме (а) и постоянном давлении (б).

Наибольший интерес представляют теплоемкости изохорная (при постоянном объеме) и изобарная (при постоянном давлении). Изохорная теплоемкость обозначается через c_v , изобарная — через c_p . Между этими теплоемкостями существует определенная зависимость.

Поместим в двух цилиндрах по одному килограмму одного и того же газа при одинаковой температуре T_1 . Нагреем газ в обоих случаях на 1° , причем в первом случае нагревание будем производить при постоянном объеме (фиг. 1.6, а), а во втором — при постоянном давлении (фиг. 1.6, б). Очевидно, в первом случае будет затрачено тепло q_v , численно равное изохорной теплоемкости c_v , а во втором — тепло q_p , равное изобарной теплоемкости c_p . Нетрудно видеть, что так как во втором случае газ расширился

и произвел работу, тепло должно было быть подведено в большем количестве. Следовательно, изобарная теплоемкость c_p больше изохорной теплоемкости c_v . Связь между ними будет показана в § 2 гл. II.

§ 6. ПЕРВЫЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

Понятие об энергии. Внутренняя энергия

Органическим свойством материи является движение. Движение ни при каких условиях не уничтожается, а может только видоизменяться и передаваться, т. е. одни формы движения могут превращаться в другие.

Характеристика движения (органического свойства материи) носит название энергии.

В термодинамике различают следующие виды энергии: внешнюю и внутреннюю.

В понятие внешней энергии входят: энергия движения тела как целого и энергия положения тела.

Внутренней энергией называется запас энергии внутреннего состояния тела.

Что представляет собой внутренняя энергия реального газа с молекулярной точки зрения? Молекулы газа движутся поступательно и в то же время находятся во вращательном движении. Следовательно, они обладают кинетической энергией поступательного и вращательного движения. Кроме того, нужно еще учесть энергию колебаний атомов в молекулах. Сумма перечисленных видов энергии составляет внутреннюю кинетическую энергию. У реальных газов существуют силы сцепления между молекулами, вследствие чего они обладают внутренней потенциальной энергией. Следовательно, внутренняя энергия реального газа является суммой внутренней кинетической и потенциальной энергий. Обозначается внутренняя энергия буквой u для 1 кг газа и через U — для произвольного количества газа.

Внутренняя энергия идеального газа состоит только из внутренней кинетической энергии (связанной с особой формой движения — неупорядоченным движением молекул), так как молекулы идеального газа не обладают силами сцепления и внутренняя потенциальная энергия такого газа равна нулю.

Кинетическая энергия поступательного и вращательного движений молекул и энергия колебаний атомов в молекулах зависит только от температуры. Поэтому можно сказать, что внутренняя энергия идеального газа зависит только от температуры.

Подсчитывается внутренняя энергия идеальных газов по уравнению

$$u = c_v T. \quad (1.13)$$

Внутренняя энергия измеряется в дж (для произвольного количества газа) и в дж/кг (для 1 килограмма газа).

Важным свойством внутренней энергии является независимость ее изменения от характера процесса. Как бы ни протекал процесс изменения состояния газа, изменение внутренней энергии определяется только начальной и конечной температурой. Следовательно, внутренняя энергия является параметром газа и может в сумме с каким-либо другим параметром определять состояние газа.

Работа и тепло

В результате взаимодействия тела (газа) с окружающей средой (с другими телами) происходит энергетический обмен, при котором происходит перераспределение энергии — энергия окружающей среды переходит к телу и наоборот.

Воздействия окружающей среды на тело могут иметь различный характер: они могут быть механическими, электрическими, тепловыми и т. д. Во всех случаях передачи энергии энергия от одного тела передается другому только в двух единственно возможных формах — в форме работы и в форме тепла. Для передачи энергии в форме работы необходима сила. При этом тело, развивающее силу и производящее работу, отдает энергию другому телу; в свою очередь, тело, к которому приложена сила, получает энергию. Мерой энергии, переданной в этом случае от одного тела к другому, служит количество работы, измеряемое в джоулях.

При передаче энергии в тепловой форме также одно какое-то тело отдает энергию, а другое ее получает. Количество тепла в этом случае является мерой энергии и измеряется также в джоулях.

Вычисление работы газа

Выясним, как подсчитать работу, произведенную газом. Пусть в цилиндре с поршнем заключен 1 кг газа (фиг. 1.7). При подводе тепла q под действием газа поршень, находившийся на расстоянии s от дна цилиндра, передвинулся на бесконечно малое расстояние ds , следовательно, газ совершил работу

$$dl = p f ds,$$

где p — давление газа;

f — площадь поршня.

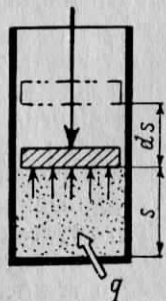
Так как $f ds = dv$, где dv — приращение объема, занятого газом, то бесконечно малая работа $dl = p dv$. Интегрируя полученное выражение, можно получить величину работы газа при расширении его от объема v_1 до v_2 :

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv. \quad (1.14)$$

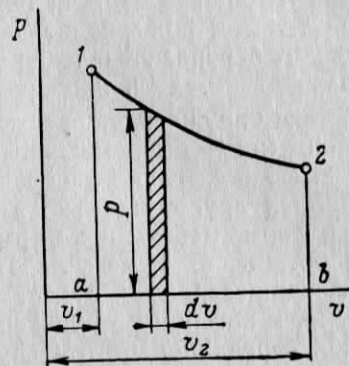
Нужно помнить, что интегрирование возможно только тогда, когда известна зависимость между давлением p и объемом v газа. Уравнение (1.14) записано для 1 кг газа. Для произвольного количества газа уравнение имеет вид

$$L = m \int_{v_1}^{v_2} p dv. \quad (1.14a)$$

Работу газа изображают графически, для чего пользуются прямоугольной системой координат, где по оси абсцисс откладывается



Фиг. 1.7. К определению работы, произведенной газом.



Фиг. 1.8. Графическое изображение работы газа.

удельный объем v , а по оси ординат — давление газа p . Графическое изображение изменения состояния газа в такой системе носит название диаграммы $v-p$.

Пусть кривая 1—2 (фиг. 1.8) изображает зависимость давления газа p от объема v . Тогда заштрихованная площадь представляет собой произведение давления p на изменение объема dv , равно бесконечно малой работе $dl = p dv$.

Вся работа, совершенная газом:

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv.$$

Как известно из математики, $\int_{v_1}^{v_2} p dv$ представляет собой площадь 12ba1. Следовательно, в диаграмме $v-p$ площадь, ограниченная линией процесса, осью абсцисс и крайними ординатами, измеряет в некотором масштабе работу газа. Уравнением (1.14) можно пользоваться как при вычислении работы расширения, так и рабо-

ты сжатия. Нужно только помнить, что при сжатии газа работа получается со знаком минус, так как в этом случае не газ совершает работу, преодолевая внешнее сопротивление, а наоборот, внешние силы производят работу, идущую на сжатие.

Первый закон термодинамики

В природе и технике непрерывно происходят процессы превращения энергии, в результате осуществления которых один вид энергии переходит в другой. Превращения эти подчиняются закону сохранения и превращения энергии. Согласно закону сохранения энергии разные виды энергии могут превращаться один в другой, причем при исчезновении некоторого количества энергии одного вида возникает вполне определенное количество энергии другого вида.

Превращение теплоты в работу и работы в теплоту, которым занимается техническая термодинамика, так же подчиняется этому закону. Превращения тепла в работу и работы в тепло осуществляются в одном и том же, строго постоянном, соотношении (принцип эквивалентности).

Математически это можно записать следующим образом:

$$q = l, \quad (1.15)$$

где q — количество тепла в дж/кг;
 l — работа в дж/кг.

Для произвольного количества газа это выражение имеет вид

$$Q = L, \quad (1.15a)$$

где Q — количество тепла в дж,
 L — работа в дж.

Уравнение первого закона термодинамики

Поместим 1 кг газа в цилиндр с подвижным поршнем и подведем к газу некоторое количество тепла q .

В результате подвода тепла повысится температура газа, увеличится кинетическая энергия поступательного и вращательного движения молекул и энергия колебания атомов. Иначе говоря, увеличится внутренняя энергия на величину

$$\Delta u = u_2 - u_1,$$

где u_1 — значение внутренней энергии до подвода тепла;
 u_2 — значение внутренней энергии после подвода тепла;
 Δu — прирост внутренней энергии.

Внутренняя энергия, как известно, измеряется в джоулях. Следовательно, на изменение внутренней энергии одного килограмма газа израсходовано

$$\Delta u \text{ Дж/кг.}$$

Увеличение кинетической энергии молекул вызовет увеличение числа и силы ударов молекул о поршень, а следовательно, и давления, вследствие чего поршень переместится и газ совершит работу L . На совершение этой работы затрачено $q = \Delta u$ джоулей тепла. Тогда на основании первого закона термодинамики можно написать

$$q - \Delta u = l \text{ или } q = \Delta u + l. \quad (1.16)$$

Полученное уравнение представляет собой аналитическое выражение первого закона термодинамики. Читается оно так: подведенное к газу тепло расходуется на изменение внутренней энергии и на совершение работы расширения.

Уравнение (1.16) записано для 1 кг газа, а для произвольного количества газа оно выглядит так:

$$Q = \Delta U + L. \quad (1.16a)$$

Глава II

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ

§ 1. ПОНЯТИЕ О ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОМ ПРОЦЕССЕ

В тепловых двигателях превращение тепла в работу сопровождается непрерывным изменением состояния газа, т. е. непрерывным изменением его параметров.

Изменение состояния газа, сопровождающееся изменением его параметров, носит название термодинамического процесса.

Для нахождения параметров газа в какой-либо момент процесса можно воспользоваться уравнением состояния газа $pV = RT$. Но пользование этим уравнением возможно только в случае осуществления так называемых равновесных процессов. Можно определить равновесные процессы как такие процессы, которые складываются из последовательных состояний равновесия. Поясним сказанное следующим примером.

Пусть в цилиндре с подвижным поршнем заключен газ, состояние которого характеризуется параметрами p_1 , V_1 и T_1 . Дадим газу возможность расширяться, уменьшив на бесконечно малую величину нагрузку на поршень. При этом процесс будет протекать на-

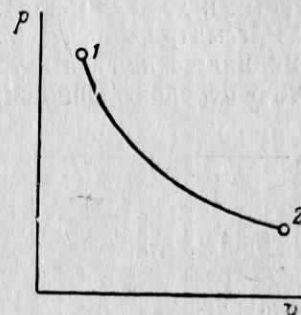
столько медленно, что изменение давления успеет распространиться на весь объем газа. Очевидно, поршень должен при этом двигаться без трения. Кроме этого, необходимо, чтобы температура в каждый момент процесса во всех частях объема была одинаковой. Это условие может быть выполнено тогда, когда температура газа в любой момент равна температуре окружающей среды (или отклоняется от нее на бесконечно малую величину). Только при выполнении указанных условий (отсутствие трения, равенство температур и давлений газа и окружающей среды) термодинамические процессы будут равновесными.

Особенность равновесных процессов заключается в том, что они являются в то же время обратимыми процессами. Это значит, что в любой момент процесса газ можно возвратить в исходное состояние, причем газ при этом будет проходить в обратном порядке через прежние состояния. Если прямой процесс изображается в диаграмме p — V кривой 1—2, то обратный процесс изобразится кривой 2—1, причем обе кривые совпадут всеми своими точками (фиг. 1.9).

В реальных условиях равновесные и обратимые процессы не могут быть осуществлены хотя бы потому, что невозможно избавиться от трения. Процессы сжатия воздуха в компрессоре и расширения газа в турбине являются необратимыми. Но термодинамика занимается изучением равновесных и обратимых процессов; только обратимые процессы можно наглядно изображать графически. Кроме этого, уравнение Клапейрона можно применять только к обратимым и равновесным процессам. Выводы, полученные при исследовании обратимых процессов, можно во многих случаях с достаточным приближением распространять на реальные процессы.

При изменении состояния газа параметры газа могут меняться произвольным образом (конечно, при условии, что будет удовлетворяться уравнение Клапейрона $pV = RT$). Из множества возможных процессов мы выбираем для анализа вначале простейшие процессы, а именно такие, при протекании которых остается постоянным какой-либо из параметров ($V = \text{const}$, $p = \text{const}$, $T = \text{const}$).

Необходимо рассмотреть также процесс, при протекании которого газ не получает и не отдает тепло. Многие реальные процессы в реактивных и поршневых двигателях протекают в условиях, достаточно близких к тем, в которых остается постоянным какой-либо из параметров. Наконец, необходимо рассмотреть и процесс, называемый политропным, который дает возможность изучить и такие процессы, которые нельзя свести к четырем простейшим.



Фиг. 1.9. Графическое изображение равновесного и обратимого процесса.

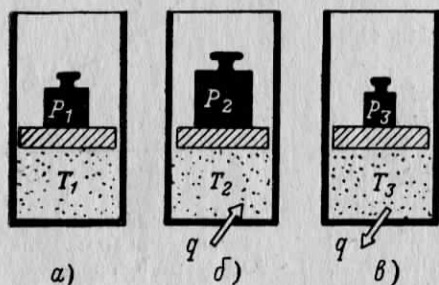
Основные термодинамические процессы устанавливают закономерность изменения параметров газа и особенности превращения энергии в основных элементах газотурбинных двигателей, а также в камерах сгорания, соплах, редукторах давления, газовых коммуникациях жидкостных ракетных двигателей.

При исследовании термодинамических процессов нас интересует вычисление механической работы, совершенной газом, соотношение параметров газа в процессе, величина тепла, отданного или полученного газом, и изменение внутренней энергии в процессе.

§ 2. ИЗОХОРНЫЙ ПРОЦЕСС

Изохорным называется процесс, осуществляемый при постоянном объеме (по-гречески *изос* — равный и *хора* — место).

Рассмотрим протекание изохорного процесса, для чего поместим в цилиндр 1 кг газа и уравновесим его давление нагрузкой на свободно передвигающийся поршень (фиг. 1.10, а). Подведем к газу некоторое количество тепла q (см. фиг. 1.10, б). Тогда газ вследствие повышения температуры будет стремиться расшириться; для сохранения постоянного объема необходимо увеличивать нагрузку на поршень. При повышении температуры увеличивается средняя скорость движения молекул, а следовательно, и число ударов молекул о поршень в единицу времени. Иными словами, увеличи-



Фиг. 1.10. Протекание изохорного процесса.

вается давление, которое согласно молекулярно-кинетической теории есть результат ударов молекул. Поэтому мы и повышаем нагрузку на поршень, причем в такой мере, чтобы компенсировать увеличение давления (увеличение числа ударов). Таким образом, при подводе к газу тепла происходит повышение давления и температуры.

Если, наоборот, производить отвод тепла q от газа (см. фиг. 1.10, в), то вследствие падения температуры, а следовательно, и скорости движения молекул, давление газа в цилиндре будет уменьшаться. Для сохранения постоянного объема, для компенсации уменьшающегося числа ударов в единицу времени нужно уменьшить нагрузку на поршень.

$v = \text{const}$ — уравнение изохорного процесса.

В диаграмме $v-p$ (фиг. 1.11) изохорный процесс изображается вертикальными линиями 1—2 и 2—1, причем линия 1—2 относит-

ся к случаю подвода тепла к газу, линия 2—1 — к случаю отвода тепла от газа. Указанные линии носят название изохор.

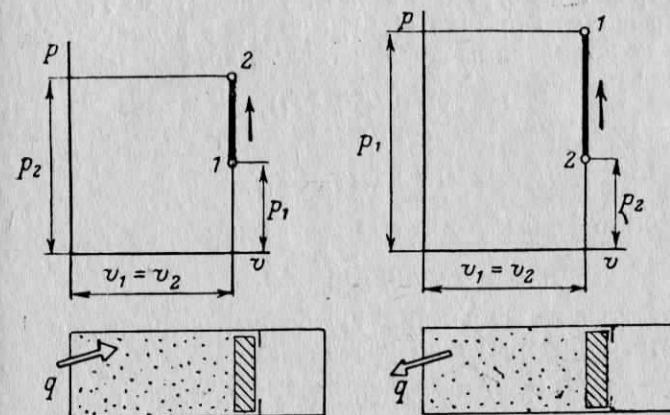
Соотношение параметров газа в изохорном процессе может быть найдено следующим образом.

Начальное состояние газа (точка 1) характеризуется уравнением

$$p_1 v = RT_1,$$

конечное состояние (точка 2) —

$$p_2 v = RT_2.$$



Фиг. 1.11. Графическое изображение изохорных процессов.

Разделив почленно второе выражение на первое, получаем

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2}{T_1}, \quad (1.17)$$

откуда видно, что в изохорном процессе изменение давления газа пропорционально изменению абсолютной температуры.

Для ответа на вопрос, как распределится тепло, сообщенное газу в изохорном процессе, применим уравнение первого закона термодинамики:

$$q = \Delta u + l.$$

Работа газа в изохорном процессе равна нулю. В самом деле, для производства механической работы необходимо наличие силы и пути. Очевидно, при неподвижном поршне путь равен нулю и работа $l = 0$. Это же видно из фиг. 1.11.

Так как изохора — прямая, параллельная оси ординат, то площадь, соответствующая работе, равна нулю.

Таким образом, при $l=0$ уравнение первого закона имеет вид

$$\Delta q = \Delta u \text{ или} \\ q = u_2 - u_1. \quad (1.18)$$

Из уравнения (1.18) следует, что подводимое к газу тепло расходуется целиком на увеличение внутренней энергии, вследствие чего температура газа повышается. Соответственно, отвод тепла от газа будет сопровождаться уменьшением внутренней энергии и температуры.

Количество тепла, участвующее в изохорном процессе и пошедшее на нагрев 1 килограмма газа от температуры T_1 до T_2 , определится по общей формуле (1.9), в которой в данном случае должна быть подставлена изохорная теплоемкость

$$q = c_v(T_2 - T_1), \quad (1.19)$$

а для m килограммов газа

$$Q = c_v m(T_2 - T_1). \quad (1.19a)$$

Выше было показано, что для изохорного процесса

$$q = u_2 - u_1 = \Delta u.$$

Отсюда, подсчет изменения внутренней энергии для 1 кг газа может быть осуществлен по уравнению

$$\Delta u = u_2 - u_1 = c_v(T_2 - T_1), \quad (1.20)$$

или для любого количества газа

$$\Delta U = U_2 - U_1 = mc_v(T_2 - T_1). \quad (1.20a)$$

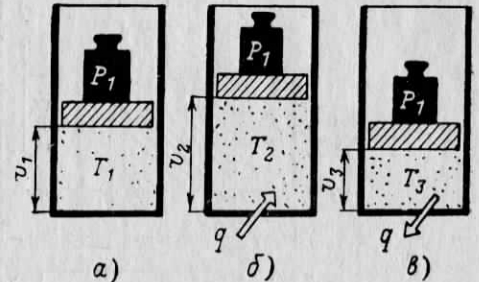
Полученные формулы верны не только для изохорного, но и для любого процесса с идеальным газом. Это объясняется тем, что, как известно, внутренняя энергия идеального газа зависит только от температуры и не зависит от давления и объема. Как бы не менялись давление и объем в различных процессах, но если температура изменилась от T_1 до T_2 , то изменение внутренней энергии во всех этих процессах будет одним и тем же. Таким образом, если в каком-либо процессе температура газа изменилась от T_1 до T_2 , то на изменение внутренней энергии в этом процессе затрачено такое же количество тепла, какое затрачивается в изохорном процессе, происходящем между теми же температурами T_1 и T_2 . Следовательно, формулами (1.20) и (1.20a) можно пользоваться для подсчета изменения внутренней энергии в любом процессе.

§ 3. ИЗОБАРНЫЙ ПРОЦЕСС

Изобарным называется процесс, осуществляемый при постоянном давлении (по-гречески *изос* — равный, *барос* — тяжесть, вес).

Рассмотрим протекание изобарного процесса. Поместим в цилиндр с подвижным поршнем 1 кг газа, причем давление газа p_1 уравновесим постоянной внешней нагрузкой (фиг. 1.12, а) и подведем к газу тепло q . При подводе тепла газ расширится, объем и температура его увеличатся, а давление останется постоянным (см. фиг. 1.12, б).

Указанное явление легко объяснимо с точки зрения молекулярно-кинетической теории. При подводе тепла повышается скорость молекул и увеличивается число ударов о стенку и поршень в единицу времени. При этом незакрепленный поршень переместится, ибо постоянная внешняя нагрузка не противодействует учащенным ударам молекул. Вследствие происшедшего расширения (увеличения объема) уменьшится число молекул в единице объема (при увеличении их скорости). Следовательно, увеличится частота ударов молекул одновременно с уменьшением их числа. Поэтому останется неизменным число ударов молекул в единицу времени, а следовательно, останется неизменным и давление.



Фиг. 1.12. Протекание изобарного процесса.

В случае сжатия газа (см. фиг. 1.12, в) при отводе тепла скорость движения молекул понижается. Поэтому уменьшается число ударов молекул в единицу времени; поршень под действием внешней нагрузки опустится, объем и температура газа уменьшатся. Давление в этом процессе также останется постоянным, так как уменьшится число ударов молекул в единицу времени при увеличении числа молекул в единице объема.

В диаграмме $v-p$ изобарный процесс изображается прямыми, параллельными оси абсцисс (фиг. 1.13). Указанные линии называются изобарами.

$p = \text{const}$ — уравнение изобарного процесса.

Для определения соотношения параметров газа в изобарном процессе запишем уравнение Клапейрона для начального и конечного состояний:

для начального состояния (точка 1)

$$p_1 v_1 = RT_1;$$

для конечного (точка 2)

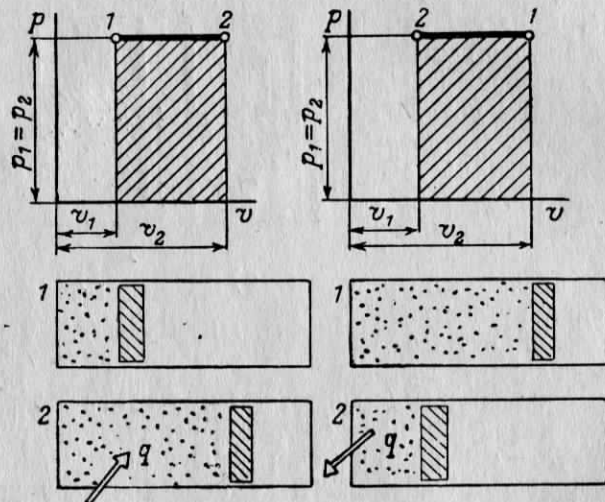
$$p_2 v_2 = RT_2.$$

Разделив почленно уравнения и произведя сокращения, получаем

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2}{T_1}. \quad (1.21)$$

Из полученной формулы следует: в изобарном процессе изменение удельного объема газа прямо пропорционально изменению абсолютной температуры.

Работа газа в изобарном процессе может быть подсчитана по общему уравнению (1.14), которое для изобарного процесса при-



Фиг. 1.13. Графическое изображение изобарных процессов.

нимает весьма простой вид. В этом случае p , как постоянную величину, можно вынести за знак интеграла.

Тогда

$$l = p \int_{v_1}^{v_2} dv \quad \text{и} \quad l = p(v_2 - v_1) \quad (1.22)$$

или

$$l = R(T_2 - T_1). \quad (1.23)$$

Для произвольного количества газа

$$L = mp(v_2 - v_1) \quad (1.22a)$$

или

$$L = mR(T_2 - T_1). \quad (1.23a)$$

На фиг. 1.13 работа газа в изобарном процессе изображается заштрихованными площадями.

Из уравнения для работы газа в изобарном процессе

$$L = mR(T_2 - T_1)$$

определим значение газовой постоянной

$$R = \frac{L}{m(T_2 - T_1)}.$$

При $m = 1$ кг и $(T_2 - T_1) = 1^\circ \text{C}$ работа L будет равна R .

Из уравнения следует, что газовая постоянная — работа, совершаемая одним килограммом газа в изобарном процессе расширения при нагреве на один градус.

Применяя уравнение первого закона термодинамики $q = \Delta u + l$ к изобарному процессу, можно выяснить распределение тепла в процессе. Подставляя в уравнение значения слагаемых правой части, получаем

$$q = c_v(T_2 - T_1) + R(T_2 - T_1). \quad (1.24)$$

Записанное уравнение справедливо для 1 кг газа. Для любого количества газа уравнение имеет вид

$$Q = mc_v(T_2 - T_1) + mR(T_2 - T_1). \quad (1.24a)$$

Из уравнений следует, что в изобарном процессе тепло расходуется на изменение внутренней энергии и на совершение работы. На совершение работы расходуется $2/7$, а на изменение внутренней энергии $5/7$ подведенного тепла.

Тепло, сообщаемое газу в процессе нагрева одного килограмма газа от температуры T_1 до T_2 при постоянном давлении, может быть подсчитано по общему уравнению (1.9), которое в данном случае должна быть подставлена изобарная теплоемкость

$$q = c_p(T_2 - T_1), \quad (1.25)$$

а для m килограммов газа

$$Q = mc_p(T_2 - T_1). \quad (1.25a)$$

Подставим в уравнение первого закона термодинамики значение тепла из уравнения (1.25)

$$c_p(T_2 - T_1) = c_v(T_2 - T_1) + R(T_2 - T_1).$$

Сокращая на $(T_2 - T_1)$, получаем формулу

$$c_p = c_v + R. \quad (1.26)$$

Из уравнения можно сделать вывод, что изобарная теплоемкость больше изохорной теплоемкости на количество тепла, численно равное газовой

постоянной. Уравнение (1.26) носит название уравнения Майера (получено Р. Майером в 1842 г.).

Полученный вывод может быть истолкован следующим образом. В изохорном процессе при нагреве 1 кг газа на один градус тепло расходуется только на изменение внутренней энергии, в изобарном процессе, кроме того, и на совершение работы, равной газовой постоянной. Поскольку в обоих процессах на изменение внутренней энергии расходуется одно и то же количество тепла (в обоих случаях газ нагревается на один градус), то изобарная теплоемкость c_p больше изохорной теплоемкости c_v на количество тепла, численно равное газовой постоянной.

Рассмотрение изобарного процесса дает возможность вычислить новый параметр состояния, играющий большую роль в термодинамике, а также в теории реактивных двигателей.

Рассмотрим сумму внутренней энергии и произведения давления на удельный объем газа

$$u + pv.$$

Все величины, входящие в выражение, — параметры состояния, поэтому и сумма их также является параметром состояния. Этот параметр обозначается через i и называется энтальпией или тепло-содержанием. Размерность энтальпии — *джоуль*.

Итак, энтальпия

$$i = u + pv. \quad (1.27)$$

Выразим в формуле (1.27) внутреннюю энергию как произведение $c_v T$, а pv (из уравнения Клапейрона) — через RT :

$$i = u + pv = c_v T + RT = (c_v + R) T.$$

Из уравнения 1.26 известно, что $c_v + R = c_p$, тогда

$$i = c_p T. \quad (1.28)$$

Следовательно, энтальпия идеального газа численно равна количеству тепла, потребному для нагрева 1 кг газа от 0 до $T^\circ \text{К}$ при постоянном давлении.

Используя выражение (1.28) энтальпии, можно следующим образом записать выражение (1.25) для количества тепла, сообщаемому 1 кг газа в изобарном процессе

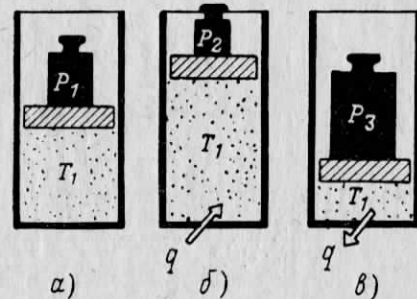
$$q = c_p T_2 - c_p T_1 = i_2 - i_1 \quad (1.29)$$

Отсюда следует, что тепло, сообщенное газу в изобарном процессе, равно разности энтальпий конечного и начального состояний газа.

§ 4. ИЗОТЕРМИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС

Изотермическим называется процесс, происходящий при постоянной температуре (по-гречески *изос* — равный, *терме* — жар, теплота).

Для рассмотрения протекания изотермического процесса поместим 1 кг газа в цилиндр и уравновесим давление p_1 газа внешней нагрузкой (фиг. 1.14, а). Если постепенно уменьшать нагрузку на поршень, то давление газа вызовет перемещение (подъем) поршня до тех пор, пока давление газа не уравновесится внешней нагрузкой. Поскольку тепло при этом не подводилось, перемещение поршня могло произойти только лишь за счет израсходования некоторой части кинетической энергии молекул, что должно сопровождаться уменьшением температуры. Следовательно, для того, чтобы сохранить постоянную температуру, нужно к газу подвести тепло в количестве, достаточном для компенсации убыли энергии молекул (см. фиг. 1.14, б). Таким образом, изотермический процесс расширения должен сопровождаться подводом тепла. При этом давление газа будет уменьшаться, а удельный объем увеличиваться.



Фиг. 1.14. Протекание изотермического процесса.

Процесс изотермического сжатия можно осуществить путем увеличения нагрузки на поршень при одновременном отводе определенного количества тепла (см. фиг. 1.14, в). При этом давление газа будет возрастать, а удельный объем уменьшаться.

В диаграмме $v-p$ график изотермического процесса (изотерма) изображается равнобокой гиперболой (фиг. 1.15).

$pv = \text{const}$ — уравнение изотермического процесса (аналитическое выражение закона Бойля—Мариотта).

Следовательно,

$$p_1 v_1 = p_2 v_2 \quad \text{или} \quad \frac{p_2}{p_1} = \frac{v_1}{v_2}. \quad (1.30)$$

Отсюда следует, что в изотермическом процессе изменение давления газа обратно пропорционально изменению удельного объема.

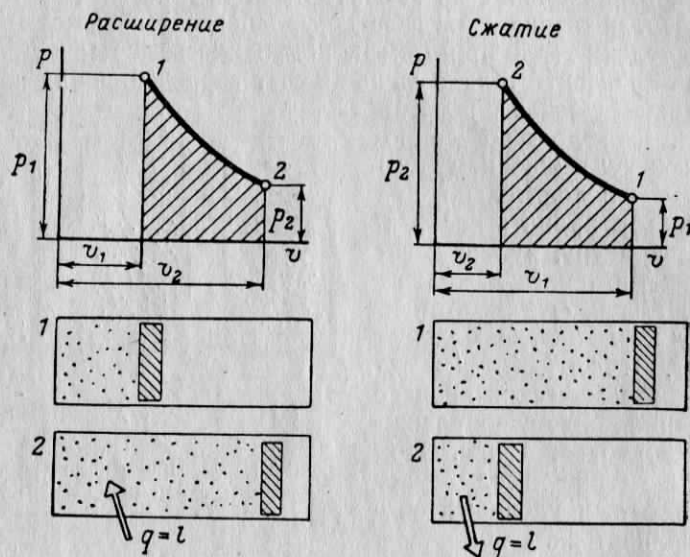
Работа газа в изотермическом процессе может быть определена по общему уравнению (1.14):

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv.$$

Для того, чтобы воспользоваться этим уравнением, нужно знать, как в данном процессе изменяется давление в зависимости от удельного объема.

Удельный объем и давление газа связаны уравнением Клапейрона $p\nu = RT$, откуда

$$p = \frac{RT}{\nu}.$$



Фиг. 1.15. Графическое изображение изотермических процессов.

Подставим это выражение в уравнение (1.14), произведем ряд преобразований и окончательно получим:

$$l = 2,303 RT \lg \frac{\nu_2}{\nu_1}; \quad (1.31)$$

$$l = 2,303 RT \lg \frac{p_1}{p_2}. \quad (1.31a)$$

Уравнения справедливы для 1 кг газа. При определении работы любого количества газа нужно умножить правую часть уравнения на m . Например:

$$L = 2,303 m RT \lg \frac{p_1}{p_2}.$$

Изотермический процесс является процессом, происходящим при постоянной внутренней энергии. В самом деле, изменение внутренней энергии подсчитывают по формуле

$$\Delta u = c_v (T_2 - T_1).$$

Так как $T_2 = T_1$, то изменение внутренней энергии $\Delta u = 0$.

Тогда уравнение 1-го закона термодинамики в данном случае имеет вид

$$q = l. \quad (1.32)$$

Следовательно, все тепло, сообщаемое газу в процессе расширения, расходуется на производство механической работы; работа, затраченная на изотермическое сжатие, требует отвода от газа соответствующего количества тепла.

§ 5. АДИАБАТНЫЙ ПРОЦЕСС

Адиабатным называется процесс, при котором газ не получает и не отдает теплоту (по-гречески α — не, *диабатос* — переходить).

В чистом виде адиабатный процесс можно осуществить только в том случае, если газ изолирован в тепловом отношении от окружающих тел, например, помещен в цилиндр с идеальной теплоизоляцией. Хотя абсолютно теплонепроницаемых материалов не существует и такой процесс в чистом виде не осуществим, выводы, получаемые при рассмотрении адиабатного процесса, практически справедливы для процессов достаточно близких к адиабатному.

Вопрос о том, насколько близок процесс к адиабатному, решается в каждом отдельном случае. Считают термодинамический процесс адиабатным, если мало время соприкосновения газа со стенками, вследствие чего количество отданного или полученного тепла будет небольшим. Например, можно считать адиабатным процесс течения газа в каналах газовых турбин, где скорости достигают величин порядка сотен метров в секунду (500—600 м/сек). Ввиду малого времени соприкосновения струи газа со стенками канала отдача тепла незначительно влияет на характер процесса.

Поместим в цилиндр с идеальной теплоизоляцией 1 кг газа и уравновесим его давление p_1 внешней нагрузкой (фиг. 1.16, а). Будем уменьшать внешнюю нагрузку, давая тем самым газу возможность расширяться, передвигая поршень и совершая работу (см. фиг. 1.16, б). Внешняя работа (подъем поршня) совершается при этом за счет израсходования внутренней энергии газа. Вследствие того, что тепло в процессе к газу не подводится, температура газа уменьшается. Таким образом, в адиабатном процессе расширения объем газа увеличивается, а давление и температура уменьшаются.

Если увеличивать внешнюю нагрузку, то поршень опустится, объем газа уменьшится, а давление возрастет (пока давление газа не уравновесится большей внешней нагрузкой) и произойдет сжатие газа. Так как при этом тепло от газа не отводилось, то температура и внутренняя энергия газа также возрастут. Следовательно, в адиабатном процессе сжатия объем газа уменьшается, а давление и температура увеличиваются (см. фиг. 1.16, в).

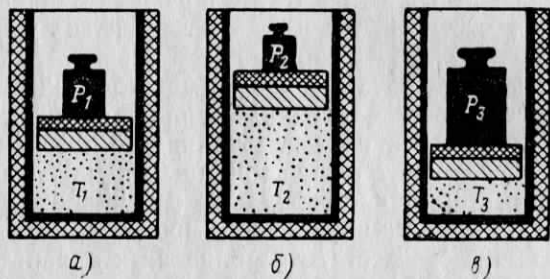
Выведем уравнение адиабатного изменения состояния газа. Уравнение 1-го закона термодинамики $dq = du + dl$ для адиабатного процесса, когда $dq = 0$, записывается следующим образом:

$$du + dl = 0 \text{ или } c_v dT + p dv = 0.$$

Продифференцировав уравнение и произведя преобразования, получаем

$$\frac{c_p}{c_v} p dv + v dp = 0 \text{ или } k \frac{dv}{v} + \frac{dp}{p} = 0.$$

Отношение $\frac{c_p}{c_v}$ есть k — показатель адиабаты.



Фиг. 1.16. Протекание адиабатного процесса.

Так как c_p и c_v зависят от температуры, то и k зависит от температуры. В величине показателя адиабаты проявляются физические свойства газа. При температуре 273° K [0° C] показатель адиабаты для воздуха и других двухатомных газов почти одинаков и равен 1,40. Если не учитывать влияния температуры на показатель адиабаты и считать k постоянной величиной, уравнение $k \frac{dv}{v} + \frac{dp}{p} = 0$ можно просто интегрировать. Итак, при $k = \text{const}$ имеем

$$k \ln v + \ln p = \text{const} \text{ и окончательно } pv^k = \text{const}. \quad (1.33)$$

В диаграмме $v-p$ адиабатный процесс изображается неравнобочной гиперболой (фиг. 1.17), отнесенной к асимптотам, как к осям координат. Кривая, изображающая адиабатный процесс, называется адиабатой. Уравнение адиабаты, как выяснено, $pv^k = \text{const}$. Чем больше показатель адиабаты k , тем круче расположена адиабата.

Запишем уравнение адиабаты для начального и конечного состояний газа

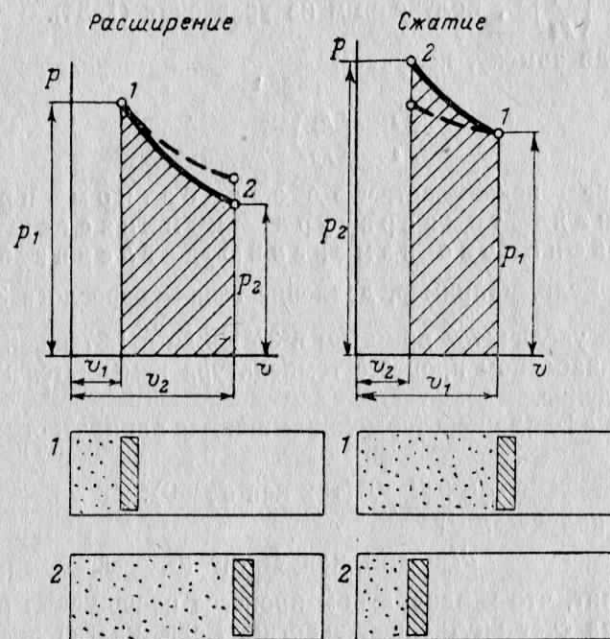
$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k,$$

откуда

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^k. \quad (1.34)$$

Из уравнения следует, что в адиабатном процессе давление газа изменяется обратно пропорционально изменению удельного объема в степени k . Например, если удельный объем газа увеличивается в 3 раза, то давление при этом уменьшается в $3^{1.4}$ или в 4,66 раза. Таким образом в адиабатном процессе давление изменяется более резко, чем удельный объем.

Зависимость между температурой и удельным объемом можно



Фиг. 1.17. Графическое изображение адиабатных процессов.

найти, если из уравнения Клапейрона $pv = RT$ определить p и подставить его значение в уравнение адиабаты $pv^k = \text{const}$.

Тогда

$$\frac{RT}{v} v^k = \text{const}.$$

После преобразования получаем $Tv^{k-1} = \text{const}$ или $T_1 v_1^{k-1} = T_2 v_2^{k-1}$.

Окончательно

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{k-1}. \quad (1.35)$$

Из уравнения можно сделать вывод, что в адиабатном процессе абсолютная температура газа изме-

няется обратно пропорционально изменению удельного объема в степени $k-1$. Например, если удельный объем газа увеличится в 3 раза, то температура при этом уменьшится в $3^{0,4}$ или в 1,57 раза. Таким образом, в адиабатном процессе температура газа изменяется менее резко, чем удельный объем.

Наконец, в уравнении (1.35) заменим отношение $\frac{v_2}{v_1}$ равным ему отношением $\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{1/k}$, полученным из уравнения (1.34).

Произведя замену, получаем

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (1.36)$$

Уравнение показывает, что в адиабатном процессе абсолютная температура изменяется прямо пропорционально изменению давления в степени $\frac{k-1}{k}$. Если, например, давление газа возросло в 3 раза, то температура увеличится при этом в $3^{0,285}$ или в 1,37 раза. Следовательно, в адиабатном процессе температура изменяется менее резко, чем давление.

Уравнение 1-го закона термодинамики для адиабатного процесса имеет вид

$$du + dl = 0 \quad (\text{так как } dq = 0).$$

Отсюда получаем

$$dl = -du \quad \text{или} \quad l = u_1 - u_2. \quad (1.37)$$

Это значит, что в адиабатном процессе расширения работа совершается за счет внутренней энергии. Если же газ подвергается адиабатному сжатию, то затраченная на сжатие работа увеличивает запас внутренней энергии газа.

Работа газа в адиабатном процессе может быть найдена из следующих соображений. Как установлено, работа в процессе расширения совершается за счет внутренней энергии

$$l = u_1 - u_2 = c_v(T_1 - T_2).$$

Отсюда работа газа

$$l = c_v(T_1 - T_2).$$

Разделив обе части уравнения Майера $c_p - c_v = R$ на c_v , имеем

$$\frac{c_p - c_v}{c_v} = \frac{R}{c_v}.$$

Помня, что $\frac{c_p}{c_v} = k$, получаем

$$k - 1 = \frac{R}{c_v} \quad \text{и} \quad c_v = \frac{1}{k-1} R.$$

Подставляя значение c_v , получаем

$$l = \frac{1}{k-1} R(T_1 - T_2), \quad (1.38)$$

или (после замены RT через $p v$)

$$l = \frac{1}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2). \quad (1.38a)$$

Уравнению для определения работы газа можно придать и иной вид. Вынося за скобки T_1 и заменяя $\frac{T_2}{T_1}$ через $\left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1}$ или через

$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$, получаем

$$l = \frac{1}{k-1} R T_1 \left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} \right], \quad (1.39)$$

или

$$l = \frac{1}{k-1} R T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (1.39a)$$

Двумя последними уравнениями пользуются особенно часто при вычислении адиабатной работы расширения газа.

Работа, затраченная при адиабатном сжатии газа, определяется по тем же уравнениям, что и работа расширения. Нужно учесть, что работа при этом получается со знаком минус.

Все уравнения справедливы для одного килограмма газа. Для вычисления работы при произвольном количестве газа правую часть уравнений нужно помножить на массу газа m .

Линия адиабаты проходит круче линии изотермы. В самом деле, в адиабатном процессе работа расширения получается только за счет уменьшения внутренней энергии, поэтому в этом процессе давление падает в большей степени, чем в изотермическом, где расход внутренней энергии компенсируется за счет подвода тепла. Наоборот, в процессе адиабатного сжатия работа сжатия повышает запас внутренней энергии газа и способствует более резкому повышению давления, чем в изотермическом процессе, где тепло отводится от газа. Взаимное расположение изотермы и адиабаты показано на фиг. 1.17, где изотермы — пунктирные линии.

§ 6. ПОЛИТРОПНЫЙ ПРОЦЕСС

Термодинамические процессы, протекающие в различных элементах тепловых двигателей (в цилиндрах поршневых двигателей, в компрессорах и турбинах турбореактивных двигателей) отличаются от рассмотренных простейших процессов и занимают промежуточное положение между ними. Если в адиабатном процессе предполагается отсутствие теплообмена между газом и внешней средой, то

в реальных процессах к газу подводится или от газа отводится тепло, причем в самых различных количествах. Отсюда и существующая многочисленность различных случаев теплообмена между газом и внешней средой. Все эти многочисленные процессы объединены общим названием политропных (по-гречески *поли* — много, *тропос* — путь, направление, так что политропный процесс — «многообразный», «многопутный»).

Каждый отдельный процесс характеризуется присущим ему превращением энергии, осуществляемым по определенному закону. Например, если на совершение работы затрачивается $1/3$ подводимого тепла, то на изменение внутренней энергии — $2/3$, причем такое соотношение будет сохраняться, пока будет совершаться процесс. Поэтому можно определить политропные процессы как такие процессы, при осуществлении которых превращение энергии подчиняется определенному закону.

Если обозначить отношение совершенной газом работы к подведенному теплу через ϕ , т. е. $\phi = \frac{l}{q}$ то величина ϕ может служить характеристикой политропного процесса.

Для вывода уравнения политропного процесса воспользуемся уравнением 1-го закона термодинамики:

$$dq = du + dl.$$

С другой стороны, $dq = cdT$, где c — теплоемкость газа в политропном процессе.

Из уравнения состояния газа $p dv + v dp = R dT$ исключим $dT = \frac{1}{R} (p dv + v dp)$ и подставим его в уравнение 1-го закона.

Произведя ряд преобразований, получаем

$$\frac{c - c_p}{c - c_v} p dv + v dp = 0.$$

Коэффициент $\frac{c - c_p}{c - c_v}$ обозначается через n и называется показателем политропы. Показатель политропы может иметь любые частные значения — положительные (от 0 до $+\infty$) и отрицательные (от 0 до $-\infty$). Для каждого процесса этот показатель различен. Заменяя в уравнении $\frac{c - c_p}{c - c_v}$ через n и интегрируя (считая $n = \text{const}$), получаем

$$pv^n = \text{const}. \quad (1.40)$$

Это и есть уравнение политропных процессов.

Уравнение политропного процесса совпадает по форме с уравнением адиабатного процесса. Поэтому все выводы, с помощью которых были получены формулы соотношения параметров в адиабатном процессе, могут быть перенесены на политропный процесс с заменой показателя k показателем n .

Итак, заменяя в формулах k на n , получаем:

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^n; \quad (1.41)$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{n-1}; \quad (1.42)$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{n-1}{n}}. \quad (1.43)$$

Выражения для работы получаются аналогично из соответствующих формул адиабатного процесса с заменой k на n :

$$l = \frac{1}{n-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2); \quad (1.44)$$

$$l = \frac{1}{n-1} R (T_1 - T_2); \quad (1.44a)$$

$$l = \frac{1}{n-1} R T_1 \left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{n-1} \right]; \quad (1.45)$$

$$l = \frac{1}{n-1} R T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]. \quad (1.45a)$$

Изложенные ранее простейшие случаи изменения состояния газа можно рассматривать как частные случаи политропного изменения состояния. Иными словами, при некоторых частных значениях показателя политропы n уравнение $pv^n = \text{const}$ превращается в известные уравнения простейших термодинамических процессов.

Действительно, уравнение политропы $pv^n = \text{const}$ при $n=0$ принимает вид

$$p = \text{const} \text{ (уравнение изобары)}.$$

Следовательно, изобара есть частный случай политропы при $n=0$.

Полагая в уравнении политропы $n=1$, получаем

$$pv = \text{const} \text{ (уравнение изотермы)}.$$

При $n=k$ уравнение политропы $pv^n = \text{const}$ принимает вид

$$pv^k = \text{const},$$

из чего следует, что адиабата есть также частный случай политропы при $n=k$.

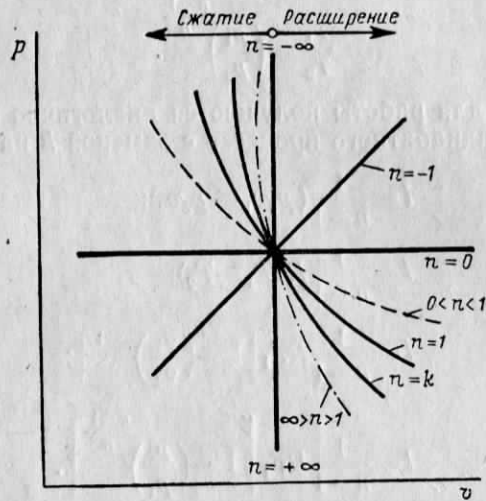
Наконец, извлекая из обеих частей уравнения политропы корень n -й степени, получаем

$$p^{\frac{1}{n}} v = \text{const}.$$

При n , стремящемся к $\pm\infty$, $\frac{1}{n}$ стремится к нулю, и уравнение принимает вид

$$v = \text{const} \text{ (уравнение изохоры).}$$

Следовательно, изохора есть также частный случай политропы при $n = \pm\infty$.



Фиг. 1.18. Графическое изображение политропных процессов.

Таким образом, уравнение $pv^n = \text{const}$ является универсальным уравнением, справедливым для любых случаев изменения состояния газа.

Показатель политропы n является характеристикой процессов. От величины его также зависит и конфигурация политропы в диаграмме $v-p$.

Политропные процессы в диаграмме $v-p$ изображены на фиг. 1.18, где показаны четыре основные (и промежуточные между ними) процесса. При n , равном нулю и ∞ , политропы — прямые линии. При $\infty > n > 0$ политропа имеет гиперболический характер (изотерма $n=1$, адиабата $n=k$). При $0 > n > -\infty$ политропы — кривые, проходящие через начало координат. При $n=-1$ политропа — прямая линия. Крутизна кривой зависит от показателя n . Чем больше n , тем больше крутизна кривой.

ВТОРОЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

§ 1. ПОНЯТИЕ О КРУГОВЫХ ПРОЦЕССАХ (ЦИКЛАХ)

Назначение теплового двигателя — получение работы за счет использования тепла. Как известно, работа совершается газом только при расширении. Для того чтобы двигатель действовал продолжительное время, процесс расширения необходимо постоянно повторять. Постоянное повторение процесса расширения требует постоянного возвращения газа в начальное состояние, а это, в свою очередь, требует осуществления вслед за процессом расширения процесса сжатия.

Рассмотрим указанный процесс в диаграмме $v-p$ (фиг. 1.19).

Пусть процесс расширения газа изображается кривой abc . При этом получаемая при расширении газа работа изображается площадью $abcnma$. Для того чтобы мог осуществиться следующий процесс расширения, рабочее тело (газ) должно вернуться в первоначальное состояние (точка a). Для этого необходимо сжать газ.

Сжатие может осуществляться различными путями и может изображаться кривыми cea , cba или cda . Нетрудно видеть, что осуществление сжатия по первому (cea) и второму (cba) пути нецелесообразно, так как затрачиваемая на сжатие работа в первом случае (изображается площадью $aecnma$) больше, а во втором (изображается площадью $abcnma$) — равна получаемой работе при расширении. Единственно целесообразен третий путь — осуществление сжатия по кривой cda , когда на сжатие затрачивается работа (изображаемая площадью $adcnma$) меньшая, чем работа, полученная при расширении.

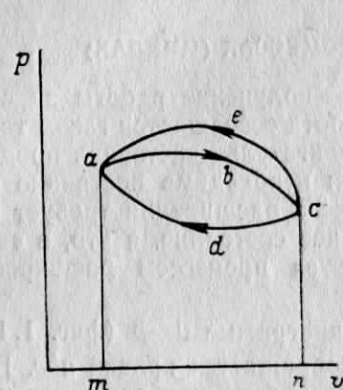
В результате совершения процессов расширения и сжатия получается полезная работа, соответствующая разности площадей: $abcnma - adcnma = abcd$.

Указанная площадь в известном масштабе изображает полезную работу $abcd$ в процессе.

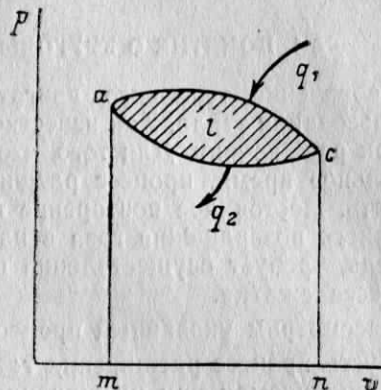
В результате осуществления этого процесса газ, выйдя из точки a (изображающей состояние газа в начале процесса), попеременно расширяясь и сжимаясь, возвращается в начальное состояние, причем в результате осуществления процесса газ совершает полезную работу, изображаемую площадью $abcd$. Такой процесс носит название кругового процесса или цикла.

На фиг. 1.20 можно видеть, что полезная работа в цикле может быть получена только тогда, когда работа, затрачиваемая на сжатие, меньше работы, получаемой при расширении, т. е. когда кривая сжатия располагается ниже кривой расширения. Указанное условие будет соблюдено в том случае, если в процессе расшире-

ния газ получит некоторое количество тепла q_1 от источника тепла (теплоотдатчика), а в процессе сжатия от газа будет отведено



Фиг. 1.19. К осуществлению кругового процесса.



Фиг. 1.20. Графическое изображение кругового процесса.

в теплоприемник (холодильник) тепло в количестве q_2 . Таким образом, для осуществления кругового процесса (цикла) необходим подвод тепла к газу при расширении и отвод тепла от газа при сжатии.

§ 2. ТЕРМИЧЕСКИЙ КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ЦИКЛА

Как выяснено, при осуществлении кругового процесса к газу при расширении было подведено q_1 тепла и отведено при сжатии q_2 , так что в работу преобразовано тепло $q_1 - q_2$. Назначением кругового процесса является получение работы за счет подведенной теплоты. Критерием экономичности такого цикла является термический коэффициент полезного действия (КПД), который определяется как отношение полезной работы цикла к подведенному теплу

$$\eta_t = \frac{l}{q_1}, \quad (1.46)$$

где l — полезная работа цикла;
 q_1 — тепло, подведенное к газу.

Величина η_t показывает, какая часть подведенного к газу тепла преобразована в полезную работу в цикле. Уравнение (1.46) можно представить в другом виде. Так как

$$q_1 - q_2 = l, \text{ то} \\ \eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}. \quad (1.47)$$

Из уравнения (1.47) следует, что на величину КПД не оказывает влияния природа газа. Коэффициент η_t тем больше, чем меньше q_2

(при заданном q_1), т. е. чем меньше тепла отводится от газа в теплоприемник (холодильник). При $q_2 = 0$

$$\eta_t = 1.$$

Получение КПД, равного единице, недостижимо ни в каком цикле, так как отдача тепла в холодильник необходима для осуществления цикла.

§ 3. ВТОРОЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

Первый закон термодинамики не может объяснить, каким образом совершается преобразование тепла в работу. Этот закон говорит только о соотношении, существующем между двумя единственными формами передачи энергии, между теплом и работой. Но первый закон ничего не говорит об условиях, соблюдение которых необходимо в процессе преобразования тепла в работу. Первый закон не делает различия между преобразованием тепла в работу и работы в тепло. Между тем, указанные процессы преобразования существенно различаются друг от друга. Если работу можно полностью преобразовать в тепло, то преобразовать полностью тепло в работу невозможно. Второй закон термодинамики рассматривает те же вопросы, что и первый, т. е. вопросы превращения тепла в работу. Но рассматриваются эти вопросы с точки зрения установления условий, необходимых для преобразования тепла в работу. Установление этих условий и составляет содержание второго закона термодинамики.

Преобразование тепла в работу возможно только тогда, когда, кроме охлаждения теплоотдатчика (тела, отдающего энергию в форме тепла), происходят еще дополнительные изменения (компенсация) в системе, участвующей в процессе. Требуемая компенсация может заключаться в изменении состояния рабочего тела. В изотермическом процессе все тепло полностью превращается в работу. Компенсация в данном случае проявляется в увеличении объема газа и давления, а следовательно, в уменьшении работоспособности газа. В тепловых двигателях компенсация процесса превращения тепла в работу заключается в отводе части тепла некоторому холодному телу (теплоприемнику или холодильнику). Таким образом, в тепловом двигателе все тепло не может превратиться в работу; часть тепла должна быть отведена в холодильник, которым является окружающая атмосфера.

Раздел второй

АВИАЦИОННЫЕ ТОПЛИВА И МАСЛА. СГОРАНИЕ ТОПЛИВА

Глава IV

АВИАЦИОННЫЕ ТОПЛИВА И МАСЛА

§ 1. ПОЛУЧЕНИЕ АВИАЦИОННЫХ ТОПЛИВ И МАСЕЛ

Основным источником для получения авиационных топлив и масел является нефть, состоящая из углеводородов различного молекулярного состава и строения.

Авиационные топлива получают путем перегонки нефти. Процесс перегонки заключается в нагреве, последующей конденсации и разделении паров нефти.

Схема установки для перегонки нефти представлена на фиг. 2. 1.

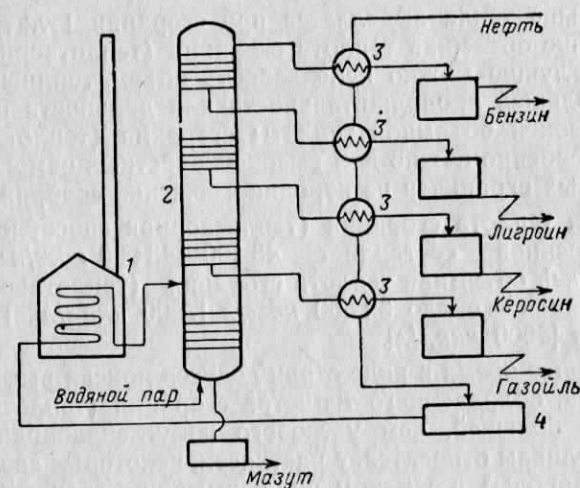
В теплообменниках 3 нефть, подаваемая насосом, нагревается до $100\text{--}110^\circ\text{C}$, затем поступает в водогрязеотделитель 4, а оттуда в трубчатую печь 1. В печи нефть подогревается до $310\text{--}340^\circ\text{C}$. В ректификационной колонне 2 нагретая нефть разделяется на две части — жидкую (мазут) и паровую. Мазут оседает внизу колонны, а пары нефти поднимаются вверх по колонне, где происходит ректификация — разделение на фракции, выкипающие при различной температуре.

После очистки фракций (они называются дестиллатами) от вредных примесей из них составляются различные топлива: бензин, лигроин, газойль. Бензин состоит из наиболее низкокипящих фракций (пределы выкипания $40\text{--}200^\circ\text{C}$), лигроин имеет фракции с пределами выкипания $120\text{--}230^\circ\text{C}$, керосин — $150\text{--}300^\circ\text{C}$, газойль $200\text{--}350^\circ\text{C}$.

Мазут подвергается дальнейшей перегонке, в результате которой получают различные масла. Остаток перегонки мазута называется гудроном.

Выход бензина и керосина из нефти невелик и не удовлетворяет чрезвычайно быстро растущие потребности народного хозяйства. Поэтому большое распространение получил ряд процессов переработки нефтепродуктов, при которых происходит изменение строения молекул исходного сырья. К таким процессам относится, например,

крекинг-процесс, при котором бензин получают из мазута или из легких фракций — лигроина, керосина, газойля.



Фиг. 2. 1. Схема установки для перегонки нефти.

1—трубчатая печь, 2—ректификационная колонна, 3—теплообменники, 4—водогрязеотделитель.

Применение этого и иных процессов переработки позволило значительно увеличить выход бензина, керосина и других продуктов из нефти.

§ 2. АВИАЦИОННЫЕ ТОПЛИВА

Авиационными называются такие топлива, которые специально предназначены для применения в двигателях летательных аппаратов (на самолетах, вертолетах, беспилотных аппаратах).

Каждый из двигателей работает наиболее надежно и экономично только на вполне определенных сортах топлива. Поэтому авиационные топлива разделяются по назначению на топлива для воздушно-реактивных двигателей (газотурбинных и прямоточных), поршневых двигателей внутреннего сгорания и жидкостных ракетных двигателей.

Топлива для воздушно-реактивных и поршневых двигателей

Условия эксплуатации авиационных двигателей предъявляют к авиатопливам разнообразные требования.

К числу общих требований к топливам нужно отнести требование высокой теплоты сгорания (теплотворной способности) топлива. Чем больше тепла выделяется при сгорании 1 килограмма топлива, т. е. чем выше массовая теплота сгорания (теплотворная спо-

способность топлива, тем больше продолжительность полета самолета при данном запасе топлива или тем меньше расход топлива при полете данной продолжительности.

Чем больше тепла выделяется при сгорании 1 литра топлива, т. е. чем выше объемная теплота сгорания (теплотворная способность), тем лучше можно использовать объем топливных баков, добиться большей продолжительности или дальности полета. Требование высокой объемной теплоты сгорания (теплотворной способности) особенно важно для высокоскоростных самолетов, объем баков которых ограничен из аэродинамических соображений.

Массовая теплота сгорания (теплотворная способность) бензинов и керосинов составляет 43 100—43 900 кДж/кг [10 300—10 500 ккал/кг], объемная теплота сгорания (теплотворная способность) бензинов — около 32 600 кДж/л [7800 ккал/л], керосинов — 36 000 кДж/л [8600 ккал/л].

В настоящее время в ряде стран ведутся поиски высококалорийного топлива, обладающего теплотой сгорания (теплотворной способностью), большей, чем у любого из углеводородных топлив. К таким топливам относятся, в частности, некоторые соединения бора (бороводороды) в жидком виде, имеющие теплоту сгорания (теплотворную способность) 62 800—75 300 кДж/кг [15 000—18 000 ккал/кг], а также твердые вещества, такие как бор и бериллий.

Для топлив является также важным требование сохранения своих характеристик при низких температурах зимой и при полетах на больших высотах. В частности, текучесть топлива должна сохраняться до весьма низких температур. Согласно этому требованию для обеспечения нормальной эксплуатации необходимо, чтобы топливо не замерзло до температуры -60°C .

Наличие в топливе кислот, щелочей, серы и ее соединений является причиной коррозии деталей двигателей, топливной аппаратуры, металлических баков и др. Коррозия может вызвать выход агрегатов из строя, потерю герметичности в соединениях и явиться причиной возникновения пожара в результате течи топлива. Продукты коррозии закупоривают питающие магистрали. Поэтому требуется, чтобы топливо не вызывало коррозии материалов.

Кроме этого, топливо должно быть стабильным, т. е. сохранять неизменным химический состав и свойства при хранении в течение длительного времени (контакт топлива с воздухом приводит к образованию смол и перекисей). Для повышения стабильности топлив к ним добавляют специальные присадки — антиокислители.

Топлива также должны быть нейтральными и хорошо очищенными от нежелательных примесей, могущих привести к образованию нагара в камерах двигателя. Повышенное нагарообразование ухудшает теплопроводность, что может явиться причиной появления местных перегревов камеры сгорания. Нагар на форсунках может нарушить подачу топлива в камеру сгорания. Кроме этого, ку-

сочки нагара, отрываясь от стенок камеры, уносятся потоком газа и вызывают эрозию лопаток турбины.

К числу специфических требований, предъявляемых к авиационным бензинам, следует отнести высокую испаряемость. Объясняется это тем, что испарение является важной частью процесса смесеобразования. Для того, чтобы испарение могло происходить при низких температурах окружающей среды, при запуске холодного двигателя, топливо должно иметь высокую испаряемость.

Чрезвычайно важным требованием, предъявляемым к бензинам, является требование высокой противодетонационной стойкости. Для удовлетворения этого требования к бензинам добавляют различного рода присадки (например, этиловую жидкость). Авиационный бензин является основным топливом для поршневых двигателей.

Для газотурбинных и прямоточных двигателей в настоящее время в качестве топлива применяют авиационный керосин Т-1, ТС-1, Т-2 и Т-5. Относительная плотность (удельный вес) этих топлив находится в пределах 0,775—0,85.

Топлива Т-1, ТС-1 и Т-2 являются продуктами прямой перегонки нефти. Топливо ТС-2 не является узкой керосиновой фракцией. Оно представляет собой широкую бензино-керосиновую фракцию, перегоняющуюся при температурах $60\text{--}280^{\circ}\text{C}$. В состав этой фракции входит бензин, керосин, лигроин.

Лучшим топливом является керосин Т-1. Он практически не агрессивен и не вызывает коррозии топливной системы. Топлива ТС-1 и Т-2 обладают несколько большей коррозионной агрессивностью.

Применение любого из авиационных керосинов не требует конструктивных изменений двигателя или топливных систем самолета и не вызывает изменения тяги. Но дальность полета самолета зависит от сорта применяемого топлива. Топливо Т-1 с большей относительной плотностью (0,850) обладает и большей объемной теплотой сгорания (теплотворной способностью). Поэтому если самолет заправить топливом Т-1 вместо Т-2, то дальность и продолжительность полета увеличатся на 10%. Отличаются между собой керосины также пусковыми свойствами. Лучшими пусковыми свойствами обладает топливо Т-2.

Для обеспечения запуска газотурбинных двигателей, особенно при низких температурах, применяют пусковые топлива (неэтилированный бензин).

Топлива, предназначенные для применения в двигателях высотных сверхзвуковых самолетов, должны иметь очень низкое давление паров. Объясняется это тем, что в полетах на больших высотах при понижении атмосферного давления и нагреве топливной системы и топлива на сверхзвуковых полетах возникает бурное выделение из топлива пузырьков пара и воздуха. Это явление, называемое «кипением», и связанное с ним испарение топлива из баков самолета могут привести к серьезным и опасным нарушениям ра-

боты топливной системы двигателя. Поэтому топлива для подобных двигателей должны иметь утяжеленный фракционный состав с началом кипения не ниже 200°C .

Топлива для жидкостных ракетных двигателей

Топливо (горючее и окислитель), необходимое для горения в ЖРД, находится на борту летательного аппарата и подается в камеры в жидком виде.

Топлива, применяемые в ЖРД, должны удовлетворять многим требованиям. Главные из них:

- высокая теплота сгорания (теплотворная способность);
- большая относительная плотность (удельный вес);
- хорошие эксплуатационные свойства.

Получение большей тяги двигателя предполагает наличие большой скорости истечения продуктов сгорания из сопла. В свою очередь, скорость истечения зависит от теплоты сгорания (теплотворной способности) смеси горючего и окислителя и от состава продуктов сгорания. Чем меньше молекулярная масса (молекулярный вес) продуктов сгорания, тем больше газовая постоянная, тем больше скорость истечения газа из сопла, тем больше удельная тяга и тяга двигателя. Применение топлив с высокой теплотой сгорания (теплотворной способностью) обеспечивает большую скорость истечения и получение большой тяги. При этом также уменьшается удельный и часовой расход топлива, габариты и сила тяжести (вес) летательного аппарата.

Удельные расходы топлива в жидкостных ракетных двигателях весьма значительны, поэтому количество топлива на борту летательного аппарата должно быть весьма велико. Применение топлив с большой относительной плотностью позволяет уменьшить объем баков или при данном объеме баков увеличить дальность полета летательного аппарата, т. е. улучшить его летные характеристики.

Условия эксплуатации требуют, чтобы горючее или окислитель могли быть использованы для охлаждения двигателя.

Горючее и окислитель должны также обеспечивать надежное воспламенение при запуске. Для этого необходимо, чтобы задержка воспламенения горючего при его контакте с воспламенителем была бы очень малой (не более $0,02$ — $0,03$ сек). В противном случае в камере сгорания может накопиться большое количество компонентов, воспламенение которых произойдет в виде взрыва и вызовет разрушение двигателя.

Условия эксплуатации двигателя требуют от компонентов топлива также стабильности при хранении и транспортировке, возможно меньшей токсичности и агрессивности и ряда других качеств.

Расход окислителя в ЖРД в 2—4 раза больше расхода горючего. По своим свойствам окислители существенно отличаются друг от друга. Поэтому и каждый ЖРД отличается конструктивными особенностями, которые позволяют ему работать только на одном

каком-либо окислителе. Вследствие этого и тип горючего, применяемого на данном ЖРД, определяется прежде всего окислителем, на котором работает двигатель. В ракетной технике наибольшее распространение получили два окислителя: жидкий кислород и азотная кислота.

Жидкий кислород — наиболее дешевый из применяемых окислителей (это объясняется простотой его получения и неограниченным количеством сырья). В сочетании с керосином, этиловым спиртом и другими горючими он образует топлива, обеспечивающие при сгорании большую удельную тягу.

К числу недостатков жидкого кислорода следует отнести низкую температуру кипения (-183°C) и легкую испаряемость, что вызывает большие потери кислорода при хранении и транспортировке. Ввиду этого заправка летательного аппарата кислородом должна производиться непосредственно перед стартом. Этот же недостаток кислорода мешает применению его для охлаждения двигателя.

В ракетной технике применяется азотная кислота, которую можно успешно применять также для охлаждения двигателя. Удельная тяга, развиваемая двигателем при применении азотной кислоты, меньше, чем при применении кислорода, но смеси с азотной кислотой обладают большей относительной плотностью (удельным весом), чем смеси с жидким кислородом. В то же время азотная кислота очень агрессивна (разрушает многие конструкционные материалы) и чрезвычайно токсична. Азотная кислота находит применение в ЖРД совместно с керосином, а также с некоторыми органическими соединениями.

Существенное улучшение качеств ЖРД может дать применение некоторых перспективных компонентов топлива. К числу перспективных окислителей относят фтор и его соединения; из горючих следует отметить ряд металлов (литий, бор, бериллий) и соединения бора с водородом (бороводороды).

Кроме топлив, состоящих из двух и более компонентов, в ЖРД находят применение топлива, состоящие из одного компонента. Топливо, состоящее из одного компонента, называется унитарным. Это топливо содержит в своем составе окислитель-кислород, способный выделяться и окислять его горючую часть.

Ряд унитарных топлив, к числу которых относятся нитроглицерин, нитрометан и другие, обладают энергетическими свойствами для применения в ЖРД. Применению ряда унитарных топлив препятствует большая взрывоопасность, токсичность и невозможность использования для охлаждения двигателя. Поэтому унитарные топлива не получили широкого распространения в ракетной технике.

§ 3. АВИАЦИОННЫЕ МАСЛА

Смазка какого-либо механизма служит для уменьшения мощности, затрачиваемой на преодоление трения, для уменьшения износа трущихся деталей, а также для отвода от них тепла.

Основной вид трения деталей поршневого двигателя — это трение скольжения. В качестве примера можно привести трение поршней и поршневых колец в цилиндрах, трение в скользящих подшипниках коленчатого вала. Эти и другие детали двигателя работают в условиях высоких температур при наличии больших переменных нагрузок. Масла для смазки таких деталей должны обладать высокой вязкостью и высокой смазывающей способностью. Важным для таких масел является и требование стабильности. Недостаточно стабильное масло способно образовать на горячей поверхности поршня нагар, ухудшающий теплопроводность поршня и вызывающий пригорание поршневых колец. Масло получает при этом возможность проникать в камеру сгорания, а горячие газы — из камеры в картер. Результатом этого является поломка поршневых колец, прогар и заедание поршней, а иногда и обрыв шатунов.

Для смазки поршневых двигателей применяются высоковязкие масла: МС-20 и МК-22. Цифры в наименовании указывают вязкость масла в сантистоксах при 100°С, буквы — способ очистки (селективная или контактная).

Все масла имеют высокую температуру застывания, находящуюся в пределах —15—30°С. При низких температурах такое масло теряет подвижность, не может поступать к трущимся деталям, что затрудняет запуск двигателя. Для облегчения запуска производится разжижение масла бензином. Во время работы после запуска бензин из масла полностью испаряется.

В газотурбинных двигателях в смазке нуждаются шестерни привода агрегатов, работающие на высоких оборотах, и подшипники двигателя. В качестве подшипников применяются исключительно подшипники качения, работающие в двигателях этого типа на больших оборотах (5000—20 000 об/мин) и при высоких радиальных и осевых нагрузках.

Масло, подводимое к подшипникам, служит не только для смазки, но и для охлаждения подшипников. Больше всего нуждаются в охлаждении подшипники турбины, которые поставлены в более тяжелые температурные условия.

Для смазки турбореактивных двигателей применяют маловязкие масла МК-8 и трансформаторное. Вязкость этих масел значительно меньше вязкости масел, применяемых для поршневых двигателей.

Чем больше температура газа перед турбиной и нагрузки на подшипник, тем выше и температура подшипника. В этом случае маловязкое масло не может обеспечить надежную смазку подшипников. При высоких температурах подшипников эти масла усиленно испаряются и окисляются, поэтому смазка ряда ТРД осуществляется с помощью синтетических масел.

Узлом турбовинтового двигателя, требующим обильной смазки, является редуктор винта. Для смазки этого узла требуется масло высокой вязкости. В то же время другие узлы двигателя, аналогич-

ные узлам ТРД, требуют применения маловязкого масла. Удовлетворение противоречивых требований различных узлов к маслу для смазки осуществляется применением единой системы смазки с маслом средней вязкости. Например, детали отечественного турбовинтового двигателя АИ-20А смазываются смесью масел, состоящей из маловязкого масла МК-8 (или трансформаторного) и высоковязкого масла МК-22 или МС-20.

Глава V

СГОРАНИЕ ТОПЛИВА

§ 1. ПОНЯТИЕ О ПРОЦЕССЕ СГОРАНИЯ. УРАВНЕНИЯ ХИМИЧЕСКИХ РЕАКЦИЙ СГОРАНИЯ

Жидкие топлива, применяемые в авиадвигателях (бензин, керосин), представляют собой сложную смесь различных углеводородных соединений и поэтому они не могут быть выражены простыми химическими формулами. Содержание химических элементов (углерода С, водорода Н, кислорода О) в топливе называется элементарным составом топлива. Элементарный состав топлива указывается либо в долях единицы, либо в процентах. Таким образом, элементарный состав можно выразить следующими равенствами:

$$C + H + O = 100,0\%$$

или

$$C + H + O = 1,0 \text{ кг}$$

Ниже в таблице приводится элементарный состав некоторых топлив.

Основы современной теории горения были заложены гениальным русским ученым М. В. Ломоносовым, показавшим экспериментально, что горение есть химическая реакция соединения горючих веществ с воздухом (кислород в то время еще не был открыт).

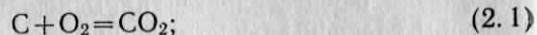
Процесс сгорания заключается в распаде входящих в состав топлива соединений и в окислении углерода и водорода кислородом.

При полном окислении элементов топлива продуктами сгорания являются углекислый газ CO_2 и вода H_2O в парообразном состоянии.

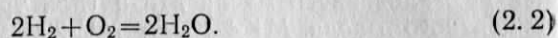
	Углерод	Водород
Топливо Т-1	86,2	13,8
Топливо ТС-1	85,6	14,4
Топливо Т-2	85,3	14,7
Авиабензин Б-100/130	84,5	15,5

Реакции окисления имеют следующий вид:

а) реакция окисления углерода

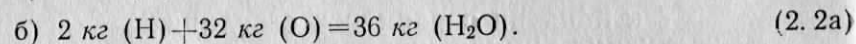
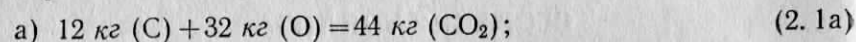


б) реакция окисления водорода

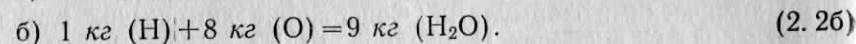
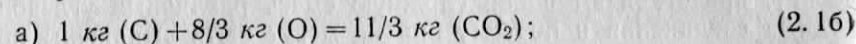


Эти реакции сопровождаются выделением большого количества тепла.

Как известно, молекулярная масса углерода 12, водорода 1 и кислорода 16. Тогда реакции окисления можно записать так:



Отнесем записанные уравнения к одному килограмму углерода и водорода. Тогда эти реакции будут иметь следующий вид:



§ 2. ТЕОРЕТИЧЕСКИ НЕОБХОДИМОЕ КОЛИЧЕСТВО КИСЛОРОДА И ВОЗДУХА

Если к углероду и водороду в процессе сгорания будет подведено достаточное количество кислорода, то продуктами сгорания (окисления) будут только углекислый газ CO_2 и пары воды, т. е. продукты полного окисления. Такой случай сгорания называется полным сгоранием. Очевидно, существует некоторое минимальное количество кислорода, обеспечивающее полное сгорание. Это количество кислорода называется теоретически необходимым количеством. Его определяют в килограммах кислорода на килограмм топлива.

Итак, теоретически необходимым количеством кислорода называется такое его количество, которое необходимо для полного сгорания одного килограмма топлива.

Из уравнений (2.1б) и (2.2б) следует, что для полного сгорания (окисления) 1 килограмма углерода требуется $8/3$ килограмма кислорода, а для полного сгорания 1 килограмма водорода требуется 8 килограммов кислорода. Если, кроме того, учесть, что в топливе может содержаться некоторое количество кислорода, то теоретически необходимое количество кислорода будет равно

$$O_0 = 8/3C + 8H - O_T, \quad (2.3)$$

где C и H — содержание (в килограммах) углерода и водорода в 1 кг топлива;

$8/3 C$ и $8H$ — количество (в килограммах) кислорода, необходимое для полного окисления C килограммов углерода и H килограммов водорода.

Для авиационных углеводородных топлив величина теоретически необходимого количества кислорода O_0 в среднем равна $3,5 \text{ кг/кг топлива}$.

Кислород, необходимый для окисления элементов топлива, обычно подводится в составе воздуха. Значит, воздух должен быть подведен для сгорания тоже в определенном количестве, которое носит название теоретически необходимого количества.

Теоретически необходимым количеством воздуха называется такое его количество, которое необходимо для полного сгорания одного килограмма топлива.

В 1 кг атмосферного воздуха содержится $0,232 \text{ кг}$ кислорода. Тогда теоретически необходимое количество воздуха будет

$$L_0 = \frac{O_0}{0,232},$$

или

$$L_0 = \frac{8/3 C + 8H - O_T}{0,232}. \quad (2.4)$$

Для авиабензинов величина теоретически необходимого количества воздуха в среднем равна 15 кг/кг топлива . Для топлив:

Т-1 эта величина равна $14,6 \text{ кг/кг топлива}$,

ТС-1 эта величина равна $14,7 \text{ кг/кг топлива}$,

Т-2 эта величина равна $14,9 \text{ кг/кг топлива}$.

§ 3. КОЭФФИЦИЕНТ ИЗБЫТКА ВОЗДУХА

В общем случае количество воздуха, подводимое к 1 килограмму топлива (оно называется действительным количеством воздуха и обозначается L_d), может отличаться от теоретически необходимого количества. Если L_d больше или меньше теоретически необходимого количества L_0 , то сгорание происходит с избытком или недостатком воздуха.

Для характеристики состава смеси и для определения соотношения между топливом и воздухом в смеси служит коэффициент избытка воздуха α .

Коэффициентом избытка воздуха называется отношение количества воздуха, подведенного для сгорания L_d , к теоретически необходимому количеству L_0 :

$$\alpha = \frac{L_d}{L_0}. \quad (2.5)$$

Если коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,0$, то смесь называют теоретической, или, точнее, смесью теоретического состава. Если $\alpha > 1,0$, то смесь называют бедной (топливом), так как в такой смеси избыток воздуха (недостаток топлива). Если же $\alpha < 1,0$, то смесь называют богатой (топливом), так как в такой смеси недостаток воздуха (избыток топлива).

Процесс горения протекает по-разному в различных условиях. В поршневых двигателях внутреннего сгорания смесь воздуха и паров топлива поджигается электрической искрой, пламя распространяется от искры по всему объему. В результате горения быстро возрастают давление и температура газов в цилиндре двигателя. Приблизительно можно считать, что в поршневом двигателе сгорание происходит при постоянном объеме (за время горения поршень передвигается на небольшое расстояние).

В отличие от поршневых двигателей в авиационных газотурбинных, прямоточных воздушно-реактивных и жидкостных ракетных двигателях сгорание представляет непрерывный процесс. Топливо непрерывно подается форсунками и сгорает в потоке газов. Давление по течению газов несколько уменьшается, но в целом можно считать, что оно остается постоянным.

Условия образования смеси и протекания процесса сгорания, различные для поршневых двигателей с зажиганием от электрической искры и для воздушно-реактивных двигателей, обуславливают и работу этих двигателей на смесях с различными коэффициентами избытка воздуха.

В поршневых двигателях сгорает однородная смесь воздуха и паров топлива. Эти двигатели работают на смесях, характеризующихся коэффициентом избытка воздуха $\alpha = 0,7 \div 1,0$. Работа на смесях, для которых α близки к верхнему пределу, обеспечивает более полное сгорание и достижение большей экономичности, а при работе на смесях $\alpha = 0,8 \div 0,9$ обеспечивается максимальная мощность за счет большей скорости сгорания.

При выборе состава смеси для газотурбинных двигателей руководствуются главным образом тем, чтобы температура газа на входе в газовую турбину не превышала 1300°K . При степени повышения давления 5—7 указанная температура может быть достигнута при работе на смеси, характеризующейся общим коэффициентом избытка воздуха $\alpha = 3,5 \div 4,0$.

§ 4. СКОРОСТЬ СГОРАНИЯ

Воспламенение смеси в авиадвигателях может быть осуществлено различными способами. В частности, в поршневых двигателях легкого топлива и воздушно-реактивных двигателях воспламенение смеси производится при помощи электрической искры, причем в ВРД создается непрерывно горящий факел пламени, от которого зажигаются новые порции смеси.

Начиная с момента воспламенения, фронт пламени (граница между смесью и продуктами сгорания) распространяется по смеси с определенной скоростью. Эта скорость, оказывающая существенное влияние на работу двигателя, называется скоростью сгорания. Таким образом, скорость сгорания есть скорость распространения фронта пламени.

Скорость сгорания зависит от большого числа факторов. В частности, в большой степени она зависит от состава смеси. Установлено, что максимальная скорость сгорания достигается при работе на смеси, характеризующейся коэффициентом избытка воздуха $\alpha = 0,8 \div 0,9$. По мере обогащения и обеднения смеси наблюдается резкое уменьшение скорости сгорания.

Что касается самой величины максимальной скорости сгорания, то она существенным образом зависит от условий горения смеси. Наиболее медленно горит смесь, находящаяся в спокойном состоянии. В камерах сгорания поршневых и воздушно-реактивных двигателей смесь находится в турбулентном состоянии, вследствие чего и скорость сгорания значительно увеличивается, так как при турбулентном движении ускоряется подогрев несгоревшей смеси от фронта пламени.

Скорость сгорания в камерах сгорания поршневых и воздушно-реактивных двигателей в среднем равна $20\text{—}25 \text{ м/сек}$, причем большая величина скорости сгорания относится к ВРД.

§ 5. ТЕПЛОТА СГОРАНИЯ (ТЕПЛОТВОРНАЯ СПОСОБНОСТЬ) ТОПЛИВА И СМЕСИ

Теплотой сгорания (теплотворной способностью) называется теплота, выделяемая при полном сгорании одного килограмма топлива.

Определение теплоты сгорания (теплотворной способности) может производиться как опытным путем (в калориметрах различных типов), так и подсчетом по элементарному составу топлива.

В калориметрах температура продуктов сгорания понижается до начальной температуры (288°K). При этих условиях водяные пары, находящиеся в продуктах сгорания, конденсируются и происходит добавочное выделение тепла конденсации, равное теплу парообразования, а также тепла, соответствующего охлаждению воды от температуры кипения до начальной температуры. Это общее количество тепла называется высшей теплотой сгорания (теплотворной способностью).

В двигателях (поршневых и реактивных) продукты сгорания удаляются при температуре, значительно большей, чем температура конденсации водяных паров, унося с собой скрытую теплоту парообразования. Поэтому в расчетах вводится так называемая низшая теплота сгорания (низшая теплотворная способность) топлива.

Теплота сгорания топлива может быть также подсчитана, исходя из его химического состава.

Величина низшей теплоты сгорания (низшей теплотворной способности) топлива, определенная по его химическому составу, справедлива только в том случае, если коэффициент избытка воздуха $\alpha > 1,0$, так как только в этом случае элементы топлива полностью окисляются. При $\alpha < 1,0$ неизбежна неполнота сгорания из-за недостатка кислорода, и тепло, выделяющееся при сгорании 1 килограмма топлива при $\alpha < 1,0$ (обозначается оно H_α), меньше низшей теплоты сгорания (низшей теплотворной способности) H_u .

Величина H_α связана с величиной H_u соотношением $H_\alpha = \varphi H_u$, где φ — коэффициент полноты сгорания, равный $\sim 1,3\alpha - 0,3$. При $\alpha = 1,0$ φ также равно 1,0, тогда $H_\alpha = H_u$. Следует, однако, заметить, что коэффициент избытка воздуха не является единственным фактором, влияющим на полноту сгорания.

Топливо-воздушная смесь в двигателях состоит из паров топлива и воздуха, причем воздуха в смеси, применяемой в ВРД, в 3,5—4 раза больше, чем теоретически необходимо.

Определим количество тепла, которое приходится на 1 килограмм смеси при сгорании 1 килограмма топлива.

Количество тепла, которое приходится на один килограмм смеси, называется низшей теплотой сгорания (низшей теплотворной способностью) смеси.

Смесь состоит из 1 килограмма топлива и αL_0 килограммов воздуха (αL_0 — действительное количество воздуха, поступившее для сгорания 1 килограмма топлива). Тогда количество смеси

$$m_{см} = 1 + \alpha L_0.$$

При сгорании 1 килограмма топлива выделяется в общем случае φH_u тепла. Тогда низшая теплота сгорания (низшая теплотворная способность) смеси

$$h_u = \frac{\varphi H_u}{1 + \alpha L_0}. \quad (2.6)$$

Если $\alpha = 1,0$ (а значит, и $\varphi = 1$), то формула упрощается:

$$h_u = \frac{H_u}{1 + L_0}. \quad (2.6a)$$

Для авиационных керосинов и бензинов величина низшей теплоты сгорания (низшей теплотворной способности) смеси в среднем равна 2930 кдж/кг [700 ккал/кг] смеси.

Раздел третий

ТЕОРИЯ РЕАКТИВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Глава VI

ТУРБОРЕАКТИВНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

§ 1. СХЕМА ТУРБОРЕАКТИВНОГО ДВИГАТЕЛЯ И ПРИНЦИП ЕГО РАБОТЫ

В современной авиации турбореактивные двигатели обеспечивают скорости самолетов, соответствующие числам $M = 2,0 \div 2,5$, и высоты полета до 35 км. В то же время они достаточно экономичны в широком диапазоне скоростей полета.

Турбореактивный двигатель (сокращенно ТРД) состоит из следующих основных элементов: входного устройства, компрессора, камеры сгорания, газовой турбины и реактивного сопла. Некоторые двигатели имеют, кроме того, форсажную камеру, расположенную после газовой турбины.

Схема ТРД изображена на фиг. 3.1.

Введем следующие обозначения сечений, разграничивающих основные элементы двигателя:

- $a-a$ — сечение на входе в двигатель;
- $1-1$ — сечение на входе в компрессор;
- $2-2$ — сечение на выходе из компрессора;
- $3-3$ — сечение перед газовой турбиной;
- $4-4$ — сечение за газовой турбиной;
- $5-5$ — сечение на выходе из двигателя;

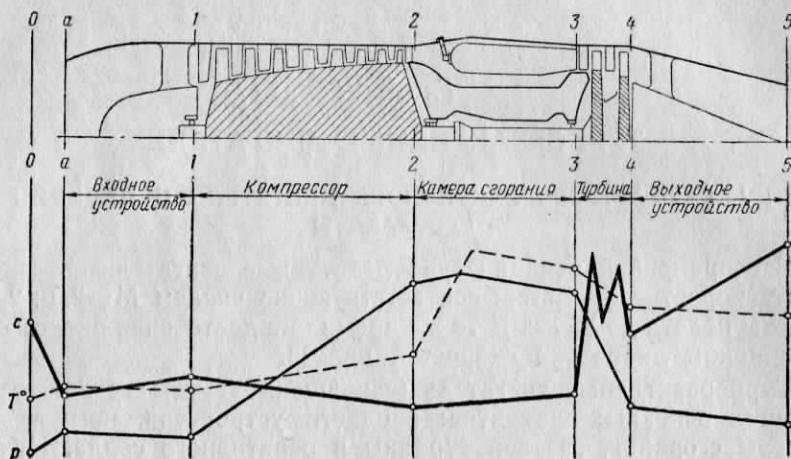
$0-0$ — сечение в невозмущенном потоке перед двигателем (слева от сечения область невозмущенного потока, справа — область, в которой на параметры состояния и скорость воздуха сказывается присутствие двигателя).

Принцип работы ТРД состоит в следующем.

Входное устройство подводит воздух к компрессору и частично преобразует кинетическую энергию набегающего потока воздуха в потенциальную энергию, т. е. осуществляет предварительное сжатие воздуха за счет использования скоростного напора. Подобное

скоростное сжатие приобретает особенное значение при больших сверхзвуковых скоростях полета.

После предварительного сжатия во входном устройстве, воздух подвергается сжатию в компрессоре. Благодаря наличию компрессора турбореактивный двигатель может развивать тягу при работе на месте. В ТРД применяются как осевые, так и центробежные компрессоры. Благодаря высокому коэффициенту полезного действия, возможности получения больших степеней повышения давления и малым диаметральному размерам осевые компрессоры получили в настоящее время наибольшее распространение.



Фиг. 3.1. Схема турбореактивного двигателя и изменение параметров воздуха и газа по его тракту.

Сжатый во входном устройстве и компрессоре воздух поступает в камеру сгорания. В камере сгорания происходит образование топливо-воздушной смеси, ее воспламенение и непрерывное горение. При запуске смесь поджигается специальным воспламенителем и в дальнейшем она поджигается уже имеющимся факелом пламени.

Газовый поток из камеры сгорания поступает в газовую турбину, где газ расширяется, вращая рабочее колесо. Турбина приводит в действие компрессор и агрегаты, обслуживающие двигатель. Расширение газов в турбине происходит до давления, существенно большего атмосферного.

Окончательное расширение газов происходит в реактивном сопле, где потенциальная энергия газа преобразуется в кинетическую, в результате чего скорость газа на выходе из двигателя становится значительно больше скорости воздуха на входе, что и необходимо для получения тяги.

У большинства ТРД газы расширяются в сопле не полностью, т. е. не до атмосферного давления, поэтому на выходе из двигателя

для окончательное расширение происходит в струе газов и заканчивается на некотором удалении от среза сопла.

График изменения средних значений скорости c , давления p и температуры T газа по газовой тракту при работе двигателя в полете изображен на фиг. 3.1.

Скоростное сжатие воздуха, происходящее во входном устройстве (участок 0—1), сопровождается повышением давления и температуры и уменьшением скорости воздуха. Обычно канал между сечениями $a-a$ и $1-1$ несколько суживается, поэтому на этом участке скорость воздуха увеличивается, а давление и температура снижаются. Это способствует выравниванию поля скоростей и давлений на входе в компрессор.

Дальнейшее сжатие воздуха, повышение его давления и температуры происходит в компрессоре. Величина давления на выходе из компрессора определяется величиной степени повышения давления (у некоторых компрессоров имеет место 10—12-кратное повышение давления), скорость воздуха равна 100—150 м/сек, температура воздуха при сжатии повышается примерно на 200—250°С.

В камере сгорания температура газов сначала возрастает, а затем снижается на выходе до 1200—1300°К. Давление газа при движении по камере снижается на 4—8% из-за гидравлических сопротивлений. Падению давления также способствует ускорение газа, вызванное его подогревом. Для того чтобы обеспечить устойчивое горение на входе в камеру сгорания, скорость воздуха с помощью конструктивных мероприятий (расширения канала) снижают до 60—80 м/сек. Скорость газа на выходе из камеры сгорания возрастает до 150—200 м/сек.

В сопловом аппарате газовой турбины давление и температура газа снижаются, что сопровождается увеличением скорости газа до 600—700 м/сек. На рабочем колесе продолжается расширение газа, вследствие чего уменьшается его давление и температура. Запасенная в сопловом аппарате кинетическая энергия частично превращается на колесе в механическую работу, поэтому на колесе скорость газов уменьшается до 300—400 м/сек.

С целью снижения гидравлических потерь в реактивной трубе, установленной перед реактивным соплом, осуществляется некоторое торможение газа, сопровождающееся уменьшением его скорости и повышением давления и температуры.

Окончательное расширение газа происходит в реактивном сопле. Температура и давление газа в сопле уменьшаются, а скорость увеличивается, достигая на выходе из сопла 550—650 м/сек при работе двигателя у земли. В полете при обеспечении расширения газа до атмосферного давления эта скорость больше. Температура газа на выходе из сопла составляет 750—850°К. В случае, если газ в сопле расширился не полностью, температура его приближается к верхней границе.

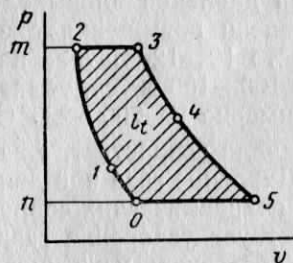
Для анализа рабочего процесса турбореактивного двигателя

служит идеальный цикл, представляющий собой совокупность термодинамических процессов, протекающих в идеальном ТРД. Единственный вид потерь, существующий в таком двигателе, — это потери тепла по второму закону термодинамики. В идеальном ТРД рабочим телом является воздух, теплоемкость которого считается постоянной, не зависящей от температуры и давления.

На фиг. 3.2 изображен идеальный цикл ТРД для случая работы двигателя в полете.

Сжатие воздуха происходит во входном устройстве — кривая (0—1) и в компрессоре — (1—2). В идеальном двигателе процесс сжатия происходит без теплообмена, т. е. является адиабатным процессом.

Подвод тепла к воздуху происходит в камере сгорания (2—3) и совершается в идеальном цикле при постоянном давлении, т. е. является изобарным процессом.



Фиг. 3.2. Идеальный цикл ТРД.

Расширение газов в идеальном цикле происходит в газовой турбине (3—4) и реактивном сопле (4—5). Процесс расширения также происходит без теплообмена, т. е. является адиабатным процессом.

Замыкается цикл процессом отвода тепла в холодильник (5—0), которым является окружающая атмосфера.

В диаграмме v — p работа сжатия воздуха изображается в определенном масштабе площадью $nm20n$. Работа расширения газов, аналогично, изображается площадью $nm35n$. Тогда полезная работа, являющаяся разностью работы расширения и работы сжатия, определится в том же масштабе площадью 02350 . Работа эта называется термической работой l_t .

В турбореактивном двигателе термическая работа расходуется на увеличение кинетической энергии потока газа, протекающего через двигатель.

Экономичность идеального цикла, или, иначе, степень превращения подводимого в цикле тепла в полезную работу оценивается термическим коэффициентом полезного действия цикла.

Термическим коэффициентом полезного действия называется отношение тепла, превращенного в полезную работу (пошедшего на увеличение кинетической энергии потока газа), ко всему подводимому в цикле теплу.

Термический КПД можно выразить следующим образом:

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}, \quad (3.1)$$

где Q_1 — тепло, подводимое к воздуху в цикле;

Q_2 — тепло, отведенное от газа в холодильник (теплоприемник).

Термический КПД показывает, что часть подводимого к воздуху в цикле тепла расходуется на увеличение кинетической энергии газового потока. Этот КПД оценивает единственный вид потерь тепла, существующий в идеальном цикле — потери тепла по второму закону термодинамики.

Круговой процесс, происходящий в действительном ТРД, называется действительным циклом.

Действительный цикл существенно отличается от идеального.

В противоположность идеальному циклу в действительном цикле существуют различного рода тепловые, гидравлические и механические потери. В действительном цикле рабочим телом является не воздух, а газ, теплоемкость которого не является постоянной величиной.

На фиг. 3.3 изображен действительный цикл ТРД. Там же для сравнения пунктиром изображен идеальный цикл. В обоих циклах степень повышения давления $\frac{p_2}{p_0}$ и подводимое к газу тепло Q_1 приняты одинаковыми.

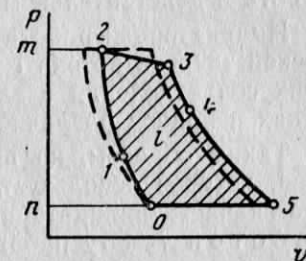
Процесс сжатия воздуха во входном устройстве (0—1) и в компрессоре (1—2) показан кривой (0—2) — политропой, идущей круче адиабаты. Объясняется это тем, что в реальном двигателе сжатие воздуха сопровождается гидравлическими потерями, способствующими нагреву воздуха.

Подвод тепла в камере сгорания (2—3) в реальном двигателе происходит не при постоянном, а при уменьшающемся давлении. Падение давления в камере сгорания объясняется наличием гидравлических сопротивлений. Кроме того, давление понижается также из-за некоторого увеличения скорости газа.

Процессы расширения газа в газовой турбине и реактивном сопле (3—5) также отличаются от процессов расширения в идеальном цикле. В реальном цикле процессы расширения газа протекают при наличии гидравлических сопротивлений, вызывающих подвод тепла к газу. Поэтому процессы расширения газа в турбине и сопле не адиабатные, а политропные.

Отвод тепла в атмосферу (холодильник) протекает по кривой (5—1). Это — изобарный процесс, происходящий вне двигателя.

В действительном цикле расширение газов происходит в камере сгорания, турбине и сопле. Работа расширения газа в некотором масштабе изображена на фиг. 3.3 площадью $nm235n$. Работа сжатия воздуха изображается площадью $nm20n$.



Фиг. 3.3. Действительный цикл ТРД.

Если из работы расширения газа l_p вычесть работу сжатия воздуха $l_{сж}$, то полученная разность представляет собой работу в действительном цикле, называемую индикаторной работой l_i

$$l_i = l_p - l_{сж}.$$

На фиг. 3.3 индикаторная работа изображена площадью 02350. В действительном цикле учтены все потери тепла, к которым кроме потерь тепла по второму закону термодинамики относятся так же потери тепла в стенки, потери из-за неполноты сгорания и диссоциации продуктов сгорания. Поэтому индикаторная работа — работа в действительном цикле — меньше термической.

Индикаторная работа расходуется в ТРД на увеличение кинетической энергии потока газов, а также на преодоление гидравлических сопротивлений в элементах двигателя, на трение в подшипниках и привод различного рода обслуживающих агрегатов.

Таким образом, на приращение кинетической энергии потока газа, которое используется для создания реактивной тяги, расходуется часть индикаторной работы, называемая эффективной работой l_e . Эту работу можно получить, если из индикаторной работы вычесть работу l_r , затрачиваемую на преодоление гидравлических сопротивлений (потерями на трение в подшипниках и на привод агрегатов можно за малостью пренебречь).

Итак, эффективная работа

$$l_e = l_i - l_r. \quad (3.2)$$

§ 2. СИЛА ТЯГИ ТУРБОРЕАКТИВНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Сила тяги является основным параметром, характеризующим ТРД как силовую установку летательного аппарата. Она является исходным показателем при определении летно-тактических данных самолета, а также при оценке совершенства двигателя.

Сила тяги образуется при взаимодействии рабочего тела (газа) с поверхностями двигателя. В результате взаимодействия со стороны газа на поверхности двигателя оказывается давление. Результирующая всех сил давления, приложенных к внутренним и наружным поверхностям двигателя, называется тягой.

Нахождение тяги суммированием сил давления по всем поверхностям двигателя весьма сложно. Проще определить тягу косвенным путем.

Представим себе, что двигатель находится на самолете, передвигающемся со скоростью c_0 м/сек. В результате воздействия двигателя на поток газа кинетическая энергия его увеличится. Обозначим через m_b секундный расход воздуха, m_r секундный расход газа и c_5 — скорость газа на выходе из реактивного сопла.

С учетом принятых обозначений кинетическая энергия воздуха на входе в двигатель будет равна $m_b \frac{c_0^2}{2}$, а кинетическая энергия потока газа на выходе из двигателя будет равна $m_r \frac{c_5^2}{2}$.

Если пренебречь количеством топлива по сравнению с количеством воздуха и считать, что $m_b = m_r = m_{сек}$, то приращение кинетической энергии равно

$$m_{сек} \frac{c_5^2 - c_0^2}{2}.$$

В результате воздействия потока газа на поверхности двигателя и увеличения кинетической энергии потока возникает сила тяги P . При скорости полета c_0 сила тяги производит секундную работу по передвижению самолета, равную Pc_0 (скорость полета c_0 м/сек есть путь, пройденный самолетом за 1 сек).

Кинетическая энергия, запасенная в двигателе потоком газа, не вся преобразуется в тяговую работу, часть ее теряется. Так как газы покидают двигатель, обладая абсолютной скоростью (скоростью относительно земли), равной $c_5 - c_0$, потерянная кинетическая энергия равна

$$m_{сек} \frac{(c_5 - c_0)^2}{2}.$$

Учитывая, что часть прироста кинетической энергии используется для создания тяговой работы, а часть теряется, можно записать равенство

$$Pc_0 = m_{сек} \frac{c_5^2 - c_0^2}{2} - m_{сек} \frac{(c_5 - c_0)^2}{2}.$$

Отсюда, после несложных преобразований, получаем уравнение для определения тяги ТРД

$$P = m_{сек}(c_5 - c_0). \quad (3.3)$$

В системе единиц СИ тяга измеряется ньютонами (н), килоньютонами (1 кн = 10^3 н) или меганьютонами (1 Мн = 10^6 н), прежняя единица измерения тяги — килограмм-сила (кг).

Уравнением (3.3) можно пользоваться для определения тяги не только ТРД, но и любого другого воздушно-реактивного двигателя. Нужно при этом учитывать, что при выводе уравнения количество топлива не принималось во внимание (при этом, правда, ошибка не превосходит 1,5—2,0%). Кроме этого, принято, что газ в сопле расширяется полностью и давление газа на выходе из сопла равно атмосферному давлению.

В случае неполного расширения газов в реактивном сопле уравнение принимает следующий вид:

$$P = m_{сек}(c_5 - c_0) + \dot{V}_5(p_5 - p_n), \quad (3.4)$$

где p_5 — давление газа на выходе из сопла;

p_n — атмосферное давление;
 f_5 — площадь сопла на выходе.

Скорость истечения газа при неполном расширении всегда меньше той скорости, которую имели бы газы на выходе в случае полного расширения, поэтому и первый член уравнения (3.4) меньше такого же члена в уравнении (3.3). Так как второй член уравнения (3.4) не компенсирует уменьшения первого члена, тяга в случае неполного расширения всегда меньше тяги, развиваемой ТРД при полном расширении.

Для случая работы ТРД на стенде ($c_0=0$) уравнение (3.3) упрощается и принимает вид

$$P = m_{\text{сек}} c_5. \quad (3.3a)$$

В этом случае тяга зависит только от секундного расхода воздуха (газа) через двигатель и скорости истечения газа из сопла.

На различных летательных аппаратах в настоящее время применяются ТРД с тягой от нескольких килоньютонов (сотен килограмм) до 100—150 килоньютонов [10 000—15 000 кгГ].

Удельные параметры ТРД

Для оценки ТРД, кроме тяги (она называется также абсолютной тягой), применяются относительные параметры, называемые удельными. К таким параметрам принадлежат удельная тяга, удельный расход топлива, удельная масса (удельный вес) и удельная лобовая тяга.

Удельной тягой называется развиваемая двигателем тяга, отнесенная к 1 килограмму секундного массового расхода воздуха (газа), проходящего через двигатель:

$$P_{\text{уд}} = \frac{P}{m_{\text{сек}}}. \quad (3.5)$$

В системе единиц СИ удельная тяга измеряется ньютоном-секундой на килограмм ($\text{н} \cdot \text{сек}/\text{кг}$), прежняя единица измерения удельной тяги — $\text{кгГ} \cdot \text{сек}/\text{кг}$.

Подставив в уравнение (3.5) значение тяги из уравнения (3.3), получаем

$$P_{\text{уд}} = c_5 - c_0. \quad (3.5a)$$

Для случая работы ТРД на стенде ($c_0=0$)

$$P_{\text{уд}} = c_5. \quad (3.5b)$$

Таким образом, значение удельной тяги в этом случае определяется только величиной скорости истечения газа.

Удельная тяга — важная характеристика двигателя, определяющая совершенство использования воздуха (газа) для создания

тяги. Чем больше величина удельной тяги, тем меньше воздуха (газа) нужно для создания заданной тяги, тем меньше размеры и сила тяжести (вес) двигателя. Меньшие поперечные размеры двигателя позволяют уменьшить площадь поперечного сечения (мидель) фюзеляжа, если двигатель расположен в фюзеляже, или гондол двигателя, если двигатели крепятся к крылу. Это приводит к уменьшению лобового сопротивления самолета и потребной тяги двигателя, а следовательно, к увеличению дальности и продолжительности полета. Уменьшение силы тяжести (веса) двигателя позволяет увеличить полезную нагрузку самолета. Таким образом уменьшение лобового сопротивления и силы тяжести (веса) двигателя при данной тяге приводит к увеличению скорости и потолка самолета.

Величина удельной тяги современных ТРД при работе на стенде равна

$$P_{\text{уд}} = 550—750 \text{ н} \cdot \text{сек}/\text{кг} \quad [55—75 \text{ кгГ} \cdot \text{сек}/\text{кг}].$$

Удельным расходом топлива называется отношение часового расхода топлива к тяге, развиваемой двигателем:

$$C_p = \frac{C_h}{P}. \quad (3.6)$$

Удельный расход топлива в системе единиц СИ измеряется в килограммах на ньютоном-час ($\text{кг}/\text{н} \cdot \text{ч}$), прежняя единица измерения удельного расхода топлива — $\text{кг}/\text{кгГ} \cdot \text{час}$.

Удельный расход топлива характеризует экономичность двигателя. Чем меньше C_p , тем больше при данном запасе топлива дальность и продолжительность полета.

Величина удельного расхода топлива для современных ТРД

$$C_p = 0,075—0,09 \text{ кг}/(\text{н} \cdot \text{ч}) \quad [0,75—0,9 \text{ кг}/\text{кгГ} \cdot \text{час}].$$

Можно придать выражению для удельного расхода топлива иной вид, более удобный для анализа. Для этого выразим часовой расход топлива C_h через секунднй расход $C_{\text{т.сек}}$.

Подставив в уравнение (3.6) значения P из уравнения (3.5) и C_h получим

$$C_p = \frac{C_{\text{т.сек}} 3600}{m_{\text{сек}} P_{\text{уд}}}.$$

Умножим и разделим отношение секунднх расходов топлива и воздуха на H_u

$$\frac{C_{\text{т.сек}}}{m_{\text{сек}}} \frac{H_u}{H_u}.$$

Выражение в числителе $C_{\text{т.сек}} H_u$ представляет собой секундное количество тепла, внесенное в двигатель. Это количество тепла, по-

деленное на величину секундного расхода воздуха есть количество тепла, приходящееся на килограмм воздуха:

$$\frac{C_{\text{т.сек}} H_u}{m_{\text{сек}}} = Q_1.$$

Подставляя в выражение удельного расхода топлива значение Q_1 , получаем окончательно

$$C_p = \frac{3600 Q_1}{H_u P_{\text{уд}}} \quad (3.7)$$

Удельной массой (удельным весом) двигателя называется отношение массы двигателя к развиваемой им максимальной тяге.

$$m_{\text{уд}} = \frac{m_{\text{дв}}}{P_{\text{мах}}} \quad (3.8)$$

где $m_{\text{дв}}$ — масса двигателя (без топлива и масла).

В системе единиц СИ удельная масса двигателя измеряется в килограммах на ньютон, прежняя единица измерения — кг/кГ.

Чем меньше удельная масса (удельный вес) двигателя, тем меньшая часть развиваемой двигателем тяги затрачивается на перемещение его в полете, что в свою очередь благоприятно сказывается на скорости, скороподъемности и других летно-тактических данных самолета.

Удельная масса (удельный вес) современных ТРД составляет 0,02—0,03 кг/н [0,2—0,3 кг/кГ].

Удельной лобовой тягой называется отношение максимальной тяги двигателя к его лобовой площади:

$$P_{\text{лоб}} = \frac{P_{\text{мах}}}{F_{\text{лоб}}} \quad (3.9)$$

где $F_{\text{лоб}}$ — лобовая площадь двигателя (площадь максимального сечения двигателя).

Удельная лобовая тяга характеризует аэродинамическое совершенство двигательной установки.

Действительно, чем больше удельная лобовая тяга, тем меньшая часть развиваемой двигателем тяги затрачивается на преодоление сопротивлений, имеющих место при обтекании гондол (если двигатели расположены в гондолах) или фюзеляжа (если двигатели расположены в фюзеляже).

Величина удельной лобовой тяги для двигателей с осевыми компрессорами $P_{\text{лоб}} = 80—100 \text{ кН/м}^2$ [8000—10 000 кГ/м²].

У двигателей с центробежными компрессорами, имеющих большую лобовую площадь, величина $P_{\text{лоб}}$ равна 30—32 кН/м² [3000—3200 кГ/м²].

§ 3. КОЭФФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ И ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ТРД

Тепло, внесенное с топливом в турбореактивный двигатель, в конечном счете преобразуется в тяговую работу — работу, затрачиваемую на передвижение самолета в воздухе. На пути преобразования тепла в тяговую работу теряется его значительная часть. Потери тепла при этом оцениваются с помощью коэффициентов полезного действия (КПД).

Преобразование тепла в тяговую работу, затрачиваемую на передвижение самолета в пространстве, можно представить состоящим из двух последовательных этапов.

На первом этапе преобразования тепла часть его расходуется на увеличение кинетической энергии потока газа. Большая же часть тепла при этом рассеивается в атмосфере. Потери тепла на этом этапе можно оценить с помощью эффективного КПД.

Эффективным КПД называется отношение эффективной работы к теплу, внесенному в двигатель с топливом:

$$\eta_e = \frac{l_e}{Q_1} \quad (3.10)$$

где l_e — эффективная работа;

Q_1 — тепло, внесенное в двигатель.

В турбореактивном двигателе часть тепла, пошедшая на создание эффективной работы, определяется приростом кинетической энергии потока газов, т. е. разностью кинетической энергии выходящей из двигателя струи газов и поступающего в двигатель воздуха

$$l_e = m_{\text{сек}} \frac{c_5^2 - c_0^2}{2} \quad (3.11)$$

Тогда выражение для эффективного КПД можно записать следующим образом:

$$\eta_e = \frac{m_{\text{сек}} \frac{c_5^2 - c_0^2}{2}}{Q_1} \quad (3.12)$$

Таким образом, можно заключить, что эффективный КПД показывает, какая часть тепла, внесенного в двигатель с топливом, расходуется на увеличение кинетической энергии потока газов, проходящего через двигатель. Следовательно, данный КПД оценивает ТРД как тепловую машину, преобразующую тепло в кинетическую энергию потока газов.

Величина эффективного КПД для современных ТРД составляет 0,25—0,35. Это значит, что из внесенного в двигатель тепла на увеличение кинетической энергии потока газов расходуется 25—35%.

Эффективный КПД оценивает все потери тепла, имеющие место в процессе преобразования тепла в кинетическую энергию потока газов. Этими потерями являются:

- а) потери тепла с выходящими из двигателя газами;
- б) потери тепла в камере сгорания (вследствие неполноты сгорания и диссоциации продуктов сгорания);
- в) потери тепла вследствие теплоотдачи через стенки;
- г) потери тепла на преодоление гидравлических и механических сопротивлений в двигателе.

Необходимо отметить, что из всех перечисленных выше потерь наиболее значительными являются потери тепла с выходящими из двигателя газами (потери по второму закону термодинамики).

Для увеличения эффективного КПД необходимо применение средств, снижающих все виды потерь на первом этапе преобразования тепла. Наибольший эффект оказывает применение высоких степеней повышения давления, снижение гидравлических и волновых потерь во всех элементах двигателя, в частности, во входных и выходных устройствах.

Второй этап преобразования энергии в двигателе связан с перемещением самолета.

В полете запасенная кинетическая энергия потока газов преобразуется в работу передвижения, совершаемую силой тяги. В § 2 было показано, что не вся кинетическая энергия, запасенная газом в двигателе, используется полезно. Часть этой энергии, равная

$$m_{\text{сек}} \frac{(c_5 - c_0)^2}{2},$$

не используется.

Для оценки потерь энергии на втором этапе преобразования тепла (в процессе преобразования прироста кинетической энергии потока газов в тяговую работу) служит тяговый КПД.

Тяговым КПД называется отношение тяговой работы к приросту кинетической энергии потока газов, проходящего через двигатель:

$$\eta_p = \frac{Pc_0}{m_{\text{сек}} \frac{c_5^2 - c_0^2}{2}}, \quad (3.13)$$

где Pc_0 — тяговая работа.

Тяговый КПД показывает, какая часть прироста кинетической энергии расходуется на работу по передвижению самолета в воздухе. Этот КПД оценивает турбореактивный двигатель как движи-

тель, который служит для преобразования прироста кинетической энергии в полезную работу передвижения самолета.

Тяговый КПД оценивает потери кинетической энергии с газами, истекающими из двигателя.

Величина тягового КПД для дозвуковых скоростей полета равна 0,5—0,65; на сверхзвуковых скоростях значение его выше.

Максимального значения, равного единице, этот КПД мог бы достичь при $c_0 = c_5$, когда весь прирост кинетической энергии используется полезно. Но при этом, как видно из уравнения (3.3), тяга ТРД равна нулю.

Оценка всех потерь в ТРД производится с помощью полного КПД.

Полным КПД называется отношение тяговой работы к теплу, внесенному в двигатель:

$$\eta_n = \frac{Pc_0}{Q_1} \quad (3.14)$$

Полный КПД показывает, какая часть тепла, внесенного в двигатель с топливом, расходуется на создание тяговой работы.

Полный, эффективный и тяговый коэффициенты полезного действия связаны между собой соотношением

$$\eta_n = \eta_e \eta_p.$$

В этом нетрудно убедиться, перемножив уравнения (3.12) и (3.13).

Так как полный КПД равен произведению эффективного и тягового КПД, следовательно, он оценивает все потери в процессе преобразования тепла в тяговую работу.

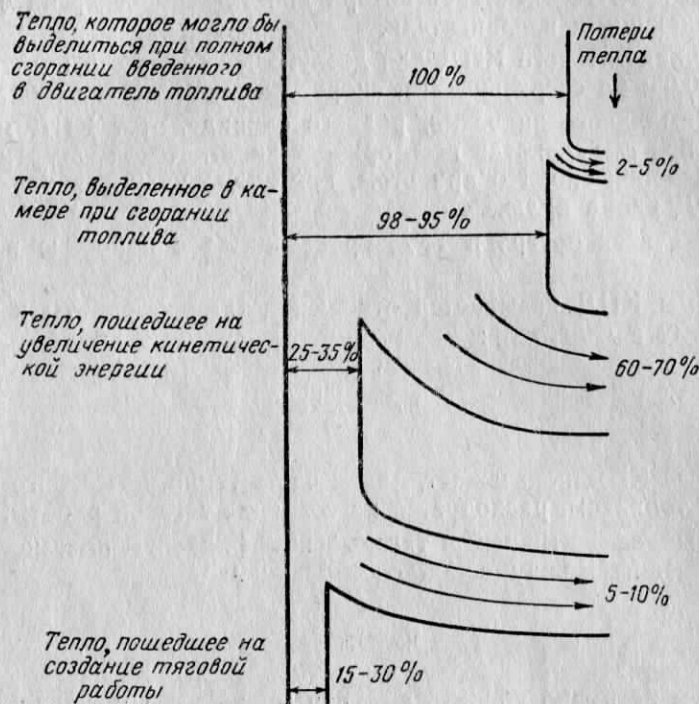
Для современных ТРД величина полного КПД $\eta_n = 0,15—0,30$. Так же как и тяговый КПД, полный КПД тем больше, чем больше скорость полета. Следовательно, чем с большей скоростью осуществляется полет самолета, тем лучше используется внесенное в двигатель тепло.

Из всего тепла, которое могло бы выделиться при полном сгорании введенного в двигатель топлива, лишь небольшая часть преобразовывается в полезную работу, а все остальное тепло теряется.

Общее распределение тепла называется тепловым балансом (фиг. 3.4).

Введенное в двигатель тепло примем за 100%. 60—70% из этого тепла составляют потери с выходящими из двигателя газами. Кроме того, до 5% тепла теряется в камере сгорания (наибольшие потери — из-за неполноты сгорания топлива).

Таким образом, на увеличение кинетической энергии газового потока идет только 25—35% тепла, а так как часть кинетической



Фиг. 3.4. Тепловой баланс ТРД.

энергии (5—10%) не используется, то на создание тяговой работы приходится лишь 15—30% из всего тепла, введенного в двигатель.

§ 4. ЗАВИСИМОСТЬ ТЯГИ И ЭКОНОМИЧНОСТИ ТРД ОТ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА

В турбореактивном двигателе эффективная работа полностью расходуется на увеличение кинетической энергии газового потока. В то же время известно, что реактивная тяга возникает вследствие ускоренного движения газа через двигатель. Чем больше ускорение сообщено газу в двигателе, чем больше возросла кинетическая энергия потока газа, тем больше тяга и удельная тяга двигателя. Таким образом, чем больше эффективная работа, тем больше тяга и удельная тяга двигателя.

Тяга ТРД равна произведению секундного расхода воздуха $m_{сек}$ на удельную тягу $P_{уд}$. Расход воздуха, который в основном определяется размерами проходных сечений в двигателе, будем считать постоянным. Это даст возможность упростить анализ зависи-

мости тяги от параметров процесса, свести его к определению зависимости только одной удельной тяги от параметров процесса.

Необходимую для анализа связь между эффективной работой l_e и удельной тягой можно найти, если из уравнения (3.2) определить значение скорости истечения $c_5 = \sqrt{2l_e + c_0^2}$ и подставить его в уравнение удельной тяги

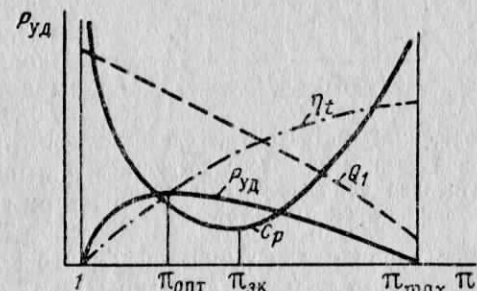
$$P_{уд} = c_5 - c_0 = \sqrt{2l_e + c_0^2} - c_0. \quad (3.15)$$

Зависимость удельной тяги от параметров процесса

К числу параметров процесса, определяющих тягу и экономичность ТРД, относятся: степень повышения давления $\pi = \frac{P_2}{P_1}$, температура газов перед турбиной T_3 , а также коэффициенты, оценивающие величину гидравлических потерь в процессе расширения газов и в процессе сжатия воздуха.

Для анализа зависимости удельной тяги от степени повышения давления воспользуемся уравнением (3.15). Как видно, при постоянной скорости полета c_0 удельная тяга пропорциональна величине эффективной работы, которая равна разности между индикаторной работой l_i и работой l_r , затрачиваемой на преодоление гидравлических сопротивлений в двигателе. Индикаторная работа ТРД так же, как работа любого теплового двигателя, зависит от количества тепла, пошедшего на совершение этой работы. Она определяется количеством тепла, внесенного в двигатель с топливом, и степенью использования этого тепла, которая оценивается величиной термического КПД. Итак, для суждения о величине индикаторной работы нужно знать, сколько тепла Q_1 внесено в двигатель с топливом, и величину термического КПД η_t .

Зависимость удельной тяги от степени повышения давления показана на фиг. 3.5. При увеличении степени повышения давления растет температура воздуха T_2 , поступающего из компрессора в камеру сгорания. Так как температура газа на лопатках турбины T_3 (из соображений прочности лопаток) должна сохраняться постоянной, то подогрев воздуха в камере должен уменьшаться, поэтому количество подаваемого в двигатель тепла (топлива) также должно уменьшаться.

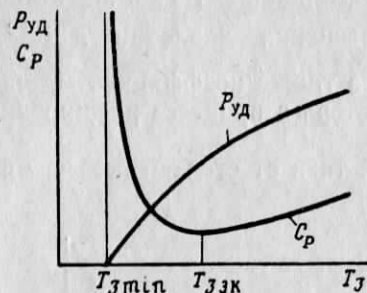


Фиг. 3.5. Зависимость удельной тяги и удельного расхода топлива от степени повышения давления.

В то же время с ростом степени повышения давления увеличивается термический КПД η_t , что означает улучшение использования тепла, внесенного в двигатель.

Таким образом, при увеличении степени повышения давления индикаторная работа, эффективная работа, а следовательно, и удельная тяга должны возрастать вследствие улучшения использования тепла, а с другой стороны они должны уменьшаться из-за уменьшения количества вносимого в двигатель тепла.

При $\pi = 1$ термический КПД равен нулю, поэтому индикаторная и эффективная работа, а также и удельная тяга равны нулю. При увеличении π до некоторого значения, называемого наивыгодней-



Фиг. 3.6. Зависимость удельной тяги и удельного расхода топлива от температуры газа перед турбиной.

туре газов перед турбиной T_3 , что количества подводимого тепла достаточно только для покрытия тепловых потерь и преодоления гидравлических сопротивлений в двигателе. При этом удельная тяга равна нулю.

Величина оптимальной степени повышения давления для современных двигателей $\pi_{\text{опт}} = 6,5-7,5$.

Зависимость удельной тяги от температуры газа перед турбиной показана на фиг. 3.6. При некоторой минимальной температуре газа $T_{3\text{min}}$ подводимого в камеру сгорания тепла хватает только на покрытие потерь, поэтому эффективная работа и удельная тяга равны нулю. Чем выше температура газа перед турбиной, тем больше энтальпия (теплосодержание) газа, тем большую работу способен совершить газ при расширении. Поскольку степень повышения давления и работа сжатия воздуха в компрессоре не изменились, то останется постоянной и работа расширения газа в турбине. Тогда, следовательно, возрастет работа расширения газа в реактивном сопле, увеличатся скорость истечения газа, эффективная работа и удельная тяга.

Максимальная температура газа перед турбиной определяется жаростойкостью и жаропрочностью материала лопаток турбины.

У двигателей максимальная температура газа перед турбиной T_3 не превышает 1300°K .

При работе двигателя на стенде гидравлические потери во входном устройстве и реактивном сопле невелики. В этом случае основные потери в процессе сжатия — это потери в компрессоре, а в процессе расширения — потери в газовой турбине.

Чем больше гидравлические потери в элементах двигателя, тем больше доля индикаторной работы, идущей на покрытие этих потерь, тем меньше эффективная работа и удельная тяга двигателя. При некотором значении потерь в компрессоре и турбине индикаторная работа целиком расходуется на их покрытие и удельная тяга обращается в нуль. Отсюда следует, как важно снизить гидравлические сопротивления по тракту двигателя. Износ лопаток компрессора и турбины, шероховатости и царапины, образующиеся на них от пыли и песка, приводят к увеличению гидравлических потерь в компрессоре и турбине и снижают удельную тягу двигателя.

В полете, особенно со сверхзвуковыми скоростями, рассмотрение потерь нельзя ограничивать только компрессором и турбиной. Потери во входном устройстве и реактивном сопле при этом очень велики и могут по величине превосходить потери в компрессоре и турбине.

Зависимость экономичности от параметров процесса

Экономичность ТРД оценивается величиной удельного расхода топлива. Согласно уравнению (3.7) удельный расход топлива

$$C_p = \frac{3600 \cdot Q_1}{H_u P_{\text{уд}}}.$$

Зависимость удельного расхода топлива от степени повышения давления см. на фиг. 3.5.

Так как при $\pi = 1$ удельная тяга равна нулю, в этом случае величина удельного расхода топлива равна бесконечности. При увеличении степени повышения давления удельный расход топлива уменьшается и достигает минимума при некотором значении степени повышения давления $\pi_{\text{эк}}$, называемой экономической степенью повышения давления, а затем увеличивается. Необходимо отметить, что экономическая степень повышения давления $\pi_{\text{эк}}$ не совпадает с оптимальной степенью повышения давления $\pi_{\text{опт}}$. В самом деле, как видно из фиг. 3.5, вблизи максимума $P_{\text{уд}}$ почти не меняется, в то время как количество подводимого тепла Q_1 продолжает уменьшаться. Поэтому, как следует из уравнения (3.7), при $\pi_{\text{опт}}$ удельный расход топлива продолжает уменьшаться. Удельный расход топлива достигает минимума при такой степени повышения давления, когда влияние уменьшения удельной тяги оказывается более сильным, чем влияние уменьшения Q_1 .

Из проделанного анализа следует, что при увеличении π сверх $\pi_{\text{опт}}$ экономичность двигателя может быть увеличена, правда, при

некотором уменьшении удельной тяги. При этом также увеличатся сила тяжести (вес) и габариты двигателя, так как для увеличения степени повышения давления потребуется увеличить число ступеней компрессора.

Подобный способ увеличения экономичности целесообразен для двигателей самолетов, предназначенных для полетов большой продолжительности (бомбардировщики, транспортные самолеты). Степень повышения давления таких двигателей должна быть порядка 10—12.

Двигатели истребителей, рассчитанных на большие сверхзвуковые скорости, должны иметь как можно меньшую удельную массу (удельный вес) и большую удельную тягу. Степень повышения давления таких двигателей равна 5—7 (при этом удельная тяга близка к максимуму).

Зависимость удельного расхода топлива от температуры газов перед турбиной видна из фиг. 3. 6. При температуре T_{3min} , соответствующей нулевому значению удельной тяги, удельный расход топлива бесконечно велик. При увеличении T_3 удельный расход топлива уменьшается. Это объясняется тем, что удельная тяга с ростом температуры T_3 увеличивается более быстро, чем растет количество подводимого к газу тепла Q_1 . При некоторой температуре $T_{3эк}$, называемой экономической температурой, удельный расход топлива становится минимальным. При дальнейшем повышении температуры удельный расход топлива увеличивается из-за того, что количество подводимого тепла Q_1 растет более интенсивно, чем удельная тяга.

Температура $T_{3эк}$, при которой удельный расход минимален, примерно равна 800—1000° К (большая цифра относится к большей скорости полета). В то же время температура газов перед турбиной в современных ТРД не превышает 1300° К. Следовательно, при выборе температуры газов T_3 руководствуются стремлением увеличить удельную тягу и получить легкий и компактный двигатель за счет некоторого снижения экономичности.

Наличие гидравлических потерь в элементах двигателя отрицательно сказывается как на экономичности, так и на тяге. Чем больше гидравлические потери в элементах двигателя, тем большая часть индикаторной работы затрачивается на преодоление этих потерь, тем, следовательно, больше и расход топлива.

§ 5. ВХОДНОЕ УСТРОЙСТВО ТРД

Входные устройства должны обеспечить выполнение следующих требований:

1) осуществить сжатие воздуха с возможно меньшими потерями энергии;

2) подвести воздух к компрессору с равномерным полем скоростей и давлений.

В зависимости от условий компоновки двигателя на самолете входной диффузор может быть конструктивно связан с двигателем или устанавливаться на входе в канал, подводящий воздух к двигателю. В первом случае он является элементом входного устройства двигателя, во втором случае, хотя входной диффузор обеспечивает эффективную работу двигателя, он является частью конструкции самолета.

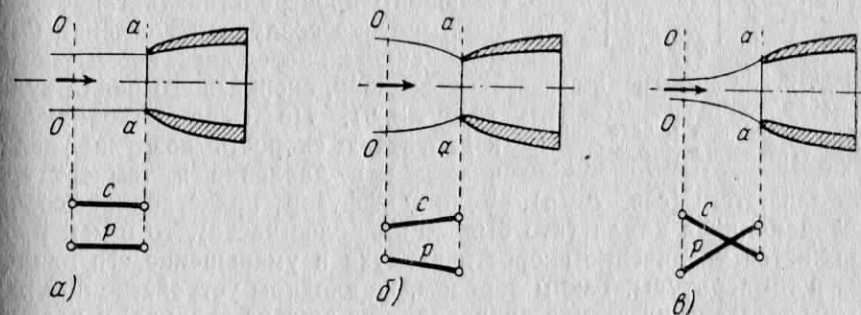
Дозвуковые входные устройства

Дозвуковые входные устройства предназначены для работы на дозвуковых и небольших сверхзвуковых скоростях полета.

Характер течения воздуха перед входным устройством зависит от соотношения площади F_a входа в диффузор и площади F_0 захватываемой струи воздуха. Эта площадь на данной скорости полета определяется величиной расхода воздуха

$$F_0 = \frac{m_{сек}}{c_0 \rho_0}$$

Возможны три характерные случая течения воздуха перед дозвуковым входным устройством (фиг. 3. 7):



Фиг. 3. 7. Случаи течения воздуха перед входным устройством.

1) если $F_0 = F_a$, струя имеет цилиндрическую форму. В этом случае нет изменения скорости и параметров воздуха в струе (см. фиг. 3. 7, а);

2) $F_0 > F_a$; этот случай имеет место, если расход увеличен или площадь входа уменьшена. До входа в диффузор происходит расширение воздуха, скорость его увеличивается, а давление уменьшается (см. фиг. 3. 7, б);

3) если площадь входа увеличена или расход уменьшен, то $F_0 < F_a$. Конфигурация струи в этом случае изображена на фиг. 3. 7, в. Струя принимает форму, которую она имела бы в расширяющемся канале. В этом случае скорость воздуха уменьшается, а давление увеличивается, т. е. происходит сжатие воздуха.

Поток воздуха в этом случае будет тормозиться в атмосфере. Это наиболее выгодный режим работы, так как торможение в по-

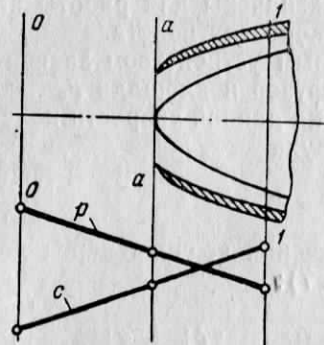
токе происходит практически без потерь. Кроме того, уменьшаются гидравлические потери в самом диффузоре вследствие того, что воздух протекает по нему с меньшей скоростью.

При этом нужно учесть, что увеличение площади сечения на входе увеличивает и внешнее сопротивление двигателя.

Наиболее эффективным будет сжатие в том случае, если

$$F_0 \approx 0,5 F_a.$$

Сжатие в атмосфере сопровождается ростом давления и температуры и уменьшением скорости. В суживающемся входном устройстве скорость воздуха несколько увеличивается, а давление и температура уменьшаются. Применение суживающегося входного устройства продиктовано желанием получить равномерное поле скоростей и давлений на входе в диффузор.



Фиг. 3.8. Изменение параметров воздуха во входном устройстве при работе двигателя на стенде.

Если двигатель работает на стенде, компрессор засасывает воздух из окружающего пространства (нет набегающего потока воздуха). В сечении 0—0 (на удалении перед двигателем) поток не возмущен, скорость его равна нулю (фиг. 3.8). По мере приближения к двигателю скорость воздуха увеличивается, а давление и температура уменьшаются (сеч. $a—a$). Если диффузор представляет собой суживающийся канал (что бывает наиболее часто), то в нем продолжается увеличение скорости воздуха и уменьшение его давления и температуры. Таким образом, во входном устройстве при работе двигателя на стенде происходит не сжатие воздуха, а расширение. Поэтому давление воздуха на входе в компрессор (сеч. 1—1) оказывается меньшим, нежели давление в атмосфере.

Сверхзвуковые входные устройства

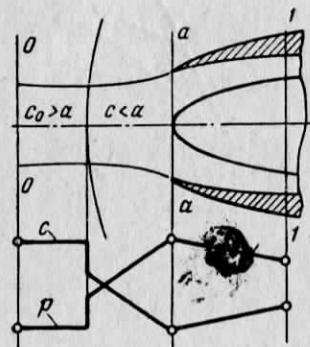
При сверхзвуковых скоростях полета перед входным устройством образуется прямой скачок уплотнения, т. е. скачок, фронт которого перпендикулярен направлению потока воздуха. В прямом скачке, как известно, резко повышается давление и температура, а скорость воздуха уменьшается и становится дозвуковой.

Характер изменения параметров воздуха в этом случае показан на фиг. 3.9. Так как за скачком поток стал дозвуковым, изменение параметров воздуха за скачком происходит так же, как показано на фиг. 3.7, в.

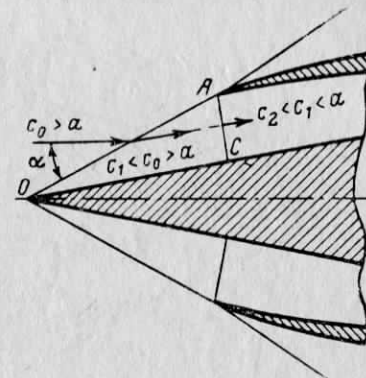
При наличии прямого скачка сжатие воздуха происходит с большими потерями (значительная часть кинетической энергии потока

переходит в энергию хаотического движения молекул, т. е. в тепло, вызывая нагрев воздуха). Вследствие потерь давление в конце диффузора получается значительно меньше того давления, которое было бы при отсутствии скачка, т. е. при адиабатном торможении воздуха.

На скоростях, значительно превышающих скорость звука (число $M > 1,5 \div 1,7$), обычный дозвуковой диффузор становится непригодным и полет в этом случае требует применения специальных входных устройств. Простейшая схема диффузора, предназначенного для сверхзвуковых скоростей полета, показана на фиг. 3.10.



Фиг. 3.9. Изменение параметров воздуха в обычном входном устройстве при сверхзвуковой скорости полета.



Фиг. 3.10. Схема двухскачкового диффузора.

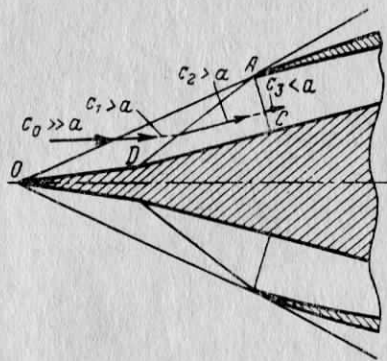
Такой диффузор состоит из центрального тела (конуса), выдвинутого навстречу потоку, и обтекателя с острой передней кромкой. Конус обуславливает появление косоугольного скачка уплотнения, идущего от его вершины, т. е. скачка, фронт которого находится под углом α (меньшим 90°) к направлению полета.

Косой скачок обладает рядом особенностей: во-первых, он менее интенсивен и сопровождается меньшими потерями, чем прямой скачок; во-вторых, за косым скачком скорость может остаться сверхзвуковой.

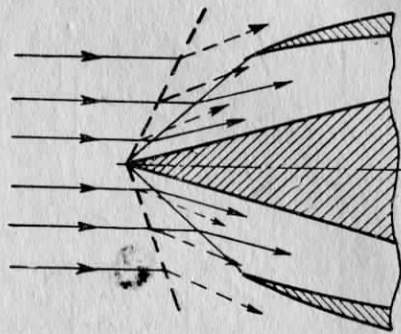
Работа диффузора, изображенного на фиг. 3.10, происходит следующим образом. Представим себе, что скорость потока воздуха c_0 существенно больше скорости звука a . После косоугольного скачка AO скорость воздуха c_1 стала меньше c_0 , но она превышает скорость звука a , соответствующую состоянию воздуха после скачка, т. е. поток остался сверхзвуковым. Далее за прямым скачком AC скорость потока $c_2 < c_1 < a$, т. е. поток стал дозвуковым, и дальнейшее

уменьшение скорости потока и увеличение давления происходит так же, как и в обычном диффузоре.

Целесообразность применения диффузора приведенной схемы состоит в том, что при переходе потока через косой скачок потери относительно невелики, а замыкающий прямой скачок возникает при меньших скоростях потока, в связи с чем интенсивность его будет значительно меньшей. В данном двухскачковом диффузоре один прямой скачок заменен косым и слабым прямым. Потери давления в такой системе скачков получаются меньшими, чем при наличии одного прямого скачка.



Фиг. 3.11. Схема трехскачкового диффузора.



Фиг. 3.12. К работе диффузора на нерасчетном режиме.

При очень больших скоростях полета ($M > 2,5$) потери велики даже при наличии двухскачкового диффузора. В этом случае может быть применен трехскачковый диффузор (фиг. 3.11). В таком диффузоре за счет «излома» конуса образуется второй косой скачок AD , заканчивающийся, как и раньше, слабым прямым скачком AC .

Работа сверхзвукового диффузора существенно зависит от режима полета самолета. На нерасчетных режимах (при увеличении или уменьшении скорости полета) угол наклона косых скачков меняется. Например, при уменьшении скорости полета увеличивается угол наклона косых скачков, фронт скачков уже не проходит через переднюю кромку обтекателя диффузора. Если при этом остается прежним положение конуса, то, как видно из фиг. 3.12, на которой новое положение фронта скачков изображено пунктирными линиями, часть потока, отклонившись в скачке, проходит мимо диффузора, что приводит к уменьшению расхода воздуха. При этом также увеличивается внешнее сопротивление двигателя.

Избежать уменьшения расхода воздуха и увеличения потерь можно с помощью регулирования геометрических параметров диффузора. В частности, регулирование может быть осуществлено передвижением конуса. С увеличением числа M полета конус

должен перемещаться вперед. Для целей регулирования могут быть применены также специальные отверстия (окна перепуска) на обтекателе (обечайке) диффузора.

Скоростная степень повышения давления

Эффективность сжатия воздуха (преобразования кинетической энергии потока в работу сжатия) во входном устройстве может быть оценена скоростной степенью повышения давления.

Скоростной степенью повышения давления называется отношение давления воздуха на входе в компрессор к давлению в окружающей среде

$$\pi_{ск} = \frac{p_1}{p_0},$$

где p_1 — давление воздуха на входе в компрессор (сечение 1—1 на фиг. 3.1);

p_0 — давление воздуха в окружающей среде (в невозмущенном потоке).

Скоростная степень повышения давления зависит от скорости и высоты полета самолета.

При полете на определенной высоте по мере увеличения скорости полета скоростная степень повышения давления увеличивается, так как становится больше величина кинетической энергии $\frac{c_0^2 - c_1^2}{2}$, преобразуемой в работу сжатия.

При полете на определенной скорости с ростом высоты полета до 11 км скоростная степень повышения давления увеличивается, так как чем холоднее воздух, тем в большей степени повышается его давление при преобразовании кинетической энергии в работу сжатия. При дальнейшем повышении высоты полета сверх 11 км температура воздуха практически постоянна и степень повышения давления не меняется.

§ 6. КОМПРЕССОРЫ

Основное повышение давления воздуха, являющегося рабочим телом в ТРД, происходит в компрессоре. Сжатие воздуха происходит в результате преобразования механической энергии, подведенной от газовой турбины к ротору компрессора, в энергию давления воздуха. По принципу действия компрессоры принадлежат к классу лопаточных машин, у которых механическое воздействие на воздух оказывают рабочие лопатки.

По мере увеличения скорости полета самолета уменьшается роль компрессора в процессе сжатия воздуха, так как все больше и больше становится сжатие воздуха во входном устройстве и на числах $M > 2,5$ необходимость в компрессоре отпадает. Нужно все

же отметить, что и для двигателей самолетов, рассчитанных на большие максимальные скорости полета, компрессор все же необходим. Применение компрессора в этом случае обеспечивает получение тяги на старте и на малых скоростях полета и улучшает характеристики двигателя до значительных скоростей полета.

В ТРД наиболее часто применяются компрессоры двух типов — центробежные и осевые. В центробежном компрессоре основное движение воздуха происходит в радиальном направлении, в осевом компрессоре — в осевом направлении. Кроме указанных компрессоров, иногда применяют и комбинированные (осецентробежные) компрессоры, имеющие несколько осевых ступеней и одну или несколько центробежных ступеней.

Современная авиационная техника предъявляет к компрессору, являющемуся одним из основных элементов двигателя, высокие требования:

а) компрессор должен обеспечить необходимую степень повышения давления воздуха при высоком коэффициенте полезного действия;

б) сила тяжести (вес) и габариты компрессора должны быть минимальными (при одновременном обеспечении необходимой степени повышения давления и необходимого расхода воздуха);

в) компрессор должен подавать в камеры сгорания устойчивый поток воздуха;

г) компрессор должен быть надежен в эксплуатации и прост в производстве.

Центробежный компрессор

На фиг. 3.13 представлена схема центробежного компрессора. Центробежный компрессор состоит из входного устройства (А), рабочего колеса (Б), диффузора (В) и выходных патрубков (Г).

Введем следующие обозначения сечений компрессора:

1—1 — сечение на входе в рабочее колесо;

2—2 — сечение на выходе из рабочего колеса;

3—3 — сечение на выходе из диффузора;

4—4 — сечение на выходе из компрессора;

0—0 — сечение в невозмущенной атмосфере перед компрессором.

Основная часть компрессора — колесо, снабженное лопатками и посаженное на вал, от которого и получает вращение.

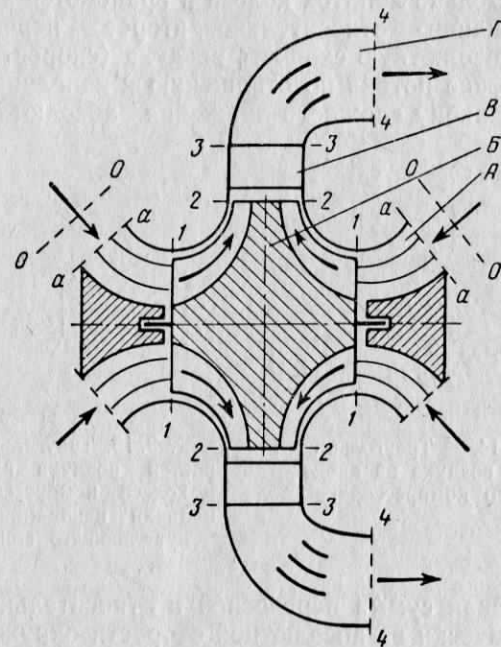
Во входном устройстве имеется неподвижный направляющий аппарат (ННА), на входе в колесо — вращающийся направляющий аппарат (ВНА).

После колеса воздух поступает в диффузор, который представляет собой ряд расширяющихся каналов, образованных диффузорными лопатками. Совокупность колеса и диффузора носит название ступени центробежного компрессора. После диффузора воздух

поступает в выходные патрубки и затем к потребителю — в камеры сгорания.

Принцип работы такого компрессора заключается в следующем.

Воздух, поступающий во вращающееся колесо, проходя по каналам колеса и вращаясь вместе с колесом, сжимается образующимися при этом центробежными силами. Под влиянием этих сил воздух перемещается по колесу в радиальном направлении, при



Фиг. 3.13. Схема центробежного компрессора.

этом нижние слои воздуха поджимают верхние. Давление в колесе также повышается вследствие торможения воздуха в относительном движении в расширяющихся каналах, образованных лопатками колеса. Одновременно происходит и увеличение абсолютной скорости воздуха в колесе. В диффузоре, а также и в выходных патрубках происходит преобразование приобретенной в колесе кинетической энергии воздуха в энергию давления.

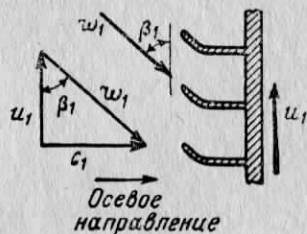
Рассмотрим подробнее условия течения воздуха по центробежному компрессору.

Вход воздуха в колесо

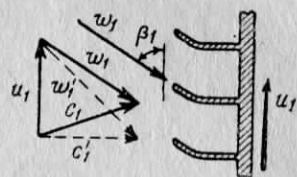
На входе в колесо компрессора находится входное устройство, назначение которого состоит в том, чтобы обеспечить вход на колесо равномерного воздушного потока с минимальными гидравличе-

скими потерями. Для рассмотрения условий входа воздуха на колесо компрессора рассечем колесо некоторой цилиндрической поверхностью, ось которой совпадает с осью колеса, и развернем это сечение на плоскость чертежа (фиг. 3.14). Сечение произведем на некотором радиусе r .

Пусть воздух поступает на колесо в осевом направлении. Частицы воздуха при прохождении колеса совершают сложное движение: движутся относительно лопаток колеса и вращаются вместе с колесом. Первое движение — относительное, второе — переносное. Обозначим через c_1 абсолютную скорость воздуха (скорость частиц воздуха в данной точке потока по отношению к неподвижной системе координат). По закону сложного движения абсолютная скорость



Фиг. 3.14. Треугольник скоростей воздуха на входе в колесо компрессора.



Фиг. 3.15. Треугольник скоростей воздуха на входе в колесо компрессора при наличии неподвижного направляющего аппарата.

есть геометрическая сумма переносной и относительной скоростей. Вычтем геометрически из абсолютной скорости окружную скорость u_1 вращения колеса, являющуюся скоростью переносного движения

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{30}.$$

В результате геометрического вычитания получаем вектор относительной скорости w_1 — скорости частиц воздуха в рассматриваемой точке потока по отношению к подвижной системе координат (по отношению к вращающемуся колесу). Полученный треугольник, образованный векторами c_1 , w_1 и u_1 носит название треугольника скоростей воздуха на входе в колесо.

Из треугольника скоростей следует, что для того, чтобы поток воздуха входил на колесо без удара, без срыва потока, необходимо передние кромки лопаток колеса отогнуть так, чтобы они совпадали с направлением вектора относительной скорости воздуха на входе в колесо. Эти отогнутые кромки лопаток и образуют так называемый вращающийся направляющий аппарат (ВНА), который иногда называется воздухозаборником.

Треугольник скоростей изображен на определенном радиусе. На другом радиусе треугольник имеет иной вид. Абсолютная скорость c_1 постоянна по входному сечению, но окружная скорость непостоянна: она зависит от радиуса. Поэтому и углы загиба лопаток меняются по радиусу. Загиб лопаток увеличивается от втулки к периферии колеса. Лопатки ВНА образуют уширяющиеся в направлении движения каналы.

Окружная скорость колеса очень велика — на периферии она достигает величины 460—480 м/сек. При этом относительная скорость w_1 превышает скорость звука, что влечет за собой появление волновых сопротивлений. Для избежания появления волновых сопротивлений относительная скорость не должна превышать 0,85—0,95 скорости звука.

Для уменьшения относительной скорости воздуха на входе в колесо устанавливается неподвижный направляющий аппарат (ННА), который создает предварительную закрутку воздуха в направлении вращения колеса. ННА представляет собой ряд неподвижных лопаток, установленных во входном устройстве компрессора. Наружные кромки лопаток радиальны, а внутренние загнуты в направлении вращения колеса, чем достигается закрутка воздуха. В ННА закрутка воздуха происходит на 18—20 градусов.

Изобразим треугольник скоростей воздуха на входе в колесо для случая наличия неподвижного направляющего аппарата (фиг. 3.15). Там же пунктирными линиями изображен треугольник скоростей без предварительной закрутки.

Из сравнения треугольников скоростей видно, что при наличии предварительной закрутки величина относительной скорости воздуха на входе в колесо w_1 стала меньше ($w_1 < w_1'$).

Течение воздуха в колесе

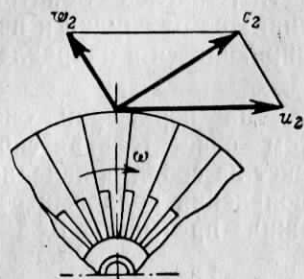
Колесо получает от турбины энергию и сообщает ее воздуху, в результате чего увеличивается его давление и температура.

Воздух, попавший в каналы, образованные лопатками колеса, увлекается ими и под действием центробежной силы отбрасывается к периферии, иными словами, течет по каналу. При этом увеличивается давление воздуха при сжатии его центробежными силами. Каналы, образованные лопатками колеса, имеют небольшую диффузность (они несколько уширяются), вследствие чего также увеличивается давление воздуха. В высоконапорных ступенях эти каналы чаще выполняют суживающимися.

Изобразим треугольник скоростей воздуха на выходе из колеса. Окружная скорость u_2 направлена по касательной к окружности колеса. Величина этой скорости определяется по формуле

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{30}.$$

Относительная скорость воздуха на выходе из колеса направлена не по радиусу, как это можно было бы ожидать при радиальных лопатках, а под некоторым углом к радиусу (фиг. 3.16).



Фиг. 3.16. Треугольник скоростей воздуха на выходе из колеса компрессора.

Объясняется это тем, что воздух, попав в канал вращающегося колеса, в силу присущей ему инертности стремится сохранить первоначальное состояние, когда он не вращался. На набегающей стороне лопатки создается повышенное давление, на противоположной — пониженное. Вызванное перепадом давления поперечное смещение частиц воздуха приводит к отклонению вектора ω_2 на некоторый угол против направления вращения колеса.

Геометрическим суммированием скоростей u_2 и ω_2 найдем величину абсолютной скорости c_2 на выходе из колеса. Эта скорость оказывается больше, чем такая же абсолютная скорость воздуха на входе в колесо. Увеличение скорости воздуха произошло благодаря подводу к колесу энергии извне — от турбины.

Течение воздуха в диффузоре

Повышение давления воздуха в диффузоре осуществляется в результате уменьшения скорости его течения. В ТРД применяются диффузоры двух типов: безлопаточные и лопаточные.

Безлопаточный (щелевой) диффузор представляет собой щель, образованную параллельными или несколько суживающимися стенками компрессора.

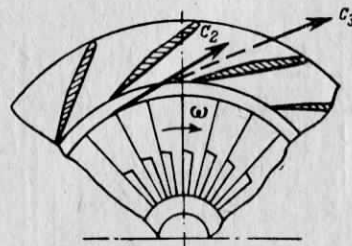
При протекании воздуха по диффузору скорость воздуха уменьшается, что сопровождается повышением давления. Щелевой диффузор, несмотря на конструктивную простоту, в авиационных компрессорах не применяется. Объясняется это большими потерями на трение воздуха о стенки (из-за большой длины траектории движения частиц воздуха) и большими диаметральными размерами, которые должен иметь такой диффузор для необходимого снижения скорости и повышения давления воздуха.

Лопаточный диффузор представляет собой ряд лопаток, установленных на равных расстояниях друг от друга по окружности (фиг. 3.17). Лопатки образуют каналы, расширяющиеся в направлении движения воздуха. В каналах диффузора происходит преобразование кинетической энергии воздуха в энергию давления.

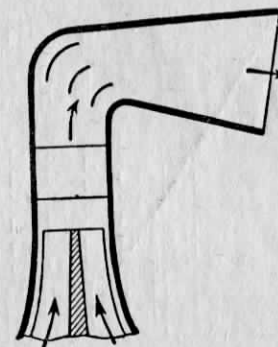
Так как лопатки диффузора отклоняют частицы воздуха в радиальном направлении, то траектория частиц получается более крутой, чем в щелевом диффузоре, поэтому и потери в лопаточном

диффузоре меньше, чем в щелевом. Меньше также и размеры такого диффузора.

В компрессорах ТРД перед лопаточным диффузором устанавливается небольшой (20—30 мм) щелевой диффузор. Постановка ще-



Фиг. 3.17. Схема лопаточного диффузора.



Фиг. 3.18. Схема выходного патрубка.

левого диффузора имеет целью уменьшить потери в лопаточном диффузоре, так как в щелевом диффузоре сверхзвуковой поток преобразуется в дозвуковой без скачков.

Из диффузора воздух следует в выходные патрубки, направляющие его в камеры сгорания (фиг. 3.18). В патрубках скорость воздуха уменьшается до 100—120 м/сек, вследствие чего происходит некоторое повышение давления.

Осевой компрессор

Осевой компрессор (фиг. 3.19, а) состоит из вращающейся части (ротора 3) и неподвижной части (статора 2). Ротор образован несколькими рядами лопаток, называемых рабочими лопатками 4. Лопатки эти расположены в большинстве случаев на ряде дисков, имеющих общий вал. Рабочие лопатки с диском образуют так называемое рабочее колесо. Привод ротора осуществляется от газовой турбины.

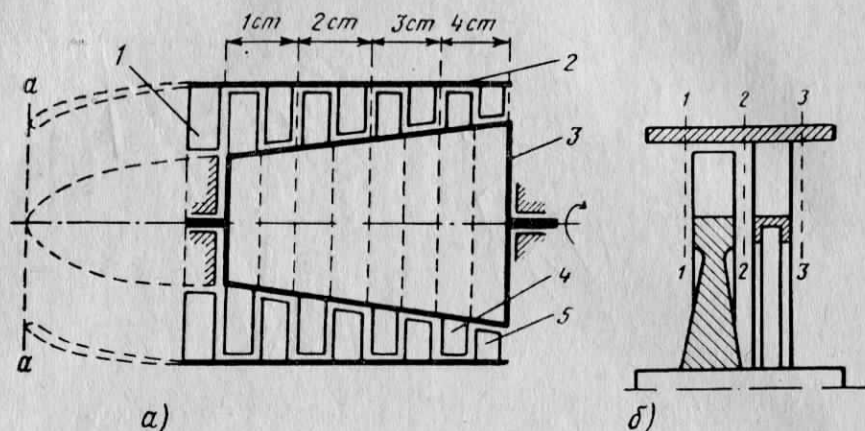
Статор образован несколькими рядами неподвижных лопаток 5, закрепленных в корпусе компрессора. Ряд таких лопаток образует спрямляющий аппарат. Первый ряд неподвижных лопаток носит название направляющего аппарата 1.

Сочетание рабочего колеса и следующего за ним спрямляющего аппарата носит название ступени осевого компрессора. Число ступеней осевого компрессора — от 5 до 17.

На фиг. 3.19, б изображена схема ступени осевого компрессора.

На этой схеме показаны сечения ступени:

- 1—1 — сечение на входе в колесо компрессора;
- 2—2 — сечение на выходе из колеса компрессора;



Фиг. 3.19. Схема ступени осевого компрессора.

3—3 — сечение на выходе из ступени (на выходе из спрямляющего аппарата).

Принцип действия всего компрессора может быть понят из рассмотрения принципа действия одной какой-либо ступени.

Принцип действия ступени компрессора

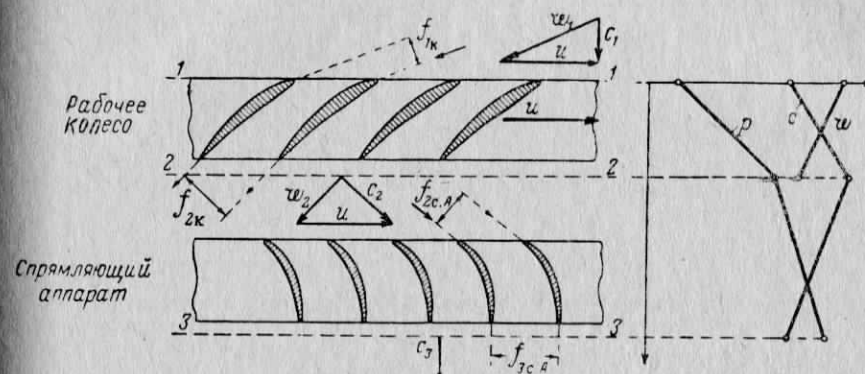
Рассмотрим, как движется воздух через ступень осевого компрессора. Для этого рассечем ступень цилиндрической поверхностью, ось которой совпадает с осью ротора, и развернем это сечение на плоскость (фиг. 3.20). Сечение проведем по среднему радиусу лопаток. Воздух на колесо компрессора, движущееся с окружной скоростью u , поступает с абсолютной скоростью c_1 . Найдем относительную скорость воздуха w_1 , т. е. скорость воздуха относительно лопаток. Эта скорость — геометрическая разность между абсолютной скоростью c_1 и окружной (переносной) скоростью u . Изображенный на фигуре треугольник, составленный из векторов u , c_1 и w_1 , называется треугольником скоростей воздуха на входе в колесо.

Лопатки рабочего колеса спрофилированы таким образом, что площадь поперечного сечения канала, образованного ими, на выходе $f_{2к}$ больше, чем на входе $f_{1к}$. Таким образом, эти каналы работают как диффузоры. В межлопаточных каналах происходит преобразование кинетической энергии воздуха в относительном

движении в потенциальную энергию (в энтальпию), в результате чего уменьшается относительная скорость воздуха и увеличиваются его давление и температура. На фиг. 3.20 видно, что относительная скорость воздуха на выходе из колеса меньше, чем на входе.

Сложив геометрически векторы относительной и переносной скоростей на выходе, получим вектор абсолютной скорости c_2 воздуха на выходе из колеса. Треугольник, составленный из векторов u , c_2 и w_2 , называется треугольником скоростей воздуха на выходе из колеса.

Абсолютная скорость c_2 воздуха на выходе из колеса больше, чем скорость c_1 на входе, так как к воздуху со стороны колеса



Фиг. 3.20. Развертка сечения ступени осевого компрессора.

подведена внешняя энергия. Из фигуры также видно, что вектор c_2 оказался отклоненным в сторону вращения колеса, что указывает на то, что воздух получил в колесе закрутку.

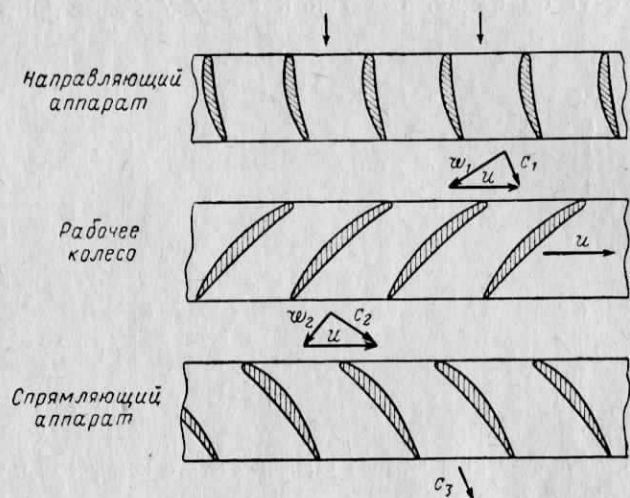
Со скоростью c_2 воздух поступает в следующий за колесом спрямляющий аппарат. Назначение этого аппарата состоит в том, чтобы придать потоку воздуха направление, нужное для входа в следующую ступень. Кроме того, в каналах спрямляющего аппарата (они также имеют форму диффузора) происходит преобразование кинетической энергии воздуха в абсолютном движении в потенциальную энергию, что сопровождается повышением давления и температуры и уменьшением абсолютной скорости воздуха.

Скорость воздуха на выходе из спрямляющего аппарата c_3 почти не отличается от скорости на входе в ступень c_1 . Отсюда можно сделать вывод, что подведенная к колесу внешняя энергия расходуется только на сжатие воздуха (если, конечно, не учитывать потери в ступени).

Изменение параметров воздуха в ступени компрессора показано на фиг. 3.20.

Степень компрессора с предварительной закруткой воздуха

Из треугольника скоростей, изображенного на фиг. 3. 20, видно, что при большой окружной скорости величина относительной скорости воздуха на входе в колесо может достигать больших значений. При приближении относительной скорости к скорости звука сильно возрастают гидравлические потери. Подобное явление было отмечено в центробежном компрессоре, где для уменьшения относительной скорости на входе устанавливается неподвижный направляющий аппарат. Подобным же образом поступают и в случае



Фиг. 3. 21. Развертка сечения ступени осевого компрессора с направляющим аппаратом.

осевого компрессора. Перед первым колесом ставится направляющий аппарат, лопатки которого создают предварительную закрутку. Перед последующими колесами роль направляющего аппарата выполняют лопатки спрямляющего аппарата, которые также отклоняют поток воздуха от осевого направления.

На фиг. 3. 21 изображены развертка сечения и треугольники скоростей воздуха ступени, в которой направляющий аппарат создает закрутку в направлении вращения колеса компрессора (закрутка по ходу).

Сравнивая треугольники скоростей воздуха на входе в колесо для случаев осевого входа и наличия предварительной закрутки, можно убедиться, что введение предварительной закрутки воздуха по ходу при той же величине окружной скорости уменьшает величину относительной скорости и гидравлические потери. Предварительная закрутка позволяет увеличить окружную скорость колеса u при неизменной величине относительной скорости w_1 .

Повышение давления воздуха в ступени

Повышение давления воздуха в ступени $\Delta p_{ст}$ может быть определено по уравнению

$$\Delta p_{ст} = \rho u \Delta c_u, \quad (3.16)$$

где ρ — плотность воздуха;

u — окружная скорость рабочего колеса;

Δc_u — закрутка воздуха в рабочем колесе.

Разложим вектор скорости на входе в колесо по двум направлениям: в направлении вращения колеса и в направлении оси компрессора (фиг. 3. 22). Составляющую в направлении оси c_{1a} назовем осевой, а составляющую в направлении движения колеса c_{1u} — окружной. Величина окружной составляющей абсолютной скорости определяет предварительную закрутку воздуха.

Аналогично абсолютную скорость воздуха на выходе из колеса можно представить образованной осевой составляющей c_{2a} и окружной составляющей c_{2u} .

Разность окружных составляющих абсолютных скоростей определяет закрутку воздуха в рабочем колесе:

$$\Delta c_u = c_{2u} - c_{1u}.$$

Из уравнения 3. 16 следует, что повышение давления воздуха в ступени тем больше, чем больше окружная скорость колеса и закрутка потока (при этом изменении плотности воздуха в пределах ступени пренебрегаем).

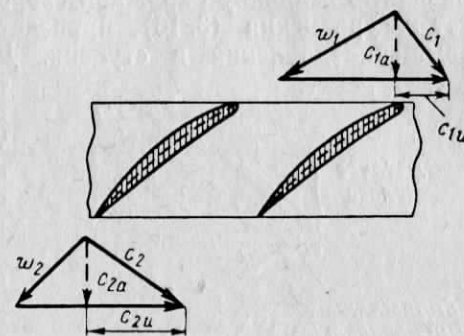
Степень повышения давления в ступени

Эффективность процесса сжатия воздуха в ступени характеризуется степенью повышения давления в ступени.

Степенью повышения давления в ступени называется отношение давления воздуха на выходе из ступени к давлению воздуха на входе в ступень

$$\pi_{ст} = \frac{p_2}{p_1};$$

$\pi_{ст}$ показывает, во сколько раз повышается давление воздуха в ступени осевого компрессора. Величина степени повышения давления ступени $\pi_{ст} = 1,35-1,4$.



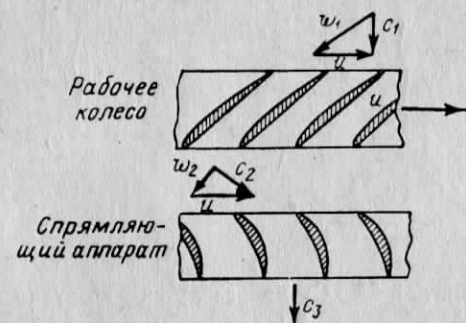
Фиг. 3. 22. Схема закрутки воздуха в ступени.

Понятие о сверхзвуковом компрессоре

Увеличение расхода воздуха через компрессор без увеличения габаритов и силы тяжести (веса) компрессора возможно путем увеличения скорости воздуха на входе в рабочее колесо первой ступени (точнее путем увеличения осевой составляющей этой скорости c_{1a}). Но при увеличении скорости c_{1a} растет и относительная скорость w_1 , а также увеличиваются и гидравлические потери.

Как видно из фиг. 3.22, для снижения потерь нужно было бы уменьшить величину окружной скорости u . Но эта мера, как следует из уравнения (3.16), приведет к тому, что станет меньше повышение давления в ступени. Для сохранения прежней степени повышения давления в компрессоре в этом случае требуется увеличить количество ступеней, а значит увеличить силу тяжести (вес) и габариты компрессора.

Совмещение двух требований — получение большого расхода воздуха через компрессор (большое значение c_{1a}) и большой напорности (большое значение окружной скорости u) — достигается применением сверхзвуковых ступеней компрессора.



Фиг. 3.23. Схема сверхзвуковой ступени.

Сверхзвуковой ступенью компрессора называется ступень, в которой на входе в рабочее колесо или спрямляющий аппарат скорость воздуха (абсолютная или относительная) больше местной скорости звука.

На фиг. 3.23 изображена одна из возможных схем сверхзвуковой ступени. В такой ступени сверхзвуковой является относительная скорость воздуха на входе в рабочее колесо. Торможение воздуха, уменьшение скорости его от сверхзвуковой до дозвуковой в канале, образованном лопатками рабочего колеса, происходит в скачках уплотнения. Подобное преобразование кинетической энергии в энергию давления происходит с потерями, но если число M на входе в колесо не слишком велико, то и потери не велики.

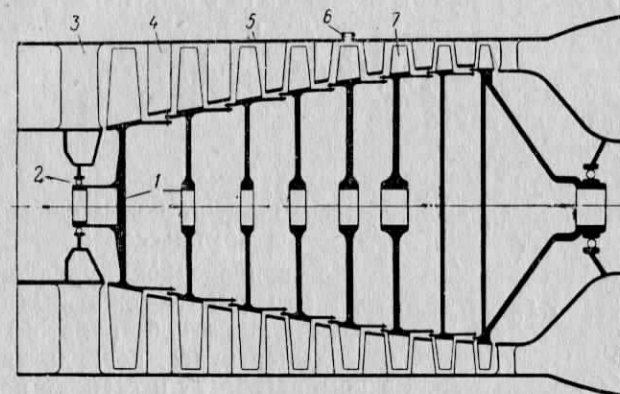
Для уменьшения потерь, связанных с отрывом пограничного слоя от стенок, лопатки сверхзвуковой ступени соответственным образом профилируют: передние кромки лопаток делают острыми, межлопаточные каналы отличаются плавным уширением и малым поворотом потока.

Применение сверхзвуковых ступеней позволяет значительно увеличить напор и производительность ступени. Например, в одной

из сверхзвуковых ступеней при $M=1,7$ достигнута степень повышения давления $\pi_{ст}=1,8$ при $\eta_k=0,8$, а расход воздуха увеличен на 10—12%. В этом случае уменьшаются сила тяжести (вес) и габариты компрессора.

Многоступенчатый компрессор

В существующих компрессорах степень повышения давления в ступени сравнительно мала и не превышает $\pi_{ст}=1,35 \div 1,4$. Поэтому для достижения большей степени повышения давления осевые компрессоры, как правило, выполняются многоступенчатыми. Число ступеней компрессора находится в пределах 5—17. Ступени



Фиг. 3.24. Многоступенчатый осевой компрессор (схематизированный разрез).

1—диски ротора, 2—подшипники ротора, 3—лопатка направляющего аппарата, 4—лопатки спрямляющего аппарата, 5—корпус компрессора, 6—отверстие для перепуска воздуха, 7—рабочие лопатки компрессора.

в компрессоре согласуются между собой так, чтобы воздух, вышедший из какой-либо ступени, имел такое направление, которое обеспечит обтекание лопаток следующей ступени с наивыгоднейшими углами атаки.

Схема многоступенчатого компрессора изображена на фиг. 3.24. Ротор компрессора представляет собой барабан, составленный из восьми дисков. Ротор опирается на два подшипника: передний и задний. Высота рабочих лопаток от входа к выходу уменьшается. Объясняется это увеличением плотности воздуха при сжатии его в каждой ступени. Перед рабочим колесом I ступени установлен направляющий аппарат.

Степень повышения давления многоступенчатого компрессора, представляющая собой отношение давления воздуха на выходе из компрессора к давлению на входе в компрессор $\pi_k = \frac{p_2}{p_1}$, связана со

степенями повышения давления отдельных ступеней следующей зависимости:

$$\pi_k = \pi_{ст. I} \pi_{ст. II} \dots \pi_{ст. n},$$

т. е. степень повышения давления компрессора равна произведению степеней повышения давления всех его ступеней.

Работа сжатия воздуха в компрессоре

Работа сжатия 1 килограмма воздуха в идеальном компрессоре (в идеальном компрессоре отсутствуют теплообмен с внешней средой и гидравлические потери и существует равенство скоростей воздуха на входе и выходе) может быть определена из уравнения

$$l_{ад} = \frac{k}{k-1} RT_1 \left(\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \quad (3.17)$$

где k — показатель адиабаты;

R — газовая постоянная;

T_1 — температура воздуха на входе в компрессор;

π_k — степень повышения давления в компрессоре.

Из приведенного уравнения следует, что работа сжатия (она называется адиабатной работой) зависит от температуры воздуха на входе в компрессор T_1 и степени повышения давления π_k . Чем сильнее нужно сжать воздух, т. е. чем больше π_k , тем больше и адиабатная работа. Чем выше температура воздуха на входе в компрессор T_1 , тем большая работа нужна для сжатия воздуха, так как, чем более нагрет воздух, тем его труднее сжать.

Адиабатную работу можно изобразить в диаграмме $v-p$ (фиг. 3.25).

Если в этой диаграмме кривая $1-2$ — адиабата сжатия воздуха в компрессоре, то площадь $ab2_{ад}1a$ в некотором масштабе представляет собой адиабатную работу $l_{ад}$.

В реальном компрессоре процесс сжатия воздуха изображается в диаграмме $v-p$ политропой $1-2$. Тогда работа сжатия 1 килограмма воздуха (она называется политропной работой $l_{п}$) может быть представлена площадью $ab21a$.

Из фигуры видно, что политропная работа больше адиабатной работы на некоторую величину, изображенную в масштабе площадью $2_{ад}122_{ад}$.

Физически это объясняется тем, что молекулы нагретого воздуха обладают большей кинетической энергией. Поэтому для сбли-

жения молекул, приводящего к увеличению давления вследствие учащения ударов молекул, требуется затрата большей работы.

В результате наличия гидравлических сопротивлений воздух подогревается, вследствие чего его сжатие требует затраты большей работы. Таким образом, дополнительная работа, изображаемая площадью $2_{ад}122_{ад}$ (обозначим эту работу Δl_v), обязана своим происхождением наличию гидравлических сопротивлений. Но эта дополнительная работа не эквивалентна работе преодоления гидравлических сопротивлений. Сами гидравлические сопротивления требуют непосредственной затраты работы на их преодоление. Обозначим работу, требуемую для преодоления гидравлических сопротивлений, через l_r .

Работа, равная сумме политропной работы $l_{п}$, и работы, потребной для преодоления гидравлических сопротивлений l_r , все же недостаточна для сжатия 1 килограмма воздуха. Нужно при этом учесть, что какая-то работа должна быть затрачена на увеличение кинетической энергии воздуха в компрессоре (эту работу обозначим $l_{скор}$). Кроме того, некоторая работа должна быть затрачена на преодоление механических потерь (потерь на трение в подшипниках и передаточных механизмах от турбины к компрессору, если они имеются). Эту работу обозначим через l_m . Учитывая указанные выше потери, можно следующим образом определить работу, затрачиваемую на сжатие воздуха в компрессоре:

$$l_3 = l_{ад} + \Delta l_v + l_r + l_{скор} + l_m.$$

Эта работа называется эффективной работой на валу компрессора.

Коэффициент полезного действия компрессора

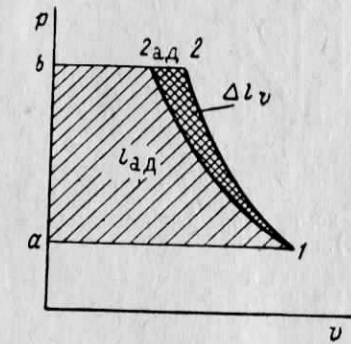
Совершенство компрессора, величина потерь в нем оцениваются при помощи коэффициента полезного действия (КПД), который можно получить, сравнивая эффективную работу на валу компрессора (работу сжатия воздуха в реальном компрессоре) с адиабатной (работой сжатия воздуха в идеальном неохлаждаемом компрессоре).

Итак, коэффициентом полезного действия компрессора называется отношение адиабатной работы к эффективной работе на валу компрессора:

$$\eta_k = \frac{l_{ад}}{l_3}. \quad (3.18)$$

Этот КПД показывает, какая часть работы, затраченной на вращение компрессора, превращается в полезную работу сжатия.

Чем больше КПД компрессора, тем меньше работа, которая должна быть затрачена на сжатие воздуха до заданного давления. В ТРД полезная работа равна разности работы расширения и сжатия. Если учесть, что работа сжатия составляет 70—80% от работы



Фиг. 3.25. Графическое изображение работы сжатия.

расширения, нетрудно придти к выводу, что, чем больше КПД компрессора, тем большую тягу создаст двигатель при том же расходе топлива, т. е. тем больше будет его экономичность.

Центробежные компрессоры имеют $\eta_k = 0,75-0,8$, осевые — $\eta_k = 0,8-0,85$.

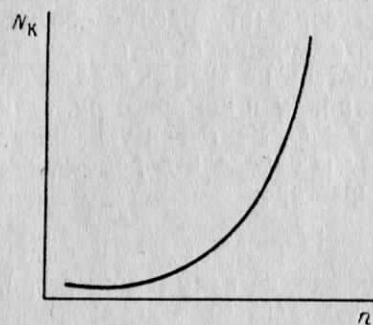
Мощность на валу компрессора

Знание величины работы, потребной для сжатия воздуха, позволяет определить мощность на валу компрессора, т. е. мощность, затрачиваемую на вращение компрессора. Произведение секундного расхода воздуха $m_{сек}$ на работу l_a дает величину секундной работы (мощности), затрачиваемой на вращение компрессора:

$$N_k = m_{сек} l_a.$$

Используя соотношение (3.18), получаем

$$N_k = \frac{m_{сек} l_{ад}}{\eta_k}. \quad (3.19)$$



Фиг. 3.26. Зависимость мощности на валу компрессора от числа оборотов.

Из уравнения (3.19) следует, что мощность, затрачиваемая на вращение компрессора, зависит от расхода воздуха, от КПД компрессора и от величины адиабатной работы, которая, в свою очередь, как следует из уравнения (3.17), зависит от степени повышения давления и температуры воздуха на входе в компрессор T_1 . Чем больше расход воздуха $m_{сек}$, степень повышения давления π_k , температура воздуха на входе T_1 и чем меньше КПД компрессора, тем большая мощность

должна быть подведена к компрессору для сжатия воздуха до заданного давления.

Мощность, потребная для сжатия воздуха в современных ТРД, составляет 7300—51 000 кВт [10 000—70 000 л. с.].

Зависимость мощности, затрачиваемой на вращение компрессора, от числа оборотов представлена на фиг. 3.26.

Мощность на валу компрессора связана с числом оборотов следующей (приблизительной) зависимостью:

$$N_k = cn^3,$$

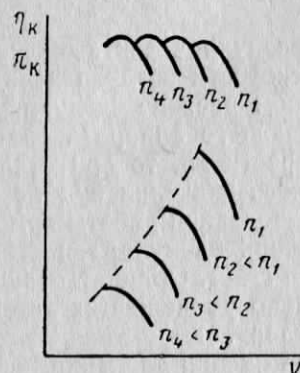
где c — коэффициент, зависящий от конструкции компрессора.

Характеристики компрессоров

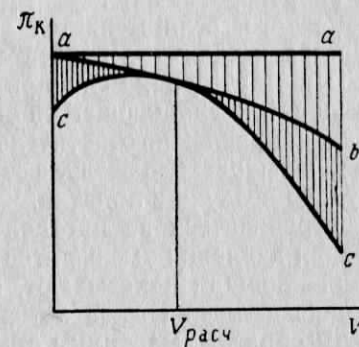
При работе компрессора турбореактивного двигателя в широких пределах меняется число оборотов ротора и расход воздуха через компрессор. Изменение условий работы компрессора

влечет за собой изменение ряда показателей его работы, главным образом степени повышения давления и коэффициента полезного действия. Влияние различного рода факторов на показатели работы компрессора можно оценить при помощи характеристик компрессора.

Характеристиками компрессора называются зависимости степени повышения давления и КПД компрессора от расхода воздуха и числа оборотов ротора компрессора.



Фиг. 3.27. Характеристика центробежного компрессора.



Фиг. 3.28. Зависимость π от расхода воздуха (от потерь в компрессоре).

Характеристики компрессора получают обычно опытным путем, испытывая компрессор на специальной установке.

Типичная характеристика центробежного компрессора изображена на фиг. 3.27. Как видно, наибольшая степень повышения давления и КПД (для данного числа оборотов) достигаются при определенном расходе воздуха V через компрессор, называемом расчетным расходом. Уменьшение или увеличение расхода воздуха по сравнению с расчетным его значением вызывает уменьшение степени повышения давления и КПД компрессора.

Подобный характер протекания характеристики можно объяснить следующим образом. При постоянном числе оборотов будет постоянной и работа, передаваемая колесом килограмму воздуха. Эта работа в компрессоре затрачивается на сжатие воздуха и преодоление потерь. Если компрессор идеальный, в нем отсутствуют потери, вся подведенная к воздуху работа расходуется на сжатие воздуха и степень повышения давления при этом будет постоянной величиной, не зависящей от расхода воздуха. В этом случае характеристика компрессора изобразится в виде прямой линии (на фиг. 3.28 линия $a-a$).

Наиболее значительные гидравлические потери в реальном компрессоре — это потери на трение и вихреобразование при движении воздуха по каналам колеса компрессора, а также потери на «удар» при входе воздуха на колесо.

Чем больше расход воздуха через компрессор, тем больше скорость воздуха на входе в колесо, больше гидравлические потери на трение и вихреобразование, тем, следовательно, большая часть подведенной к воздуху работы идет на покрытие потерь, на трение, и степень повышения давления уменьшается (кривая $a-b$). Ординаты заштрихованной площади показывают, на сколько уменьшается степень повышения давления вследствие наличия потерь на трение и вихреобразование.

Кроме того, если меняется расход воздуха через компрессор, то меняется и величина относительной скорости воздуха на входе в колесо компрессора. Если при расчетном расходе воздуха углы загиба лопаток вращающегося направляющего аппарата соответствовали направлению относительной скорости w_1 , то при отклонении величины расхода воздуха от расчетного значения будет возникать «удар» воздуха в лопатки. Часть подведенной работы при этом будет затрачиваться на преодоление потерь на «удар» и степень повышения давления уменьшится (кривая $c-d$). Ординаты заштрихованной площади показывают, на сколько уменьшается степень повышения давления из-за потерь на «удар».

Таким образом, максимум степени повышения давления на расчетном расходе воздуха объясняется минимумом гидравлических потерь на этом режиме. При отклонении режима работы от расчетного эти потери растут и степень повышения давления уменьшается.

Следует отметить, что уменьшение расхода воздуха через компрессор при постоянном числе оборотов сопровождается не только уменьшением степени повышения давления, но и появлением при некотором расходе воздуха неустойчивой работы компрессора. Если расход воздуха становится меньше определенной величины, поток воздуха становится пульсирующим, возникает вибрация компрессора и всего двигателя, степень повышения давления скачком падает. Работа на таком режиме приводит к падению тяги двигателя, срыву пламени в камерах сгорания и остановке двигателя.

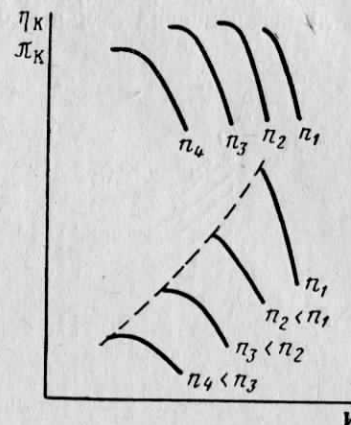
Каждому значению числа оборотов соответствует определенное значение расхода воздуха, при котором появляется неустойчивая работа компрессора. Чем меньше число оборотов, тем раньше (т. е. при меньшем расходе воздуха) наступает неустойчивая работа. Неустойчивая работа компрессора может закончиться помпажом, о чем будет сказано ниже.

Соединив точки появления неустойчивой работы компрессора на различных оборотах, получаем кривую, называемую границей неустойчивой работы компрессора, или границей помпажа.

Типичная характеристика осевого компрессора приведена на фиг. 3. 29. Характер изменения степени повышения давления при

изменении расхода воздуха тот же, что и у центробежного компрессора. Уменьшение и увеличение расхода воздуха по сравнению с расчетным значением приводит к снижению степени повышения давления. В то же время эта характеристика отличается от характеристики центробежного компрессора большей крутизной. Небольшое увеличение расхода воздуха на больших оборотах приводит к резкому уменьшению степени повышения давления. Вследствие этого осевой компрессор на постоянных оборотах может работать только в узком диапазоне изменения расхода воздуха.

Большая крутизна характеристики объясняется высокой чувствительностью ступени осевого компрессора к изменению угла атаки, с которым происходит обтекание лопаток. Небольшое изменение расхода воздуха (или, иначе, осевой скорости) меняет угол атаки, что приводит к росту потерь, снижению КПД и степени повышения давления компрессора.



Фиг. 3. 29. Характеристика осевого компрессора.

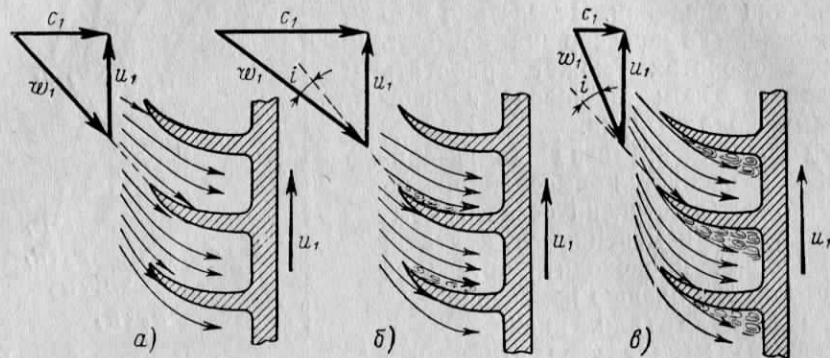
Характер изменения КПД компрессора $\eta_k = \frac{l_{a1}}{l_9}$ по расходу воздуха примерно такой же, как и степени повышения давления. В самом деле, при $n = \text{const}$ эффективная работа также постоянна. Что касается адиабатной работы, то при постоянной температуре воздуха на входе в компрессор она изменяется примерно так же, как степень повышения давления (см. уравнение 3. 17).

Неустойчивая работа компрессора

Выше было сказано, что при относительно малых расходах воздуха компрессор работает неустойчиво. Выясним причины возникновения неустойчивой работы компрессора. Вначале рассмотрим возникновение неустойчивой работы центробежного компрессора.

На фиг. 3. 30 изображено входное сечение колеса центробежного компрессора. При работе на расчетном режиме поток воздуха входит на колесо плавно, безударно (вектор относительной скорости w_1 параллелен входным кромкам лопаток). Если при тех же оборотах, а следовательно, при той же окружной скорости лопаток ($u = \text{const}$) увеличится расход воздуха, т. е. увеличится величина абсолютной скорости воздуха c_1 , изменится направление потока воздуха (см. фиг. 3. 30, б). Вектор относительной скорости w_1 , характеризующий направление потока, оказывается направленным под углом i к передним кромкам лопаток, следовательно, воздух

при этом будет ударяться о выпуклую сторону («спинку») лопаток, на вогнутой стороне («корытце») будут возникать срывы потока и вихри. Эти срывы приведут к увеличению гидравлических потерь и снижению КПД компрессора. Но образовавшиеся вихри не могут распространиться по колесу, так как они будут прижиматься набегающим потоком воздуха к лопаткам (давление на вогнутой стороне лопатки всегда больше, чем на выпуклой).



Фиг. 3.30. Схема обтекания лопаток рабочего колеса центробежного компрессора.

Иная картина наблюдается при малых расходах воздуха (см. фиг. 3.30, в). В этом случае поток воздуха заходит на колесо с ударом о вогнутую сторону лопаток («корытце»), угол атаки профиля лопаток возрастает и, став больше критического, вызовет срыв потока с выпуклых сторон лопаток («спинки»). Образовавшиеся вихри прижимаются потоком к лопаткам и имеют возможность распространиться по всему колесу и сплошь заполнить межлопаточные каналы.

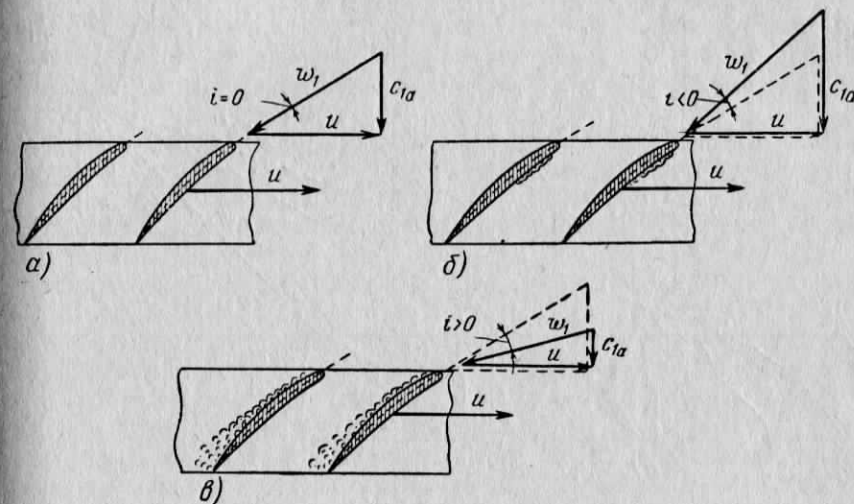
Подобную картину можно наблюдать также и в диффузоре центробежного компрессора. При работе на малых расходах на лопатках диффузора также возникает развитый срыв потока.

Рассмотрим картину обтекания лопаток осевого компрессора. При работе на расчетном режиме воздух на рабочее колесо входит в направлении, параллельном передним кромкам лопаток (фиг. 3.31, а). При увеличении расхода воздуха (а значит и вектора c_{1a}) изменяется направление потока (меняется направление вектора относительной скорости w_1 , так как абсолютная скорость c_1 выросла при неизменной окружной скорости u). Поток воздуха ударяется в «спинку» лопатки, на «корытце» возникают срыв потока и вихри (см. фиг. 3.31, б). Благодаря тому, что у «корытца» давление больше, чем у «спинки», образовавшиеся вихри не могут распространиться по всему колесу. Наконец, при уменьшении расхода воздуха по сравнению с расчетным (см. фиг. 3.31, в) поток

воздуха поступает на колесо с ударом о «корытце», а у «спинки» возникают срыв потока и вихри. Эти вихри могут беспрепятственно распространяться по рабочему колесу компрессора.

Подобная картина наблюдается также и в спрямляющем аппарате в случае работы компрессора при относительно малых расходах воздуха.

Образование срывов потока, т. е. образование гидравлических сопротивлений приводит к мгновенной закупорке компрессора, что вызывает падение давления за компрессором. Так как движение газов по камере сгорания, турбине и соплу не прекращается (оно



Фиг. 3.31. Схема обтекания лопаток колеса осевого компрессора.

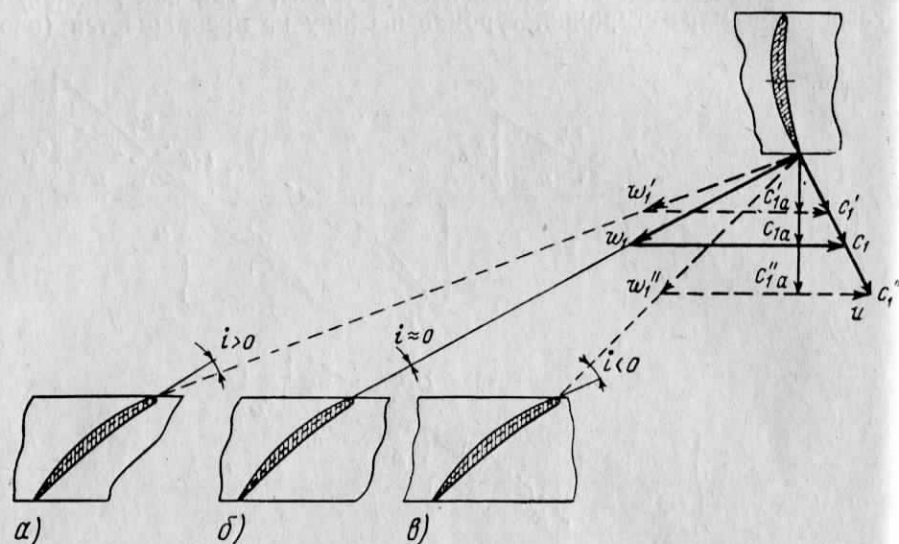
совершается по инерции), давление за компрессором уменьшается и становится меньше, чем давление в камере сгорания, вследствие чего начинается перетекание газов в направлении от камеры сгорания к компрессору. В первый момент это перетекание повышает давление в компрессоре и уменьшает вихреобразование. Но затем воздух снова направляется из компрессора в камеру сгорания, снова возникают в компрессоре срывы потока и картина повторяется. Подобная неустойчивая работа, сопровождающаяся колебаниями потока воздуха, называется помпажем.

Так как количество воздуха, поступающего при помпаже в камеру сгорания, скачкообразно уменьшается, а подача топлива остается постоянной, смесь переобогащается, скорость сгорания смеси уменьшается и фронт пламени перемещается к турбине, вследствие чего увеличивается температура газов. Увеличение температуры газов вызывает появление трещин, коробление лопаток, способствует уменьшению зазоров между лопатками и кожухом

турбины и, в конечном итоге, приводит к уменьшению срока службы двигателя.

Колебания давления и расхода воздуха могут вызвать вибрации лопаток и привести к их разрушению. Возможен также срыв пламени в камере сгорания и самовыключение двигателя.

Наконец, возникновение срывов потока приводит к уменьшению КПД компрессора, вследствие чего нарушается нормальное протекание процесса в двигателе. Возможно при этом также поврежде-



Фиг. 3.32. Схема рассогласования работы ступеней осевого компрессора.

ние подшипников, трубопроводов и узлов крепления двигателя к самолету.

Неустойчивая работа высоконапорного осевого компрессора отличается особенностью: во время работы такого компрессора на нерасчетных режимах происходит «рассогласование» первых и последних его ступеней. Рассогласование заключается, например, в том, что если на расчетном режиме все ступени работают нормально, то при изменении оборотов нарушается работа крайних ступеней: при уменьшении оборотов наступает помпаж в первых ступенях, а при увеличении оборотов — в последних ступенях. Случай «рассогласования» работы ступеней иллюстрируется фиг. 3.32.

При уменьшении оборотов по сравнению с расчетными на первых ступенях (случай а) происходит значительное уменьшение осевых скоростей воздуха ($c_{1a} < c_{1a}$), углы атаки i увеличиваются (становятся больше нуля), что приводит к срыву потока и помпажу на этих ступенях. На последних ступенях (случай в) увеличиваются осевые скорости воздуха ($c_{1a} > c_{1a}$), углы атаки i умень-

шаются и становятся меньше нуля. Помпаж на этих ступенях отсутствует. Но при очень малых углах атаки (отрицательных) на последних ступенях наступает «турбинный» режим, сопровождающийся уменьшением давления (воздух в этих ступенях не сжимается, а расширяется). Средние же ступени компрессора работают в наиболее благоприятных условиях (случай б).

Необходимо отметить, что явления, происходящие на первых и последних ступенях, связаны между собой. Так, например, помпаж на первых ступенях вызывает уменьшение плотности воздуха, проходящего через последние ступени, и рост осевых скоростей на этих ступенях. В то же время уменьшение напорности последних ступеней, работающих в «турбинном» режиме, приводит к уменьшению давления перед сопловым аппаратом, уменьшению расхода воздуха и, следовательно, к еще большему уменьшению осевых скоростей на первых ступенях.

В современных газотурбинных двигателях для предотвращения неустойчивой работы и устранения ее, если она возникла, принимают специальные меры. Одни из этих мероприятий применяются в процессе доводки компрессора и двигателя, другие — в процессе эксплуатации двигателя.

Одним из методов регулирования компрессора и устранения неустойчивой работы является применение поворотных лопаток направляющего аппарата. Сущность их действия заключается в том, что поворотом лопаток всех направляющих аппаратов можно приспособить каждую ступень к новым условиям обтекания и приблизить ее работу к расчетному режиму.

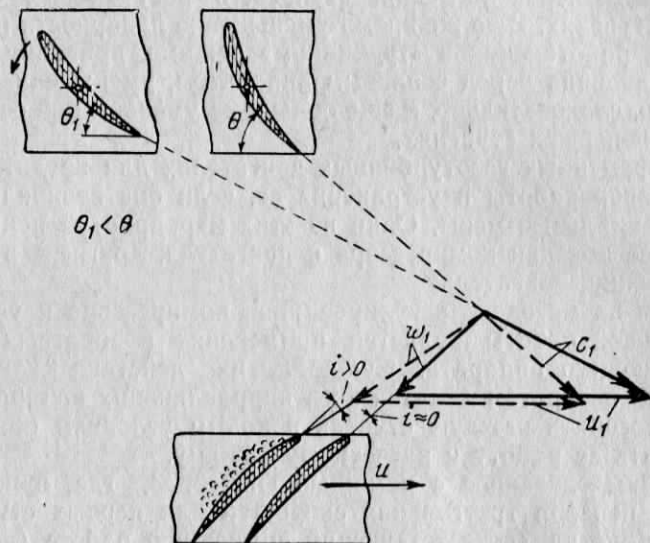
Поясним сказанное с помощью фиг. 3.33, где пунктирными линиями показан треугольник скоростей для первых ступеней на малых оборотах, соответствующий помпажной работе (до поворота лопаток направляющего аппарата), Повернем лопатки направляющего аппарата на меньший угол θ_1 в сторону вращения рабочего колеса (против часовой стрелки). При этом изменится направление относительной скорости w_1 , угол атаки i уменьшится (треугольник скоростей для этого случая показан сплошными линиями), т. е. станет таким, каким он был на расчетном режиме, чем будет обеспечен безударный вход воздуха на колесо. Аналогично, поворотом лопаток направляющего (спрямляющего) аппарата на больший угол θ можно вывести последние ступени компрессора из турбинного режима. Из этого следует, что изменением углов установки лопаток всех направляющих (спрямляющих) аппаратов можно приспособить каждую ступень к новым условиям и приблизить ее работу к расчетному режиму.

Так как режимы работы средних ступеней мало отличаются от расчетного режима, достаточно ограничиться поворотом лопаток первых и последних ступеней. Регулирование угла установки лопаток усложняет конструкцию компрессора. Поэтому в большинстве случаев применяют поворот лопаток только входного направляющего аппарата. Это мероприятие сказывается прежде всего на ра-

боте ближайших ступеней, а через них и на работе всего компрессора. Управление поворотом лопаток осуществляется автоматически.

Другой метод борьбы с неустойчивой работой заключается в перепуске части сжатого воздуха из компрессора в атмосферу.

На фиг. 3.34 пунктиром изображен треугольник скоростей ступени осевого компрессора при ее работе на помпажном режиме до включения перепуска воздуха. При выпуске части воздуха через специальные отверстия (окна) b в корпусе компрессора (см.



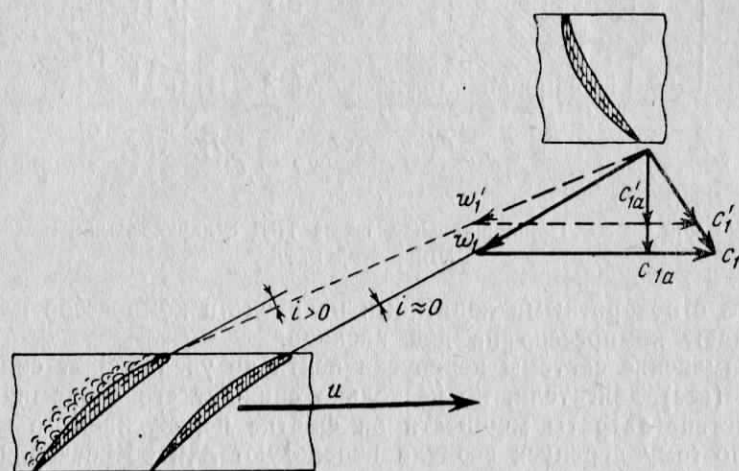
Фиг. 3.33. Принцип действия поворотных лопаток направляющего аппарата осевого компрессора.

фиг. 3.24) объемный расход воздуха через ступени, расположенные до окон перепуска, увеличится, так как при этом уменьшится сопротивление для прохода воздуха. Скорости воздуха, проходящего через эти ступени, возрастут, следовательно, углы атаки i на первых ступенях уменьшатся (на фиг. 3.34 треугольник скоростей для этого случая показан сплошными линиями). Таким образом, эти ступени будут выведены из помпажа.

Так как часть воздуха удаляется через окна перепуска, расход воздуха через ступени, расположенные за окнами перепуска, уменьшится. В этих ступенях снизится скорость воздуха, углы атаки i возрастут и ступени выйдут из «турбинного» режима. Этот способ регулирования прост и надежен в эксплуатации.

Как было показано, при уменьшении оборотов (по сравнению с расчетными оборотами) первые ступени могут попасть в режим помпажа из-за уменьшения осевых скоростей воздуха и роста углов атаки i , а последние ступени — в «турбинный» режим из-за увели-

чения осевых скоростей и уменьшения углов атаки. Для того чтобы на пониженных оборотах углы атаки i не отклонялись от расчетного значения, одновременно с изменением осевой скорости воздуха должна меняться соответственно и окружная скорость рабочего колеса компрессора. Иначе говоря, если на первых ступенях осевые скорости воздуха больше, чем на последних ступенях, то первые ступени должны иметь и меньшие окружные скорости. Тем самым будет сохранен угол атаки лопатки, соответствующий расчетному режиму.



Фиг. 3.34. Схема устранения помпажа перепуском воздуха из компрессора.

Таким образом, рабочие колеса компрессора должны вращаться с разными оборотами: при разгоне двигателя первые ступени должны иметь меньшие обороты, чем последние, и наоборот, на повышенных режимах первые ступени должны иметь большие обороты, чем последние.

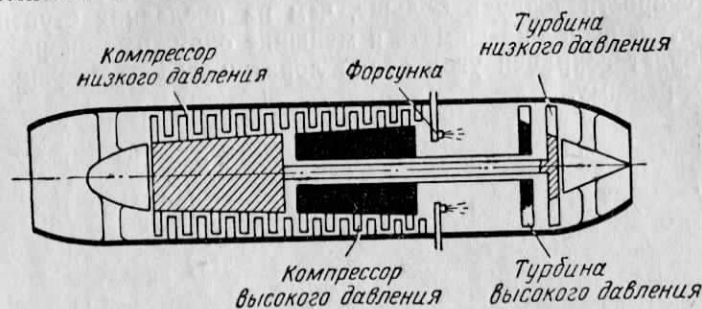
Наиболее благоприятным было бы, если бы все ступени имели разные обороты, но это требование конструктивно трудно выполнить.

Предотвратить помпаж можно, разделив компрессор на два каскада.

Схема ТРД с таким компрессором изображена на фиг. 3.35. Как видно из фигуры, передний каскад (компрессор низкого давления) соединен с задней турбиной (турбиной низкого давления), а задний (каскад высокого давления) — с передней турбиной (турбиной высокого давления). При разгоне двигателя турбина высокого давления развивает большую мощность, чем задняя, обороты каскада низкого давления оказываются меньшими, чем у каскада

высокого давления, но осевые скорости и расход воздуха через эти ступени оказываются относительно большими, чем устраняются условия возникновения помпажа на первых ступенях.

В современных турбореактивных двигателях для предотвращения помпажа чаще всего применяют сочетание системы перепуска



Фиг. 3.35. Принципиальная схема ТРД с двухкаскадным компрессором.

воздуха с поворотными лопатками на входе в компрессор или же разделяют компрессор на два каскада.

Применение системы перепуска почти не увеличивает силу тяжести (вес) двигателя, но несколько снижает его экономичность (вследствие затраты мощности на сжатие перепускаемого воздуха). Поэтому перепуск воздуха используют для обеспечения беспомпажной работы двигателя на режимах, не являющихся эксплуатационными.

Двухвальные компрессоры улучшают экономичность двигателя и его эксплуатационные качества, но при этом сила тяжести (вес) двигателя увеличивается и конструкция его усложняется.

Сравнение осевых и центробежных компрессоров

Проведем сравнение двух типов компрессоров с целью выявления присущих каждому типу преимуществ и недостатков.

Большим преимуществом осевого компрессора является высокий КПД. Объясняется это тем, что в осевом компрессоре нет изменения основного направления воздуха, в то время как в центробежном поток воздуха несколько раз резко меняет направление, что приводит к большим гидравлическим потерям. Как указывалось выше, КПД центробежного компрессора $\eta_k = 0,75-0,8$, а осевого $\eta_k = 0,8-0,85$.

При одинаковых расходах воздуха диаметральный размер осевого компрессора оказываются примерно в 4 раза меньшими. Объясняется это главным образом тем, что в осевом компрессоре до 70—80% от габаритного сечения используется для забора воздуха, в то время как в центробежном компрессоре в самом благопри-

ятном случае (при двухстороннем входе) используется только 20—30%. Малый диаметральный размер с аэродинамической точки зрения — очень большое достоинство осевого компрессора, предназначенного для силовой установки высокоскоростного самолета.

Центробежный компрессор в сравнении с осевым имеет более пологую характеристику, т. е. может работать при постоянных оборотах в широком диапазоне изменения расходов воздуха. Следует отметить, что для газотурбинных двигателей это преимущество не имеет большого значения, так как у этих двигателей при $n = \text{const}$ расход воздуха меняется в небольших пределах.

Существенным достоинством центробежного компрессора является простота устройства и надежность работы. Большая эксплуатационная надежность работы компрессора объясняется тем, что его лопатки более жестки, чем лопатки осевого компрессора.

К числу недостатков осевого компрессора относится большая длина его. При прочих равных условиях длина осевого компрессора в 2—2,5 раза больше, чем у центробежного (вследствие малой напорности ступени приходится применять большое число ступеней). Правда, существенного значения это не имеет, так как на летные данные самолета большее влияние оказывают диаметральный размеры, а они у этого компрессора малы.

К числу недостатков осевого компрессора следует отнести высокую стоимость и трудоемкость производства, а также большую конструктивную сложность. Эти компрессоры отличаются также недостаточно высокой эксплуатационной надежностью: они более уязвимы при попадании посторонних предметов (кусочков льда, пыли).

Наибольшее распространение имеют в настоящее время осевые компрессоры, которые применяются на большинстве авиационных двигателей, тогда как центробежные компрессоры находят очень ограниченное применение.

Что же касается комбинированных (осецентробежных) компрессоров, то они находят применение в малоразмерных газотурбинных двигателях. В этих компрессорах после ряда осевых ступеней помещают центробежную ступень. Лобовая площадь центробежной ступени получается в данном случае небольшой, так как в ступень поступает воздух большой плотности, предварительно сжатый в осевых ступенях.

§ 7. КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

Требования, предъявляемые к камерам сгорания

Основной процесс любого теплового двигателя — процесс подвода тепла к рабочему телу. В ТРД образование топливо-воздушной смеси и эффективное ее сгорание совершаются в камерах сгорания.

Камера сгорания — один из наиболее ответственных элементов двигателя: тяга, развиваемая двигателем, экономичность и надеж-

ность работы двигателя в значительной степени зависят от правильной работы камеры сгорания.

К камерам сгорания предъявляется ряд требований, вытекающих из условий эксплуатации двигателя. Основные из этих требований следующие:

1. Камера сгорания должна обеспечить устойчивый процесс горения на всех режимах работы двигателя и на всех режимах полета самолета. Выполнение этого требования, являющегося одним из наиболее важных и обязательных, предполагает отсутствие пульсаций, приводящих к выбросу пламени к турбине или к затуханию пламени. Выполнение этого требования обеспечивает безотказную работу двигателя в процессе эксплуатации.

2. Для обеспечения экономичности двигателя в камере должно происходить возможно более полное сгорание, сопровождающееся как можно меньшими потерями тепла. Потери тепла в современных камерах сгорания достигают 2—4% (при работе у земли и на высотах до 11—12 км).

3. Потери давления в камере должны быть минимальными. Наличие в камере различного рода сопротивлений, ускорение потока и его расширение вследствие подогрева являются причиной падения давления в камере. Падение давления уменьшает энергию газа и в конечном счете приводит к снижению тяги и увеличению удельного расхода топлива. В современных камерах сгорания потери давления составляют 3—5%.

4. В выходном сечении камеры (на входе в сопловой аппарат турбины) должно быть обеспечено оптимальное распределение температур газа. Это важное требование вызвано следующими обстоятельствами. Рабочие лопатки турбины, на которые поступает газовый поток, работают в чрезвычайно тяжелых условиях: они растянуты огромными центробежными силами, подвергаются изгибу и колебаниям, в то время как прочность их понижена, так как они подвергаются воздействию горячих газов. Снижение температуры газов перед турбиной нежелательно (оно приведет к снижению удельной тяги), поэтому перед сопловым аппаратом нужно создать такое распределение температур газа, при котором к более нагруженным частям лопаток подходили бы менее нагретые газы, а средняя температура была бы как можно выше.

5. Наиболее нагретые части камеры сгорания должны надежно охлаждаться, чтобы не допустить опасного перегрева и выхода камеры из строя.

6. Камеры сгорания должны обеспечивать быстрый и безотказный запуск двигателя на земле и в воздухе, в любых условиях полета. Впрыснутое в камеру топливо должно воспламениться немедленно, в противном случае двигатель будет перезалит топливом и воспламенение может оказаться невозможным.

7. Камера сгорания должна иметь малый объем, а следовательно, малые габариты и силу тяжести (вес) и в то же время в ней

должно выделяться как можно больше тепла. Это требование предполагает высокую тепловую напряженность камеры.

Тепловой напряженностью камеры сгорания называется отношение количества тепла, выделившегося в камере сгорания за 1 час, к произведению объема камеры сгорания на давление в ней:

$$q_{\text{кс}} = \frac{Q_{\text{кс}}}{V_{\text{кс}} p_2},$$

где $Q_{\text{кс}}$ — количество тепла, выделившегося в камере за 1 час;

$V_{\text{кс}}$ — объем камеры сгорания;

p_2 — давление воздуха, поступающего в камеру сгорания.

Тепловая напряженность оценивает совершенство использования объема камеры сгорания для сжигания топлива. Чем больше тепловая напряженность при данном расходе топлива (данном количестве выделившегося тепла), тем меньше объем и габариты камеры сгорания. Требование минимальных габаритов особенно важно, так как мидель двигателя часто определяется габаритами камеры сгорания.

Отнесение тепловой напряженности к единице давления вызвано тем, что при большем давлении (плотности) воздуха в том же объеме можно сжечь большее количество топлива (выделить большее количество тепла).

Тепловая напряженность камер сгорания ТРД значительно превышает тепловую напряженность топок промышленных установок.

Организация процесса сгорания в камере сгорания

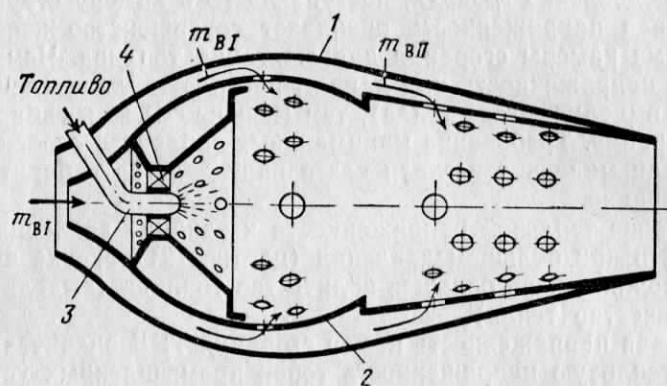
Рассмотрим как осуществляется процесс сгорания в камере газотурбинного двигателя. Схема камеры сгорания изображена на фиг. 3.36. Внутри кожуха 1 находится жаровая труба 2, в которой имеется ряд отверстий. В жаровой трубе воздух полностью смешивается с топливом, которое впрыскивается в жаровую трубу форсункой 3. Двигатель имеет несколько камер и их жаровые трубы соединены между собой трубками, с помощью которых происходит выравнивание давления в камерах, а также обеспечивается распространение пламени из одной камеры в другую от начальной точки воспламенения.

На каждый килограмм топлива в ТРД приходится большое количество (50—70 кг) воздуха. Воздух поступает в камеру из компрессора под давлением 0,4—1 Мн/м² [4—10 кг/см²] и более. Сгорание топлива в таком большом количестве движущегося воздуха невозможно, так как скорость сгорания бедной смеси (коэффициент избытка воздуха находится в пределах 3,5—4,5) очень мала и образующееся в камере пламя будет сдуваться и уноситься потоком.

Устойчивое и быстрое горение может быть осуществлено, если сжигать топливо не во всем объеме воздуха, а в части объема,

обеспечивающей получение смеси, характеризующейся коэффициентом избытка воздуха, близким к единице. В таком случае в основном процессе сгорания будет участвовать не весь воздух, а только часть его, необходимая для сгорания.

Исходя из указанных соображений, объем всех камер сгорания делится на зону горения и зону смешения. Поступающий из компрессора воздух на входе в камеру сгорания разделяется на две части. Одна часть, составляющая примерно 25—30% общего количества воздуха, поступает непосредственно для горения топлива, другая часть, используемая для охлаждения наиболее нагретых частей камеры, постепенно подмешивается к газам, снижая их температу-



Фиг. 3.36. Схема трубчатой камеры сгорания.

1—кожух, 2—жаровая труба, 3—форсунка, 4—завихритель.

ру. Деление камеры на две зоны является условным, так как нет резкой границы между зонами. К тому же в зоне смешения может происходить догорание топлива.

Для обеспечения устойчивого горения необходимо, чтобы скорость сгорания была больше скорости воздуха, поступающего в камеру сгорания. При скорости горения в камерах ТРД, равной 25—35 м/сек, скорость поступающего воздуха не должна превышать 15—20 м/сек. Уменьшение скорости воздуха от 100—150 м/сек (такова скорость воздуха на выходе из компрессора) до 15—20 м/сек достигается соответствующим профилированием входа в камеру. Устойчивость горения достигается также с помощью специальных устройств, помещаемых на входе в камеру и называемых стабилизаторами пламени или фронтными устройствами.

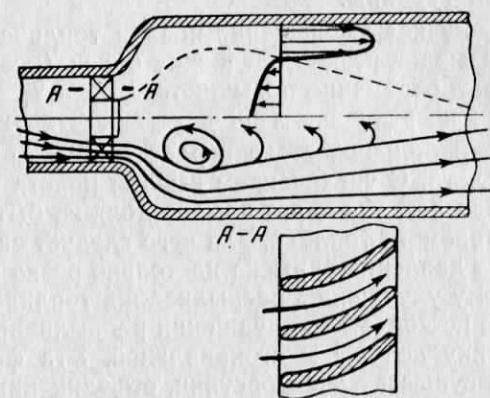
В камере, изображенной на фиг. 3.36, основным элементом фронтного устройства является завихритель 4, в котором закручивается поток. Благодаря центробежным силам, возникающим при вращении воздуха, давление его у стенок жаровой трубы оказывается большим, чем на оси (фиг. 3.37). В результате возникшего

перепада давлений образуется зона обратных токов, при этом часть продуктов сгорания, имеющих высокую температуру, устремляется противотоком к свежей топливо-воздушной смеси, нагревает смесь, ускоряет испарение топлива и обеспечивает тем самым надежное и устойчивое воспламенение топливо-воздушной смеси.

Через фронтное устройство и несколько рядов отверстий жаровой трубы проходит часть воздуха $m_{вI}$ (см. фиг. 3.36), составляющая 25—30% от общего расхода воздуха. Назовем этот воздух первичным. Первичный воздух смешивается с впрыскиваемым форсункой топливом и образует смесь, характеризующуюся коэффициентом избытка воздуха $\alpha=0,8—0,9$. Смесь такого состава отличается наибольшей скоростью сгорания.

Первичный воздух подается в зону горения. В зону смешения подается воздух, называемый вторичным $m_{вII}$. Этот воздух, поступающий в количестве 70—75% от общего расхода воздуха, проходит по каналу, окружающему жаровую трубу, охлаждает трубу и проникает в нее через отверстия. При этом воздух подмешивается к продуктам сгорания и охлаждает их. В зоне горения температура газа достигает 2400° К. При подводе вторичного воздуха температура газа снижается на выходе из камеры сгорания и перед турбинными лопатками обеспечивается необходимая температура газа 1200—1300° К. Охлаждение камеры сгорания производится с помощью части вторичного воздуха, который вводится в жаровую трубу через ряд отверстий, расположенных под углом к стенке. Этот слой воздуха изолирует стенку камеры от потока горячего газа.

Основные показатели работы камеры сгорания — полнота и устойчивость сгорания — сильно зависят от режима работы камеры. Наибольшая полнота сгорания обеспечивается при некотором оптимальном значении суммарного коэффициента избытка воздуха $\alpha_{сумм}$, при котором скорость реакции сгорания максимальна. Обогащение и обеднение смеси по сравнению с этим $\alpha_{сумм}$ вызывает уменьшение полноты сгорания. При обогащении смеси в зоне, где начинается горение, сказывается недостаток кислорода для полного сгорания; факел пламени начинает удлиняться и сгорание идет во всем объеме жаровой трубы. Обогащение смеси вызывает понижение температуры газов, крупные капли топлива не успевают испа-



Фиг. 3.37. Схема действия завихрителя.

ряться и сгореть. Не смогут они сгореть и в зоне смешения, где температура еще ниже и где сгорание может практически прекратиться. Факел пламени в этом случае проходит через турбину.

Устойчивое горение в камере нарушается при резком изменении режима работы (при «даче газа» и «уборке газа»). Резкое увеличение подачи топлива с целью увеличения развиваемой двигателем тяги может вызвать резкое переобогащение смеси и срыв пламени в камере. Температура газа при этом сильно возрастет и может превысить предельно допустимое ее значение для лопаток турбины.

Резкое уменьшение подачи топлива с целью уменьшения тяги вызывает резкое обеднение смеси (коэффициент избытка воздуха кратковременно повышается до $\alpha=20-30$ и более) и может привести к срыву пламени в камере сгорания.

В большой степени работа камеры сгорания зависит от высоты полета. С увеличением высоты полета вследствие уменьшения расхода воздуха через камеру должно быть уменьшено количество подаваемого топлива, для чего следует снизить давление впрыска. Но это давление впрыска настолько резко падает, что приводит к сильному ухудшению распыливания топлива форсунками. Для того чтобы не допустить ухудшения распыливания топлива, топливную форсунку делают многоканальной. Эта форсунка представляет собой по-существу две форсунки, объединенные общим корпусом. В такой форсунке при малых расходах топлива подача происходит через канал малого диаметра (канал малого газа), который обеспечивает работу двигателя при запуске и на больших высотах. При больших расходах подача топлива происходит через канал малого газа и через основной канал.

Снижение давления воздуха, поступающего в камеру сгорания при подъеме самолета, приводит к ухудшению сгорания. Вызвано это снижением скорости реакций сгорания и турбулентности потока воздуха.

Воспламенение топлива при запуске ТРД производится с помощью специального пускового устройства, которое состоит из пусковой форсунки и запальной электрической свечи. Подаваемое пусковой форсункой топливо воспламеняется от электрической искры, вследствие чего образуется пусковой факел пламени. Этот факел, в свою очередь, воспламеняет топливо, подаваемое основными форсунками.

Обеспечение с помощью пускового устройства повторного запуска выключившегося двигателя на больших скоростях и высотах полета оказывается затрудненным. Камеры при этом продуваются воздухом, имеющим большую скорость и низкое давление и температуру, в то время как скорость сгорания снизилась, а условия воспламенения смеси ухудшились. Для запуска двигателя в этом случае необходимы более мощные средства поджигания смеси, чем на земле. В ряде случаев подвод кислорода позволяет повысить вы-

сотность запуска. Иногда для запуска двигателя предварительно требуется уменьшить высоту и скорость полета.

§ 8. ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ

Принцип работы газовой турбины

Газовой турбиной называется машина, преобразующая энергию движущегося газа в механическую энергию на валу.

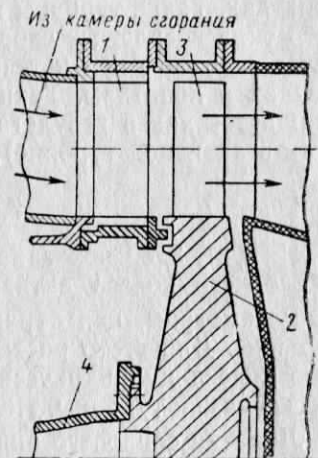
Газовая турбина является одним из основных элементов газотурбинных двигателей. В турбореактивных двигателях турбина служит для привода компрессора и агрегатов двигателя, в турбовинтовых — также и для вращения воздушного винта.

Создание газовой турбины явилось одним из основных условий, способствовавших развитию газотурбинных двигателей. При постановке газовой турбины на ТРД и ТВД особенно сильно сказались достоинства турбины: большая мощность, развиваемая турбиной при малых габаритах и силе тяжести (весе), простота и надежность конструкции, высокая экономичность и др.

В газовую турбину турбореактивного двигателя поступает газ, предварительно сжатый в компрессоре и нагретый в камере сгорания. Такой газ, подойдя к турбине, обладает определенным запасом потенциальной энергии, которая в турбине преобразуется в кинетическую и затем на рабочих лопатках превращается в механическую работу.

На фиг. 3.38 представлена простейшая схема турбины. Газовая одноступенчатая турбина состоит из двух основных элементов: неподвижного соплового аппарата, образованного рядом неподвижных сопловых лопаток 1, и вращающегося рабочего колеса, представляющего собой диск 2 с рабочими лопатками 3, соединенный с валом 4 турбины. Совокупность соплового аппарата и следующего за ним ряда рабочих лопаток называется ступенью турбины. В дальнейшем при рассмотрении работы турбины обозначения параметров газа будут иметь следующие индексы: 3 — для параметров газа перед сопловым аппаратом; 3' — между сопловым аппаратом и рабочим колесом и 4 — после колеса.

Принцип работы турбины заключается в следующем.



Фиг. 3.38. Принципиальная схема одноступенчатой турбины.

1—сопловая лопатка, 2—диск турбины, 3—лопатка, 4—вал турбины.

Газ поступает в сопловой аппарат и расширяется в нем от давления p_3 до давления $p_{3'}$, при этом происходит преобразование потенциальной энергии газа в кинетическую, благодаря чему скорость газа возрастает. Затем струя газа попадает на рабочие лопатки, где вследствие поворота струи возникает сила, вращающая колесо.

Существуют два типа газовых турбин. В турбинах одного из типов расширение газа, т. е. преобразование потенциальной энергии в кинетическую, происходит только в сопловом аппарате. В каналах колеса такой турбины газ только изменяет направление. Такие турбины называются активными. В турбинах другого типа расширение газа и преобразование потенциальной энергии в кинетическую происходит не только в сопловом аппарате, но и на рабочих лопатках. Такие турбины называются реактивными. В турбинах такого типа возрастает скорость газа относительно рабочих лопаток, вследствие чего при истечении образуется реактивная сила, приложенная к лопаткам. Таким образом, колесо реактивной турбины вращается как в результате активного действия газа на лопатки (как в активной турбине), так и под действием реактивной силы.

Активные турбины

На фиг. 3.39 показана развертка сечения соплового аппарата и рабочего колеса активной турбины.

Рассмотрим, как образуется работа газа на лопатках такой турбины. Для этого рассечем лопатки соплового аппарата и рабочего колеса цилиндрической поверхностью, ось которой совпадает с осью самой турбины. Полученное сечение развернем на плоскость.

Лопатки соплового аппарата образуют суживающиеся криволинейные каналы; рабочие лопатки имеют симметричный профиль и образуют каналы постоянного сечения. Газ входит в сопловой аппарат, имея температуру $T_3 = 1200—1300^\circ \text{К}$. Скорость газа на входе доходит до 200 м/сек, давление газа определяется величиной степени повышения давления в двигателе.

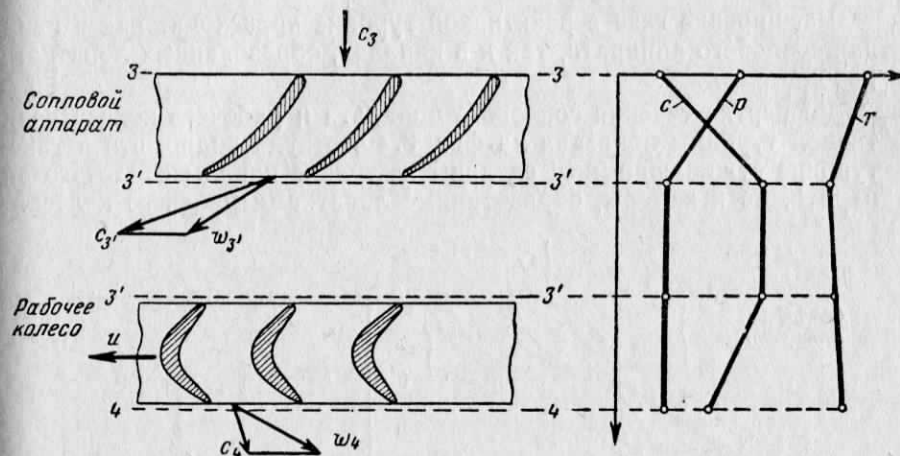
В каналах соплового аппарата происходит частичное преобразование потенциальной энергии (теплосодержания) в кинетическую энергию. Скорость газа при этом увеличивается до 500—650 м/сек, а температура и давление газа уменьшаются. Ускорение потока происходит вследствие того, что каналы, образованные лопатками соплового аппарата, спрофилированы по определенному закону, который обеспечивает расширение газов до заданного давления.

Так как выходные кромки сопловых лопаток расположены под углом к оси турбины, газ на выходе из соплового аппарата приобретает закрутку в направлении вращения рабочего колеса.

Выйдя из соплового аппарата под некоторым углом к плоскости вращения турбины, газ поступает в рабочее колесо в абсолютном движении со скоростью c_3' (эта скорость называется абсолютной).

Зная величину и направление абсолютной скорости и вычитая из нее переносную (переносной скоростью в данном случае является окружная скорость колеса), получаем относительную скорость газа на входе в колесо w_3' (скорость относительно движущегося колеса). Треугольник, полученный таким образом, носит название треугольника скоростей газа на входе в рабочее колесо турбины.

При протекании газа по криволинейным каналам колеса на вогнутой поверхности лопаток (корытце) давление оказывается большим, чем на выпуклой (спинке). Аэродинамическая сила, прило-



Фиг. 3.39. Развертка сечения соплового аппарата и рабочего колеса активной турбины.

женная к лопатке, является разностью этих давлений. Аэродинамические силы, называемые в данном случае активными силами и приложенные на некотором радиусе, создают крутящий момент, вращающий колесо.

На выходе из турбины газ оказывается повернутым под некоторым углом. Абсолютная скорость газа на выходе может быть найдена путем геометрического сложения относительной скорости газа на выходе из колеса w_4 (она осталась без изменения при течении газа по каналам постоянного сечения) с переносной (окружной) скоростью u . Абсолютная скорость c_4 на выходе из колеса оказывается меньше, чем c_3' , вследствие превращения части кинетической энергии в механическую работу вращения колеса турбины. Треугольник, составленный из векторов скоростей w_4 , u и c_4 , носит название треугольника скоростей на выходе из рабочего колеса турбины.

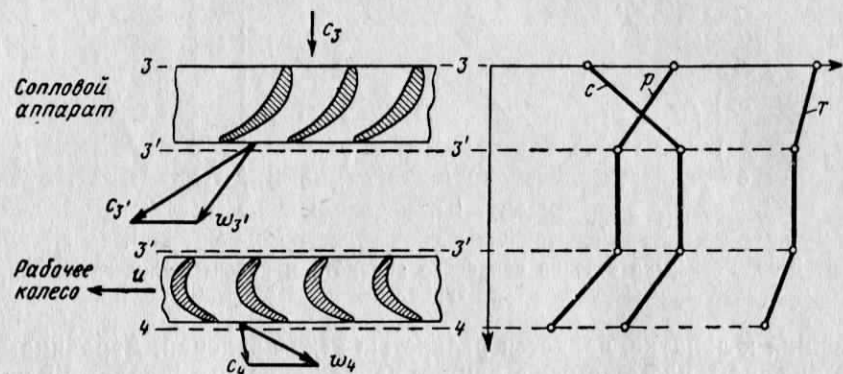
На фиг. 3.39 показано изменение параметров газа в активной турбине. Так как расширение газа происходит только в сопловом аппарате, то давление газа на входе в колесо и на выходе из него одинаково. Температура в сопловом аппарате уменьшается, а в ра-

бочем колесе несколько возрастает (вследствие наличия гидравлических сопротивлений). В сопловом аппарате абсолютная скорость газа возрастает из-за того, что часть потенциальной энергии преобразуется в кинетическую. В рабочем колесе абсолютная скорость уменьшается, так как часть кинетической энергии газа превращается в механическую работу вращения колеса.

Реактивные турбины

Расширение газа в реактивной турбине происходит как в каналах соплового аппарата, так и в каналах, образованных лопатками рабочего колеса.

Развертка сечения соплового аппарата и рабочего колеса реактивной турбины показана на фиг. 3.40, откуда видно, что в такой турбине суживающимися сделаны не только каналы соплового аппарата, но и каналы, образованные лопатками рабочего колеса.



Фиг. 3.40. Развертка сечения соплового аппарата и рабочего колеса реактивной турбины.

К сопловому аппарату турбины газ поступает из камер сгорания со скоростью c_3 , давлением p_3 и температурой T_3 . В каналах соплового аппарата, так же как и в активной турбине, происходит преобразование потенциальной энергии (теплосодержания) в кинетическую, что сопровождается уменьшением давления и температуры газа и соответственным увеличением его скорости. Из соплового аппарата газ выходит со скоростью $c_{3'}$, направленной под некоторым углом к плоскости вращения рабочего колеса. Чем сильнее расширяется газ в сопловом аппарате, чем выше температура газа на входе в сопловой аппарат, тем больше эта скорость.

В каналах рабочего колеса происходит дальнейшее расширение газа, преобразование потенциальной энергии (теплосодержания) в кинетическую энергию, вследствие чего возрастает относительная скорость газа. Таким образом, поток газа ускоряется при движении

по каналам колеса (каналы между лопатками имеют конфузурную форму).

Вследствие ускорения потока газа возникает сила реакции, направленная в сторону, противоположную движению газа.

Газ при движении по криволинейным каналам рабочего колеса оказывает так же и активное действие на лопатки. Следовательно, абсолютная скорость газа в колесе должна уменьшаться от значения $c_{3'}$ до c_4 .

Величину выходной скорости c_4 можно найти из треугольника скоростей на выходе из колеса. Для этого нужно геометрически сложить относительную скорость w_4 на выходе из колеса с окружной (переносной) скоростью u . Чем больше скорость c_4 , тем меньше та часть кинетической энергии, которая используется в турбине, тем больше потери в турбине.

Изменение параметров газа в реактивной турбине показано на фиг. 3.40. Как видно, давление и температура газа уменьшаются как в сопловом аппарате, так и в рабочем колесе. Вследствие уменьшения теплосодержания в сопловом аппарате увеличивается абсолютная скорость, а в рабочем колесе увеличивается относительная скорость.

Так как сила реакции струи на стенки канала совершает работу вращения колеса, кинетическая энергия газа при этом уменьшается (часть ее затрачивается на вращение) и абсолютная скорость газа на выходе из колеса c_4 оказывается меньшей, чем $c_{3'}$.

В активной турбине весь перепад давления срабатывается в сопловом аппарате. Если перепад давлений один и тот же, то при одинаковой температуре газа перед турбиной абсолютная скорость газа на входе в колесо активной турбины оказывается большей, чем в реактивной турбине, в сопловом аппарате которой срабатывается только часть перепада давления. Поэтому в реактивной турбине меньшими оказываются потери энергии на трение газа о стенки, на образование вихрей и скачков давления в потоке.

Работа расширения газа в турбине

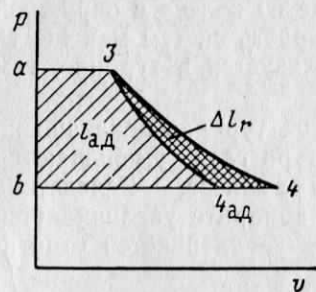
В лопаточном аппарате реактивной турбины (в сопловом аппарате и рабочем колесе) происходит преобразование потенциальной энергии газа в кинетическую, часть которой затем преобразуется в механическую работу вращения колеса.

Работа, получаемая в результате расширения 1 килограмма газа в идеальной турбине (в идеальной турбине процесс расширения протекает адиабатно без потерь энергии и скорость газа на входе в турбину и на выходе из нее одинакова), может быть определена по уравнению

$$l_{ад} = \frac{k}{k-1} RT_3 \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (3.20)$$

Как следует из уравнения, адиабатная работа зависит от температуры газа перед сопловым аппаратом T_3 и от отношения давлений $\frac{p_4}{p_3}$. Чем больше температура T_3 , чем, следовательно, большей энергией обладает газ перед турбиной, тем большую работу произведет этот газ в турбине. Чем меньше отношение давлений $\frac{p_4}{p_3}$,

чем сильнее расширяется газ в турбине, тем большую работу он производит. Адиабатная работа расширения зависит, конечно, и от природы расширяющегося газа.



Фиг. 3.41. Графическое изображение работы расширения газа в турбине.

Адиабатная работа может быть изображена в диаграмме $v-p$ (фиг. 3.41). Если кривая $34_{ад}$ изображает в диаграмме адиабату расширения газа в турбине, то площадь криволинейной трапеции $a34_{ад}ba$ в некотором масштабе дает величину работы газа в идеальной турбине (при отсутствии теплообмена с внешней средой и потерь на трение).

Процессы, происходящие в реальной турбине, сопровождаются трением. Предположим начальное состояние газа одинаковым как в идеальном, так и в реальном процессах расширения, и обозначим его точкой 3. Конечное состояние газа изобразится точкой 4, лежащей на той же изобаре, что и точка $4_{ад}$.

Линия действительного процесса расширения $3-4$ (политропа) располагается более полого, чем адиабата. Это объясняется тем, что работа трения превращается в тепло, газ подогревается и его удельный объем увеличивается. Политропная работа, подобно адиабатной, изображается в диаграмме $v-p$ площадью криволинейной трапеции $a34ba$. Как видно из фигуры, политропная работа $l_{п}$ больше адиабатной работы $l_{ад}$. Объясняется это тем, что при подогреве газа за счет тепла, выделяющегося при трении, теплосодержание газа увеличивается и газ становится более работоспособным. При подогреве газ становится способным совершить некоторую дополнительную работу Δl_r , поэтому политропная работа

$$l_{п} = l_{ад} + \Delta l_r.$$

На преодоление гидравлических потерь приходится затрачивать часть работы, причем эта затрата работы превосходит ту дополнительную работу, которая может быть совершена за счет подогрева при трении. Поэтому полезная работа в действительном процессе расширения оказывается меньше, чем в адиабатном процессе. Эта

полезная работа равна, очевидно, разности политропной работы $l_{п} = l_{ад} + \Delta l_r$ и работы, затраченной на преодоление трения l_r :

$$l_{т} = l_{ад} + \Delta l_r - l_r = l_{п} - l_r.$$

Степень реактивности турбины

Распределение теплоперепада, срабатываемого в турбине между сопловым аппаратом и рабочим колесом, характеризуется так называемой степенью реактивности, под которой понимается отношение адиабатного теплоперепада, срабатываемого в рабочем колесе, ко всему адиабатному теплоперепаду, срабатываемому в турбине.

Итак, степень реактивности

$$q = \frac{h_{рк}}{h_t},$$

где $h_{рк}$ — адиабатный теплоперепад, срабатываемый в рабочем колесе [$h_{рк} = c_p(T_3' - T_4)$];

h_t — адиабатный теплоперепад, срабатываемый в турбине [$h_t = c_p(T_3 - T_4)$].

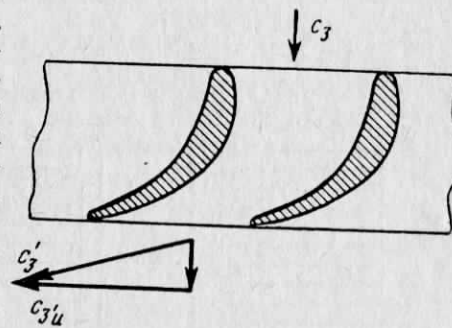
В активных турбинах весь теплоперепад срабатывается в сопловом аппарате ($h_{рк} = 0$), поэтому для активной турбины $q = 0$.

В реактивных турбинах степень реактивности $q > 0$. В турбинах современных ТРД и ТВД степень реактивности на среднем радиусе колеса находится в пределах 0,30—0,45. На других же радиусах степень реактивности имеет другое значение. У корня лопаток степень реактивности меньше (обычно она близка к нулю), а у вершины она больше. Выясним причины такого изменения степени реактивности, для чего рассмотрим, как меняются параметры газа по высоте лопаток соплового аппарата и рабочего колеса.

На входе в сопловый аппарат газ движется в осевом направлении. Параметры газа по высоте одинаковы.

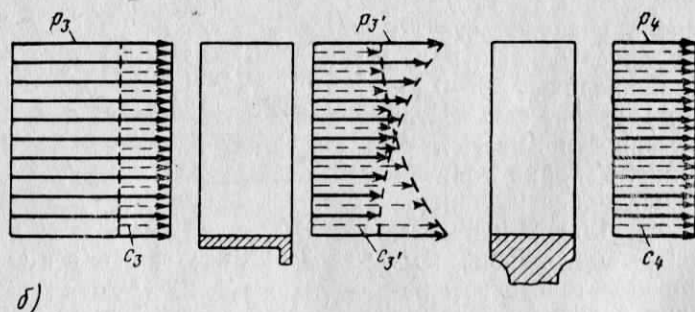
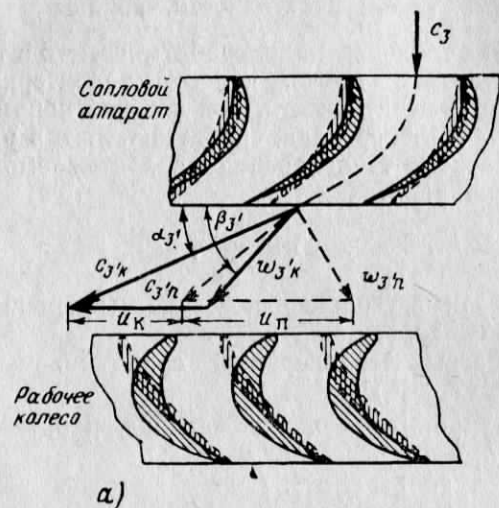
Проходя сопловый аппарат, газ меняет направление (закручивается), абсолютная скорость c_3 имеет теперь окружную составляющую $c_{3'}$ (фиг. 3.42). При наличии этой составляющей, как при всяком движении по окружности, на частицу газа, находящуюся в осевом зазоре между сопловым аппаратом и рабочим колесом, будет действовать центробежная сила инерции.

Так как центробежная сила возрастает с увеличением радиуса, то и сила давления в осевом зазоре должна возрастать от корня



Фиг. 3.42. Закрутка потока в сопловом аппарате.

лопатки к периферии, а абсолютная скорость истечения газа из соплового аппарата должна уменьшаться. Соответственно должны увеличиваться и проходные сечения для газа (для того чтобы при



Фиг. 3. 43. К закрутке лопаток рабочего колеса и соплового аппарата (а) и степени реактивности ступени турбины (б).

меньшей скорости пропустить большее количество газа) и углы выхода газа из соплового аппарата.

На фиг. 3. 43, а изображены треугольники скоростей газа на входе в рабочее колесо турбины. Сплошными линиями показаны корневые сечения лопаток и треугольник скоростей для этих сечений, пунктирными линиями — периферийные сечения и соответствующий им треугольник скоростей. Векторы скоростей в корневом сечении имеют индекс «к», в периферийном — «п».

Как видно, рост углов α_3 и одновременное увеличение окружной скорости (u_n больше u_k) по радиусу лопатки приводит к увеличению углов β_3' входа потока на рабочие лопатки.

Перед сопловым аппаратом все параметры газа (в том числе и давление) постоянны по высоте лопаток. За сопловым аппаратом, как показано на фигуре (б), давление возрастет от корня к периферии. Значит, в этом направлении в сопловом аппарате срабатывает все меньшая часть теплоперепада. Так как величина теплоперепада, срабатываемого в турбине, по длине лопаток постоянна, то степень реактивности по длине лопаток турбины увеличивается от корня к периферии.

Из фигуры (а) также видно, что в турбине применяются крученные лопатки, сечения которых сдвинуты друг относительно друга на некоторый угол.

Так как степень реактивности турбины изменяется по длине лопаток, то следует все турбины считать в той или иной степени реактивными. Поэтому и «чисто активной» турбины не существует. Турбину называют активной, если степень реактивности равна нулю на среднем радиусе лопатки.

Коэффициент полезного действия газовой турбины

При работе газовой турбины имеют место следующие потери:

- 1) гидравлические потери в каналах соплового аппарата и рабочего колеса;
- 2) потери в радиальном лопаточном зазоре;
- 3) вентиляционные потери (потери на трение диска колеса о газ);
- 4) потери с выходной скоростью;
- 5) механические потери в подшипниках.

Гидравлические потери

Гидравлические потери связаны с гидравлическими сопротивлениями при движении газа в каналах соплового аппарата и рабочего колеса. К этим потерям относятся потери на трение газа о стенки лопаток, потери на вихреобразование, на отрыв струи от стенок каналов, волновые потери при сверхзвуковых скоростях движения газа.

Потери в радиальном лопаточном зазоре

Эти потери обусловлены наличием зазора между концами лопаток и корпусом турбины. Зазор этот необходим, так как он предотвращает задевание лопаток турбины о корпус.

Задевание лопаток о корпус может произойти при короблении корпуса или удлинении лопаток вследствие ползучести материала,

В выполненных ТРД радиальный лопаточный зазор достигает 1,5—2 мм на сторону. В процессе эксплуатации этот зазор подвергается систематической проверке.

По радиальному зазору перетекает часть газа. Энергия этой части газа не преобразуется в работу в колесе турбины и для турбины является потерянной энергией. Кроме этого, в результате разности давлений на выпуклой и вогнутой сторонах лопаток газ перетекает из области высокого давления в область низкого давления; на перетекание также непроизводительно тратится какая-то часть энергии газа.

Вентиляционные и механические потери

При вращении турбинного диска на преодоление трения боковых поверхностей его о газ, в среде которого вращается диск, затрачивается часть работы, совершаемой турбиной. Потери, вызванные трением диска о газ, носят название вентиляционных потерь. Нужно отметить, что для турбин ТРД эти потери настолько малы, что ими можно пренебречь.

Механические потери (потери на трение в подшипниках) в виду применения подшипников качения также очень малы.

Потери с выходной скоростью

Под потерями с выходной скоростью понимаются потери кинетической энергии, соответствующей выходной скорости c_4 . Газ при выходе из турбины обладает некоторой кинетической энергией $\frac{c_4^2}{2}$.

Эта энергия не может быть преобразована в работу в турбине и для турбины она является потерянной. Чем больше выходная скорость c_4 , тем больше эти потери.

Нужно отметить, что относить эту часть энергии к потерям можно только чисто условно ввиду того, что она используется для создания силы тяги.

КПД газовой турбины

Указанные выше потери энергии в турбине оцениваются при помощи коэффициента полезного действия.

В идеальной турбине, не имеющей никаких потерь, 1 кг газа совершает адиабатную работу $l_{ад}$ (эта работа соответствует адиабатному теплоперепаду). Из-за гидравлических потерь газ совершает меньшую работу l_u (она называется работой на окружности колеса). Но работа, снимаемая с вала турбины и используемая для вращения компрессора и агрегатов двигателя, будет еще меньше. Для того чтобы найти эту работу (она называется эффективной работой турбины), нужно из работы на окружности колеса l_u

вычесть работу, затрачиваемую на трение диска о газ l_d , на потери в радиальном лопаточном зазоре l_z и на механические потери l_m :

$$l_T = l_u - l_d - l_z - l_m.$$

Тогда определение КПД турбины можно будет записать: эффективным КПД турбины называется отношение эффективной работы на валу турбины к адиабатной работе

$$\eta_T = \frac{l_T}{l_{ад}}. \quad (3.21)$$

Этот КПД оценивает все потери энергии в турбине. Для турбин современных ТРД $\eta_T = 0,65—0,85$.

Величина КПД турбины зависит от ряда факторов. Особенно сильное влияние на его величину оказывает отношение окружной скорости ротора к абсолютной скорости газа на входе в колесо $\frac{u}{c_3}$. От величины этого отношения зависит величина потерь в турбине, а следовательно, и ее КПД.

Величина отношения $\frac{u}{c_3}$, при которой КПД максимален, зависит от степени реактивности турбины. Чем больше величина степени реактивности, тем больше и величина оптимального отношения $\left(\frac{u}{c_3}\right)_{опт}$. Для турбин современных ТРД, имеющих степень реактивности $q = 0,3—0,45$, отношение

$$\frac{u}{c_3} = 0,45—0,55 \quad (\text{при этом } u = 300—350 \text{ м/сек,} \\ \text{а } c_3 = 650—700 \text{ м/сек}).$$

Мощность турбины

Мощность, развиваемая турбиной, может быть определена из следующих соображений. Если l_T — эффективная работа 1 кг газа в реальной турбине, то произведение l_T на секундный расход газа $m_{сек}$ есть секундная работа (мощность) на валу турбины

$$N_T = m_{сек} l_T.$$

Из формулы (3.21) следует, что $l_T = l_{ад} \eta_T$, тогда мощность турбины

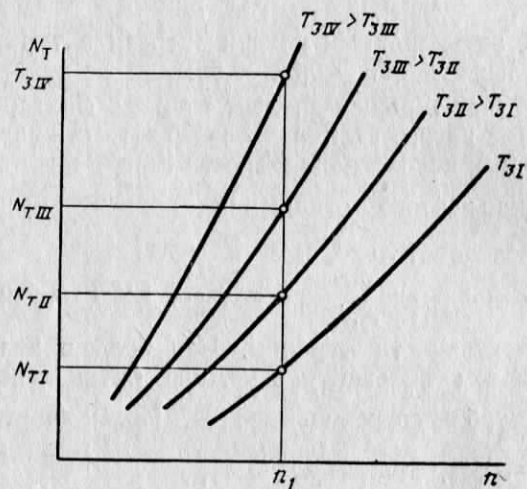
$$N_T = m_{сек} l_{ад} \eta_T. \quad (3.22)$$

В ТРД мощность, развиваемая турбиной, расходуется не только на привод компрессора, но и на привод агрегатов и на охлаждение двигателя, т. е. на привод вентилятора (если он имеется на двигателе), подающего воздух для охлаждения. Поэтому мощность тур-

бины должна быть несколько больше мощности N_K , потребной для привода компрессора. В среднем

$$N_T = (1,05 \div 1,02) N_K.$$

Как следует из формулы (3.22), мощность, развиваемая турбиной, зависит от секундного расхода газа через турбину $m_{сек}$, от эффективного КПД турбины и от величины адиабатной работы $l_{ад}$. Чем больше газа проходит в секунду через турбину, тем большую мощность она развивает. Чем меньше потери в турбине, чем, следовательно, больше КПД, тем больше мощность турбины.



Фиг. 3.44. Зависимость располагаемой мощности турбины от числа оборотов и температуры газа.

Адиабатная работа $l_{ад}$ зависит от температуры газа перед турбиной T_3 и от отношения давлений $\frac{p_4}{p_3}$. Чем больше температура газа T_3 , чем меньше это отношение давлений (т. е. чем сильнее расширяется газ в турбине), тем больше адиабатная работа и мощность турбины. Если при этом учесть, что как отношение давлений $\frac{p_4}{p_3}$, так и секундный расход газа $m_{сек}$ зависят от оборотов (при увеличении оборотов увеличивается $m_{сек}$, а отношение давлений уменьшается), то можно сделать вывод, что мощность турбины пропорциональна числу оборотов ротора и температуре газа перед турбиной.

Зависимость располагаемой мощности турбины от числа оборотов ротора и температуры газа перед турбиной представлена на фиг. 3.44, откуда видно, что чем больше число оборотов (при $T_3 = \text{const}$), тем больше мощность турбины. При одинаковых оборотах

мощность турбины тем больше, чем больше температура T_3 . Максимальную мощность турбина будет развивать, очевидно, при предельно допустимых числе оборотов и температуре газа перед турбиной T_3 .

Многоступенчатые турбины

Выше было показано, что наибольшая величина КПД турбины может быть достигнута при определенном наивыгоднейшем отношении окружной скорости рабочего колеса к абсолютной скорости газа на входе в колесо. Это отношение скоростей при наличии одной ступени в некоторых условиях получить затруднительно.

В ТРД со степенью повышения давления $\pi_K = 4-5$ теплоперепад, срабатываемый на турбине, сравнительно невелик, и абсолютная скорость на входе в колесо не превышает 600—700 м/сек.

При больших степенях повышения давления в современных ТРД теплоперепад, который должен быть сработан в турбине, достигает большой величины, что влечет за собой увеличение абсолютной скорости на входе в колесо c_3 . Например, при теплоперепаде $h = 540$ кдж/кг [130 ккал/кг] абсолютная скорость газа достигает 1000 м/сек. Если при этом наивыгоднейшее отношение $\frac{u}{c_3} = 0,45$,

то потребуются, чтобы колесо турбины имело окружную скорость 450 м/сек. Получение такой окружной скорости невозможно (не обеспечивается нужная прочность колеса).

В одной ступени в настоящее время удается сработать теплоперепад, равный 290—335 кдж/кг [70—80 ккал/кг]. При необходимости срабатывать большие теплоперепады турбины выполняются с двумя и большим числом ступеней.

Многоступенчатые турбины выполняются или со ступенями скорости, или со ступенями давления.

Турбина со ступенями скорости

В турбине со ступенями скорости (например, двухступенчатой) газ, проходя сопловой аппарат, расширяется в нем от начального до конечного давления и с большой скоростью направляется на первый ряд лопаток (фиг. 3.45).

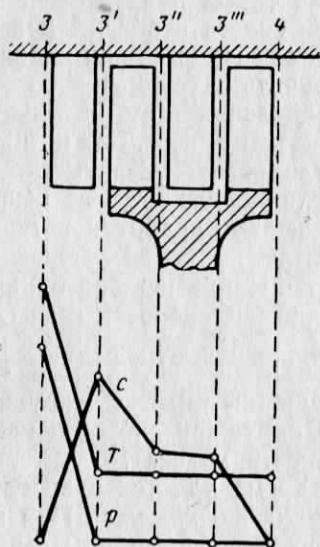
Несмотря на то, что абсолютная скорость при этом достигает очень большой величины, окружная скорость колеса может быть при этом небольшой. При этом, правда, увеличиваются потери с выходной скоростью, но эти потери можно уменьшить, направив газ после первого ряда лопаток через направляющий аппарат во второй ряд лопаток. Направляющий аппарат служит для изменения направления газового потока, для подвода газа под определенным углом ко второму ряду рабочих лопаток.

Во втором ряду рабочих лопаток так же, как и в первом, часть кинетической энергии газа преобразуется в механическую работу, после чего газ покидает турбину (или направляется в следующий

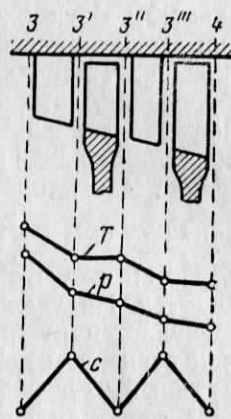
направляющий аппарат, если турбина имеет больше двух ступеней).

Таким образом, благодаря второй и последующей ступеням можно получить дополнительную работу в турбине за счет использования кинетической энергии газа, вышедшего из первой ступени.

Турбины со ступенями скорости нашли применение в некоторых ЖРД, где они служат для привода топливных насосов.



Фиг. 3.45. Изменение параметров газа в двухступенчатой турбине со ступенями скорости.



Фиг. 3.46. Изменение параметров газа в двухступенчатой турбине со ступенями давления.

Турбина со ступенями давления

Турбина со ступенями давления состоит из нескольких сопловых аппаратов и нескольких рядов рабочих лопаток. Каждый ряд сопловых и рабочих лопаток образует ступень давления (фиг. 3.46).

В турбине со ступенями давления весь теплоперепад распределяется между ступенями. В каждой ступени происходит преобразование части общего теплоперепада в механическую работу.

Так как в каждой ступени срабатывается не весь теплоперепад, а только часть его, то абсолютная скорость получается сравнительно небольшой и можно получить наиболее выгодное отношение $\frac{u}{c_3}$ при сравнительно небольшой окружной скорости.

Изменение параметров газа по тракту турбины со ступенями скорости и со ступенями давления можно видеть из фиг. 3.45 и

3.46. Так как весь теплоперепад срабатывается в турбине со ступенями скорости в сопловом аппарате первой ступени, то в нем давление газа уменьшается, а затем остается постоянным как в рабочем колесе, так и в направляющем аппарате. Абсолютная скорость газа сильно возрастает в сопловом аппарате, где происходит преобразование энтальпии (теплосодержания) в кинетическую энергию, а затем последовательно снижается в рабочих колесах.

Что касается турбины со ступенями давления, то там расширение газа происходит в каждой ступени. Поэтому в такой турбине давление понижается в каждом сопловом аппарате и в каждом колесе, а абсолютная скорость газа соответственно увеличивается в сопловых аппаратах и снижается в рабочих колесах.

Турбины со ступенями скорости обладают крупным недостатком: КПД их ниже, чем КПД турбин со ступенями давления. Объясняется это тем, что в таких турбинах велики скорости газа (весь теплоперепад сработан в сопловом аппарате первой ступени), а следовательно, велики и потери. Такие турбины применяются в турбо-насосных агрегатах ЖРД и совершенно непригодны для ГТД.

В турбине со ступенями давления теплоперепад срабатывается не сразу, как в турбине со ступенями скорости, а частями, в каждой ступени, поэтому и скорости газа в такой турбине меньше, чем в турбине со ступенями скорости, потери получаются меньше и КПД таких турбин больше.

Конструктивно многоступенчатые турбины могут быть выполнены одновальными и двухвальными. В случае двухвальной конструкции рабочие элементы турбины расположены на двух соосных валах. Турбины двухвальных схем находят применение в двухвальных ТРД и в ТВД.

При выборе числа ступеней турбины исходят из следующих соображений. Высокий КПД турбины может быть получен только в случае многоступенчатой ее конструкции. В то же время многоступенчатая турбина тяжела и имеет большие габариты. Турбина ТРД, предназначенного для истребителя, должна быть как можно более легкой, поэтому она должна иметь как можно меньше ступеней, даже в ущерб КПД.

Для двигателя, предназначенного к установке на пассажирском самолете или на дальнем бомбардировщике, увеличение силы тяжести (веса) и габаритов, связанное с постановкой многоступенчатой турбины, менее существенно. В этом случае решающим оказывается увеличение КПД путем увеличения числа ступеней и, как следствие, уменьшение расхода топлива. При том же запасе топлива уменьшение расхода топлива позволит увеличить дальность полета или при неизменной дальности — увеличить полезную нагрузку самолета.

Наибольшее число ступеней должна иметь турбина для ТВД. Эта турбина вращает компрессор и воздушный винт, поэтому она

должна развивать большую мощность, а значит, и иметь больше ступеней, чем турбина ТРД.

В современных ТРД применяются двух- и трехступенчатые турбины со ступенями давления, а в турбовинтовых двигателях — турбины с числом ступеней до шести.

§ 9. РЕАКТИВНОЕ СОПЛО

Реактивное сопло является элементом турбореактивного двигателя, в котором происходит окончательное расширение газов от давления на выходе из турбины p_4 до давления в окружающей среде p_n . В реактивном сопле происходит преобразование части теплосодержания (энтальпии), которой обладает газ на выходе из турбины, в кинетическую энергию направленного движения газа.

Полное расширение газов в сопле, необходимое для создания направленного движения газа на выходе из двигателя, близкого к осевому, обеспечивается применением сопла соответствующей формы. Если отношение давлений в сопле $\frac{p_4}{p_n}$ докритическое или критическое, сопло имеет форму суживающегося канала (фиг. 3.47). У большинства двигателей между турбиной и соплом располагается выхлопная труба. Благодаря постановке этой трубы удастся отвести поток горячих газов подалеже от основных узлов самолета. Если длины выхлопной трубы по конструктивным соображениям не хватает, устанавливается удлинительная труба. С целью уменьшения гидравлических потерь и стабилизации потока выхлопная труба делается уширяющейся и газ в ней несколько тормозится.

Изменение параметров газа в выхлопной трубе и суживающемся реактивном сопле показано на фигуре.

В выхлопной трубе происходит торможение газа (уменьшение его кинетической энергии), за счет чего возрастают давление и температура газа. В суживающемся сопле теплосодержание (энтальпия) преобразуется в кинетическую энергию, вследствие чего газовый поток ускоряется. На выходе из сопла скорость газов достигает 550—650 м/сек, а температура 500—600°С. По мере удаления от сопла скорость и температура газов уменьшаются, но на большом расстоянии от двигателя они остаются еще достаточно большими.

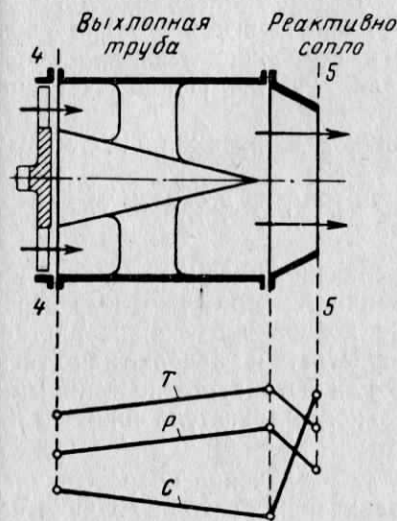
Максимальная скорость газов, которая может быть получена на выходе из суживающегося сопла, равна местной скорости звука (в случае критического и сверхкритического отношений давлений газа в сопле). Если же отношение давлений меньше критического, на выходе из сопла устанавливается дозвуковая скорость газа. При этом тяга двигателя будет меньше, а экономичность хуже, чем в случае расширения газа до атмосферного давления.

Суживающиеся реактивные сопла применяются в двигателях, предназначенных для дозвуковых и небольших (до $M=1,5$) сверх-

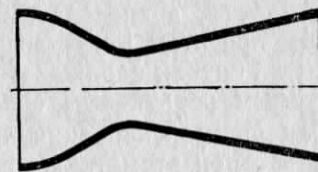
звуковых скоростей полета. При больших сверхзвуковых скоростях полета, в случае сверхкритических отношений давлений в сопле, остается несработавшей большая часть располагаемого перепада и проигрыш в тяге и экономичности становится заметным.

Полное расширение в сопле в этом случае может быть обеспечено постановкой сверхзвукового сопла Лавала, имеющего суживающуюся (дозвуковую) и расширяющуюся (сверхзвуковую) части (фиг. 3.48).

Сопло Лавала чувствительно к изменению режима работы. Работа на режимах недорасширения, когда давление в выходном сечении сопла больше атмосферного, или на режимах перерасширения, когда давление в выходном сечении меньше атмосферного, сопровождается потерями тяги. Для обеспечения полного расширения газов на всех режимах работы сопло должно быть выполнено регулируемым. Например, при увеличении ско-



Фиг. 3.47. Изменение параметров газа в выхлопной трубе и суживающемся реактивном сопле.



Фиг. 3.48. Схема сопла Лавала.

рости полета в сопле необходимо сработать больший перепад давлений, для чего нужно увеличить уширение сверхзвукового сопла (уширение — отношение выходной площади сопла к площади в его критическом сечении).

Создание регулируемого сопла Лавала связано с большими конструктивными трудностями, поэтому в отдельных случаях целесообразно применить укороченное сопло Лавала (сопло с укороченной сверхзвуковой частью). Такое сопло работает с небольшим недорасширением, вследствие чего тяга двигателя несколько уменьшится. При этом сопло получается легче и короче (с меньшим диаметром выходного сечения). Применение такого укороченного сопла особенно выгодно в том случае, когда габариты двигателя определяются выходным сечением сопла. Укороченное сопло позволяет уменьшить габариты двигателя и, следовательно, его лобовое сопротивление.

§ 10. ФОРСИРОВАНИЕ ТЯГИ ТРД

Форсированием называется увеличение тяги двигателя по сравнению с ее значением на максимальном режиме, т. е. при максимально допустимых оборотах n_{\max} и температуре газов перед турбиной $T_{3\max}$.

Форсирование тяги может применяться в следующих случаях:

- 1) на взлете для уменьшения длины разбега (для более быстрого отрыва самолета от взлетно-посадочной полосы);
- 2) для увеличения горизонтальной скорости полета;
- 3) для увеличения скороподъемности и потолка самолета.

Необходимо отметить, что форсирование тяги не только улучшает летно-тактические данные самолета, но существенно расширяет диапазон возможного использования ТРД как силовой установки летательного аппарата.

Рассмотрим способы осуществления форсирования ТРД.

Форсирование путем увеличения подачи топлива в основную камеру сгорания

Сущность форсирования путем увеличения подачи топлива в камеру сгорания заключается в повышении температуры газов перед турбиной, вследствие чего, как было показано в § 4, возрастает удельная тяга, а следовательно, возрастает и абсолютная тяга. Обороты при этом могут возрастать или оставаться постоянными. Последний случай наблюдается тогда, когда двигатель снабжен регулируемым реактивным соплом.

Если при форсировании происходит увеличение оборотов, тяга возрастает при этом также из-за увеличения расхода воздуха через двигатель.

Данный способ форсирования не требует для своего осуществления изменения конструкции двигателя, поэтому он нашел широкое применение. В этом случае удельный расход топлива увеличивается незначительно. В то же время этот способ форсирования имеет весьма существенный недостаток. Вследствие ограниченных прочностных возможностей турбины нельзя достигнуть существенного прироста тяги. По этой же причине тяга двигателя на максимальном режиме (на форсаже) превышает тягу на номинальном режиме всего на 10—12%.

Форсирование сжиганием дополнительного топлива за турбиной

Сущность данного способа форсирования заключается в том, что за счет сжигания топлива за турбиной добиваются увеличения температуры газа перед реактивным соплом, а вследствие этого увеличения удельной тяги и тяги двигателя.

Возможность сжигания топлива за турбиной объясняется тем, что в газах имеется большое количество кислорода, оставшегося неиспользованным (в основных камерах сгорания расходуется

только 20—25% кислорода, находящегося в воздухе). Кроме этого, наличие повышенного давления за турбиной обеспечивает преобразование подводимого тепла в кинетическую энергию газа.

Величина прироста тяги за счет дополнительного сжигания топлива в форсажной камере определяется температурой газов, которая не превышает 2000° К. При этом тяга может быть увеличена на 30—50% (в стартовых условиях). Чем больше скорость полета, тем больше прирост тяги при форсировании.

Данный способ форсирования требует постановки между турбиной и реактивным соплом специальной форсажной камеры.

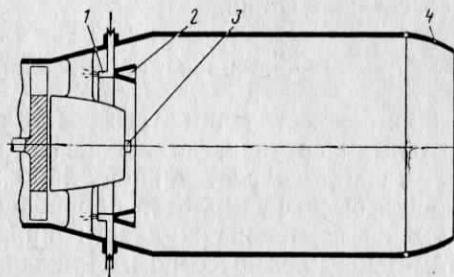
Принципиальная схема форсажной камеры изображена на фиг. 3.49. За газовой турбиной помещены форсунки 1, подающие топливо против потока газов, и стабилизатор пламени 2, создающий кольцевую зону обратных токов. Зажигание топлива в форсажной камере происходит главным образом путем самовоспламенения от газов, имеющих высокую температуру. Для запуска может понадобиться и электрическая свеча 3, расположенная на внутреннем конусе.

Процесс сгорания в форсажной камере существенно отличается от процесса сгорания в основных камерах. Во-первых, в форсажную камеру поступают горячие газы, содержащие большое количество продуктов сгорания; во-вторых, скорость газа в форсажных камерах значительно больше скорости газа в основных камерах.

К недостаткам данного способа форсирования необходимо отнести некоторое утяжеление и усложнение конструкции. Ряд элементов камеры создает дополнительные сопротивления, вследствие чего тяга двигателя с неработающей форсажной камерой оказывается меньше тяги того же двигателя без форсажной камеры.

Следует также указать на такой недостаток, как значительное увеличение удельного расхода топлива при форсировании. Рост удельного расхода топлива (ухудшение экономичности) объясняется неполнотой сгорания топлива, связанной с тем, что горение в форсажной камере происходит при относительно низком давлении. Правда, экономичность повышается при увеличении скорости полета.

Наличие форсажной камеры требует также установки на двигателе реактивного сопла 4 с изменяющейся площадью выходного



Фиг. 3.49. Принципиальная схема форсажной камеры.

1—форсунки, 2—стабилизатор пламени, 3—электрическая свеча, 4—сопло.

сечения (регулируемого реактивного сопла). В самом деле, если при включении форсажной камеры оставить площадь выходного сечения сопла неизменной, то это приведет к повышению давления за турбиной, уменьшению перепада давлений, срабатываемого на турбине, и, как следствие, к уменьшению мощности турбины и числа оборотов. Для сохранения заданных оборотов автомат топливной системы увеличит подачу топлива в основные камеры сгорания, температура газов перед турбиной T_3 резко возрастет и превысит допустимую для лопаток величину. Поэтому включение форсажной камеры сопровождается увеличением площади выходного сечения сопла.

Форсирование впрыскиванием жидкости

При осуществлении этого способа форсирования с помощью специальных форсунок, установленных на входе в компрессор, в поток воздуха впрыскивается какая-либо жидкость (вода, спирт), обладающая высокой теплотой парообразования. В результате затраты тепла на испарение жидкости происходит охлаждение воздуха, сжимаемого компрессором. При одной и той же сообщенной воздушной работе сжатия охлаждение воздуха приведет к увеличению степени повышения давления, скорости истечения, а следовательно, и к росту тяги. Кроме того, рост давления перед турбиной при сохранении постоянной температуры газа T_3 приведет к увеличению плотности и расхода газа $m_{сек}$. Следовательно, при данном способе форсирования тяга возрастает за счет увеличения скорости истечения и расхода газа.

Недостатком данного способа форсирования является очень большой расход жидкости. Например, для увеличения тяги на 30% необходимо в компрессор подать жидкость (воду) в количестве, в 2 раза превышающем расход топлива.

§ 11. ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБОРЕАКТИВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В процессе работы турбореактивного двигателя, установленного на самолете, меняются скорость и высота полета, а также и число оборотов ротора двигателя. При этом, в конечном счете, изменяются тяга двигателя и удельный расход топлива. Для оценки двигателя нужно знать его данные при различных условиях работы. Данные эти можно получить, зная характеристики двигателя.

Характеристиками турбореактивного двигателя называются зависимости тяги и удельного расхода топлива от условий работы двигателя и условий полета самолета.

Значение характеристик дает возможность правильно оценивать качества двигателя в различных условиях его эксплуатации и позволяет, следовательно, производить сравнение различных двигателей между собой в условиях полета.

Характеристики двигателя необходимы для определения летно-тактических данных, взлетно-посадочных и маневренных свойств самолета, а также для решения ряда других задач.

Режим работы двигателя определяется числом оборотов ротора, режим полета самолета — скоростью и высотой полета. В зависимости от фактора, влияние которого рассматривается, различают характеристики: скоростные, высотные и стендовые (дроссельные).

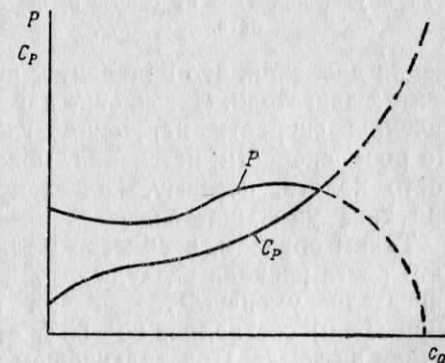
Стендовые характеристики получают при испытании двигателей на стенде. Скоростные и высотные характеристики, называемые также полетными характеристиками, могут быть получены путем расчета или испытаниями на специальном самолете-летающей лаборатории или в высотных условиях (в барокамерах).

Каждый из указанных методов имеет свои достоинства и недостатки. Расчетный метод дает возможность получения характеристик проектируемого двигателя, но результаты расчетов не всегда оправдываются на практике. Более точные данные дает экспериментальный метод, но проведение эксперимента требует сложного и дорогостоящего оборудования и связано поэтому с большими затратами.

Скоростные характеристики

Скоростными характеристиками ТРД называются зависимости тяги и удельного расхода топлива от скорости полета при неизменной высоте полета, оборотах и температуре газа перед турбиной.

Скоростная характеристика, из которой видно, что при увеличении скорости полета c_0 тяга двигателя вначале несколько уменьшается, а затем увеличивается до максимума, представлена на фиг. 3.50. При дальнейшем увеличении скорости полета тяга снова уменьшается и становится равной нулю при некоторой



Фиг. 3.50. Скоростная характеристика ТРД.

очень большой сверхзвуковой скорости полета. Удельный расход топлива непрерывно возрастает при увеличении скорости полета.

Изменение тяги

Для объяснения характера изменения тяги воспользуемся уравнением (3.3)

$$P = m_{сек}(c_5 - c_0) = m_{сек}P_{уд}.$$

Как видно из уравнения, для анализа изменения тяги по скорости полета необходимо рассмотреть, как меняется расход воздуха через двигатель $m_{сек}$ и удельная тяга $P_{уд}$ при изменении скорости полета.

Расход воздуха $m_{сек}$ при увеличении скорости полета непрерывно возрастает за счет увеличения скоростного напора. На малых скоростях полета (примерно до скорости 600—700 км/ч) увеличение расхода воздуха оказывается незначительным, так как скоростной напор, пропорциональный квадрату скорости полета, невелик. При дальнейшем увеличении скорости полета скоростной напор интенсивно возрастает и расход воздуха увеличивается в значительной степени. Характер зависимости расхода воздуха от скорости полета представлен на фиг. 3.51.

Удельная тяга двигателя при увеличении скорости полета непрерывно уменьшается. Объясняется это следующими причинами. При увеличении скорости полета увеличивается скоростной напор воздуха, растет скоростная степень повы-

Фиг. 3.51. Зависимость расхода воздуха и удельной тяги от скорости полета.

шения давления, что приводит к повышению давления во всех элементах двигателя. Повышение давления за турбиной приводит к увеличению скорости истечения газа из реактивного сопла c_5 . Но рост скорости истечения менее интенсивен, нежели рост скорости полета, поэтому, как следует из уравнения (3.5, а), удельная тяга уменьшается.

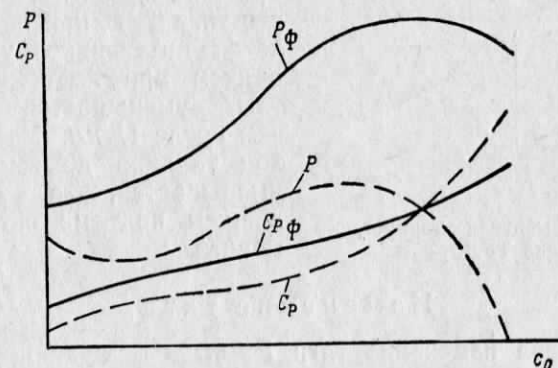
Таким образом, в области малых скоростей полета при небольшом росте расхода воздуха $m_{сек}$ и падении удельной тяги $P_{уд}$ тяга двигателя уменьшается и на скорости полета 600—700 км/ч (при $H=0$) составляет 80—85% от величины тяги при работе двигателя на земле. При дальнейшем увеличении скорости полета рост расхода воздуха становится настолько значительным, что, несмотря на продолжающееся уменьшение удельной тяги, абсолютная тяга двигателя увеличивается. Достигнув максимума, при числе $M=2,0 \div 2,5$ абсолютная тяга ТРД начинает быстро уменьшаться, обращаясь при очень большой сверхзвуковой скорости полета ($M=3,5 \div 4,0$) в нуль. Объясняется это тем, что подогрев воздуха за счет скоростного напора приводит к увеличению температуры воздуха T_2 , поступающего в камеру сгорания, в то время как сохранение постоянной температуры газа перед турбиной T_3 требует уменьшения количества тепла, подводимого к килограмму воздуха в камере сгорания. Поэтому эффективная работа и скорость

истечения уменьшаются. При некоторой достаточно большой скорости полета температура воздуха T_2 настолько близка к температуре газа T_3 , что тепла, подводимого к воздуху, хватает только на покрытие потерь в двигателе, а эффективная работа, удельная тяга и абсолютная тяга двигателя обращаются в нуль. Применение турбореактивных двигателей на очень больших сверхзвуковых скоростях полета, таким образом, становится невозможным.

Изменение удельного расхода топлива

Характер изменения удельного расхода топлива по скорости полета можно определить с помощью уравнения (3.7).

Как установлено, увеличение скорости полета приводит к уменьшению удельной тяги $P_{уд}$ и количества тепла, подводимого к каждому килограмму воздуха. Поскольку изменение удельной тяги более интенсивно, нежели изменение теплоподвода, удельный рас-



Фиг. 3.52. Скоростная характеристика ТРД с форсажом.

ход топлива при увеличении скорости полета непрерывно возрастает. Когда удельная тяга и тяга уменьшаются до нуля, удельный расход топлива стремится к бесконечности.

Таким образом, чем больше скорость полета самолета, тем большей затраты топлива требует создание каждого килограмма тяги.

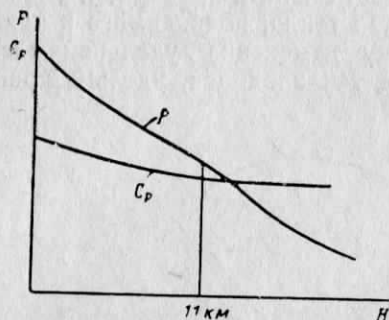
Форсирование тяги путем сжигания дополнительного количества топлива в форсажной камере оказывает существенное влияние на протекание скоростных характеристик двигателя. Скоростные характеристики ТРД на форсажном режиме приведены на фиг. 3.52. Там же пунктирными линиями изображена характеристика этого же двигателя на нефорсажном режиме. Как видно, чем больше скорость полета, тем больше прирост тяги за счет форсирования. Особенно это заметно на тех скоростях полета, где тяга нефорсиро-

ванного двигателя заметно уменьшается. В то же время удельный расход топлива $C_{p,ф}$ на этих скоростях оказывается меньшим, чем при работе на форсажном режиме.

Указанные обстоятельства позволяют считать, что форсаж найдет применение не только при взлете или при необходимости кратковременного увеличения скорости полета, но и как один из основных режимов работы турбореактивного двигателя.

Высотные характеристики

Высотными характеристиками называются зависимости тяги и удельного расхода топлива от высоты полета при неизменных скорости полета, числе оборотов и температуре газов перед турбиной.



Фиг. 3.53. Высотная характеристика ТРД.

Высотная характеристика изображена на фиг. 3.53, где видно, что тяга ТРД при подъеме самолета интенсивно уменьшается, причем при подъеме до 11 км тяга уменьшается медленнее, чем после 11 км. Удельный расход топлива до высоты 11 км уменьшается, а при дальнейшем подъеме остается неизменным.

Изменение тяги

Для анализа изменения тяги $P = m_{сек} P_{уд}$ нужно рассмотреть характер изменения расхода воздуха и удельной тяги по высоте.

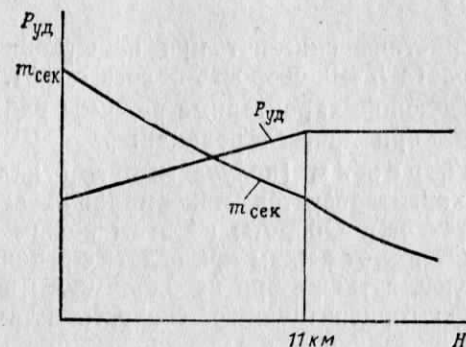
Расход воздуха через двигатель при подъеме самолета уменьшается из-за уменьшения плотности воздуха. Понижение температуры воздуха при подъеме до 11 км приводит к увеличению степени повышения давления, поэтому при подъеме до высоты 11 км расход воздуха уменьшается не пропорционально снижению плотности, а несколько медленнее. На высотах, больших 11 км (в диапазоне высот с постоянной температурой окружающего воздуха), расход воздуха через двигатель уменьшается более резко, пропорционально снижению плотности воздуха (фиг. 3.54).

Удельная тяга при подъеме до 11 км увеличивается, что объясняется увеличением степени повышения давления из-за снижения температуры воздуха и соответственным увеличением скорости истечения. На высотах, больших 11 км, температура воздуха практически постоянна, поэтому степень повышения давления не меняется и удельная тяга остается неизменной.

Таким образом, абсолютная тяга ТРД при подъеме до 11 км уменьшается вследствие уменьшения расхода воздуха, но это

уменьшение происходит более медленно, чем падение плотности воздуха.

На высотах, больших 11 км, тяга ТРД по тем же причинам продолжает уменьшаться, и при этом более значительно, так как



Фиг. 3.54. Зависимость расхода воздуха и удельной тяги от высоты полета.

на этих высотах расход воздуха через двигатель изменяется более резко, пропорционально изменению плотности воздуха.

Так как тяга при подъеме самолета уменьшается, то, следовательно, ТРД следует считать невысотным двигателем.

Изменение удельного расхода топлива

Как следует из уравнения (3.7), удельный расход топлива зависит от удельной тяги и количества тепла, подводимого к килограмму воздуха. С увеличением высоты полета, как установлено, удельная тяга возрастает до высоты 11 км, после чего остается постоянной. Что касается величины теплоподвода, то вследствие понижения температуры наружного воздуха в камеру сгорания поступает при подъеме до 11 км более холодный воздух, на нагрев которого до неизменной температуры требуется подвод большего количества тепла. Следовательно, величина теплоподвода до высоты 11 км увеличивается. Так как рост удельной тяги более интенсивен, чем рост теплоподвода, удельный расход топлива при подъеме до 11 км несколько снижается.

На высотах полета, больших 11 км, температура воздуха, поступающего в камеру сгорания, практически постоянна и, если не учитывать ухудшения смесеобразования на больших высотах, на каждый килограмм воздуха нужно подводить одно и то же количество тепла. Так как удельная тяга и теплоподвод не меняются, то и удельный расход топлива на высотах, больших 11 км, остается постоянным.

Стендовые характеристики

Стендовыми (дрессельными) характеристиками ТРД называются зависимости тяги и удельного расхода топлива от числа оборотов ротора.

Такие характеристики снимают при испытании двигателя на стенде (высота полета $H=0$, скорость полета $c_0=0$).

Различают следующие характерные режимы работы турбореактивных двигателей при дресселировании:

Форсажный режим (получаемый при включенной форсажной камере) характеризуется максимальной величиной тяги, развиваемой двигателем. Обороты на этом режиме также максимальны. Применяется этот режим при взлете с ограниченных взлетно-посадочных полос, а также при необходимости получить максимально возможную горизонтальную скорость или скороподъемность.

Режим характеризуется повышенным удельным расходом топлива. Время работы на форсажном режиме ограничено.

Максимальный режим применяется в тех же случаях, что и форсажный. Число оборотов на этом режиме так же, как на форсажном, максимально, но развиваемая двигателем тяга меньше, так как форсажная камера выключена. Время работы на этом режиме также ограничено из-за больших нагрузок на детали двигателя.

Номинальный режим является расчетным режимом двигателя и применяется для длительного набора высоты, а также для получения скоростей полета, близких к максимальным. Обороты на этом режиме несколько (на 3—4%) меньше, чем на максимальном. Работа ряда двигателей на номинальном режиме не ограничивается.

Крейсерские режимы называются так потому, что эти режимы, обеспечивающие наибольшую экономичность двигателя, применяются при полетах большой дальности и продолжительности. Работа двигателя на этих режимах разрешается на протяжении всего установленного ему срока службы (ресурса).

На крейсерских режимах двигатель развивает тягу до $0,8P_{\max}$. Режим малого газа применяется при работе двигателя на земле и при планировании. На этом режиме двигатель имеет минимально допустимое число оборотов, на котором он может устойчиво работать. Тяга двигателя на малом газе не превышает 3—5% номинальной тяги (от величины тяги на малом газе зависит длина пробега самолета при посадке).

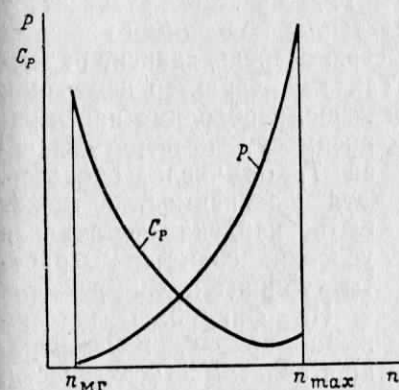
Время работы на малом газе ограничено из-за высокой температуры газа перед турбиной.

Стендовая характеристика ТРД с неизменяемой геометрией

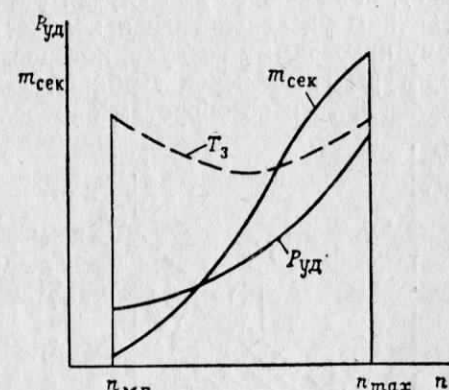
ТРД с неизменяемой геометрией отличается тем, что элементы такого двигателя не регулируются. В качестве примера двигателя с неизменяемой геометрией можно привести двигатель ВК-1А.

Стендовая характеристика такого ТРД представлена на фиг. 3.55. По мере увеличения числа оборотов ротора тяга ТРД непрерывно увеличивается; удельный расход топлива при этом уменьшается, достигает минимума на оборотах, близких к максимальным, и при дальнейшем увеличении оборотов незначительно увеличивается.

Проанализируем характер изменения тяги и удельного расхода топлива по характеристике.



Фиг. 3.55. Стендовая характеристика ТРД с неизменяемой геометрией.



Фиг. 3.56. Зависимость расхода воздуха и удельной тяги от числа оборотов.

Изменение тяги

Для анализа изменения тяги обратимся к уравнению (3.3а), записанному для случая работы ТРД на стенде:

$$P = m c_5 = m_{\text{сек}} P_{\text{уд}}.$$

Установим, как меняется расход воздуха через двигатель и удельная тяга.

Расход воздуха непрерывно возрастает при увеличении оборотов. В области малых оборотов расход воздуха изменяется приблизительно пропорционально оборотам. На оборотах, близких к максимальным, он изменяется в более сильной степени (фиг. 3.56).

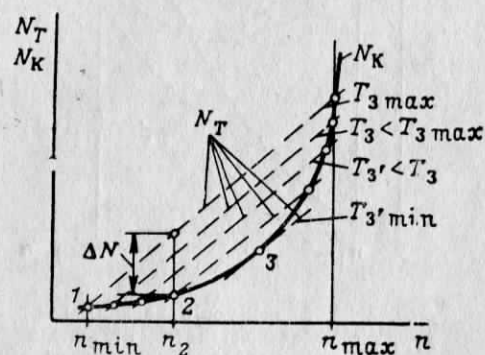
Удельная тяга $P_{\text{уд}} = c_5$ при работе на стенде зависит только от скорости истечения, которая, в свою очередь, определяется величи-

ной степени повышения давления. Чем больше число оборотов, тем больше работа, затрачиваемая на сжатие килограмма воздуха, тем больше степень повышения давления. Работа эта увеличивается примерно пропорционально квадрату числа оборотов, следовательно, и удельная тяга возрастает примерно пропорционально квадрату числа оборотов.

Таким образом, можно сделать вывод, что с ростом числа оборотов тяга двигателя увеличивается. При этом интенсивность увеличения тяги возрастает по мере увеличения числа оборотов. В области высоких оборотов тяга ТРД изменяется примерно пропорционально 3—4 степени числа оборотов.

Изменение удельного расхода топлива

Величина удельного расхода топлива, как следует из уравнения (3.7), записанного для случая работы ТРД на стенде, зависит от величины удельной тяги и количества тепла, подводимого к каждому килограмму воздуха, которое, в свою очередь, зависит от температуры газов перед турбиной T_3 . Так как характер изменения удельной тяги по оборотам определен выше, необходимо найти зависимость температуры газа T_3 от числа оборотов.



Фиг. 3.57. График совместной работы турбины и компрессора.

сопловым аппаратом. Чем больше эта температура, тем больше мощность турбины, тем выше располагаются кривые N_T .

С ростом числа оборотов растет мощность компрессора N_K и турбины N_T . Но мощность, потребляемая компрессором, возрастает пропорционально кубу числа оборотов, а мощность турбины растет в значительно меньшей степени.

Точки пересечения кривых потребной мощности компрессора и располагаемой мощности турбины указывают температуру газа, соответствующую данному установившемуся режиму работы двигателя. Установившийся режим характеризуется равенством мощностей компрессора и турбины: $N_K = N_T$. На этом режиме число оборотов и расход воздуха неизменны.

Допустим, двигатель устойчиво работает на режиме, обозначенном точкой 2. Для увеличения числа оборотов ротора двигателя нужно чтобы мощность, развиваемая турбиной, увеличилась и стала больше мощности, потребной для вращения ротора компрессора. Мощность турбины может быть повышена путем увеличения температуры газа перед турбиной T_3 , для чего нужно увеличить подачу топлива в камеру сгорания. Полученный избыток мощности ΔN пойдет на «разгон» двигателя (компрессора). Если при повышении числа оборотов подача топлива больше не увеличится, то температура газов уменьшится, так как с ростом оборотов растет расход воздуха через двигатель. При некотором числе оборотов будет достигнуто равенство мощностей и двигатель будет снова устойчиво работать на другом режиме, характеризуемом точкой 3, но температура газа перед турбиной в этом случае будет меньше, чем при оборотах n_2 . Нетрудно видеть, что при увеличении числа оборотов температура газа перед турбиной должна вначале уменьшаться до T_{min} , а затем возрастать. При минимальных и максимальных оборотах работа на установившемся режиме требует поддержания перед турбиной максимальной температуры газа T_3 . Такое изменение температуры газа происходит само собой вследствие непропорционального изменения расхода топлива и воздуха. Зависимость температуры T_3 от числа оборотов показана пунктиром на фиг. 3.56.

Из фиг. 3.57 видно, что у ТРД имеются такие минимальные обороты n_{min} , при которых получение равновесного режима возможно только при максимальной температуре газа T_{3max} . На оборотах, меньших n_{min} , мощность турбины при T_{3max} получается меньшей, чем мощность, потребная компрессору. Так как самостоятельная работа ТРД на оборотах $n < n_{min}$ без превышения максимально допустимой температуры перед турбиной T_{3max} невозможна, для запуска двигателя должен быть применен дополнительный источник мощности (стартер). Стартер раскручивает ротор двигателя до некоторого числа оборотов, на котором уже возможен переход двигателя на самостоятельную работу при $T_3 < T_{3max}$. Эти обороты называются оборотами малого газа $n_{м.г.}$. Они обычно превышают минимальные обороты на 1000—1500 об/мин.

Найденная зависимость температуры газов от числа оборотов позволяет объяснить характер изменения удельного расхода топлива по характеристике. На минимальных оборотах сжатие воздуха в компрессоре невелико и воздух, поступающий в компрессор, имеет невысокую температуру, поэтому требуется подвод большого количества тепла в камеру сгорания для поддержания необходимой на этих оборотах максимальной температуры газов.

Рост оборотов приводит к уменьшению удельного расхода топлива, так как сопровождается ростом удельной тяги и уменьшением температуры газов перед турбиной, т. е. уменьшением количества тепла, подаваемого на каждый килограмм воздуха. Достигнув минимального значения при некотором числе оборотов, близком

к n_{\max} , удельный расход топлива затем несколько увеличивается, так как повышение температуры газов сказывается в большей степени, чем рост удельной тяги.

Стендовая характеристика ТРД с изменяемой геометрией

Стендовая характеристика двигателя, имеющего устройство для перепуска воздуха из компрессора, обладает некоторыми особенностями по сравнению с рассмотренной выше характеристикой. Так как часть воздуха при открытой ленте перепуска (она прикрывает окна в корпусе компрессора) выпускается в атмосферу, тяга двигателя, как следует из уравнения (3.3а) оказывается меньшей, чем при отсутствии перепуска. Уменьшение расхода воздуха приводит к падению мощности турбины и для ее поддержания нужно увеличить температуру газа T_3 . Рост температуры газа приводит к тому, что удельный расход топлива при включении перепуска оказывается большим, чем при выключенном перепуске.

При выключении перепуска тяга двигателя скачком увеличивается из-за роста расхода воздуха (фиг. 3.58), удельный расход топлива при этом скачком уменьшается. Объясняется это тем, что при увеличении расхода воздуха для сохранения мощности турбины требуется уменьшение температуры газов перед турбиной, т. е. уменьшение количества тепла, подводимого к каждому килограмму воздуха.

Наличие на двигателе регулируемого сопла также сказывается на характеристике. Стендовая характеристика ТРД, имеющего систему перепуска воздуха из компрессора и регулируемое реактивное сопло, изображена на фиг. 3.59.

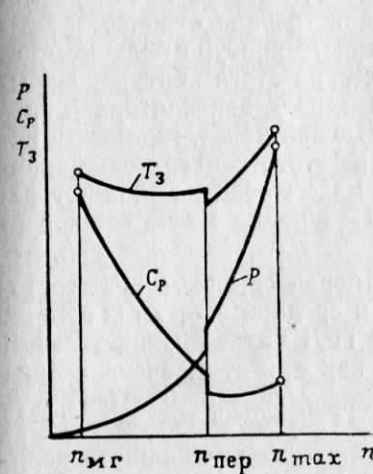
Зависимость тяги и удельного расхода топлива в диапазоне от оборотов малого газа до номинальных рассмотрена выше.

Для получения максимального режима сопло переводится в положение, характеризующееся минимальной площадью выходного сечения. Это приведет к уменьшению степени расширения газа на турбине. Для сохранения равенства мощностей турбины и компрессора требуется повышение температуры газа перед турбиной T_3 . В свою очередь, повышение температуры газа приводит к увеличению скорости истечения газа из сопла и росту удельной тяги. Несмотря на то, что при этом несколько уменьшается расход газа через двигатель, тяга двигателя на максимальном режиме увеличивается.

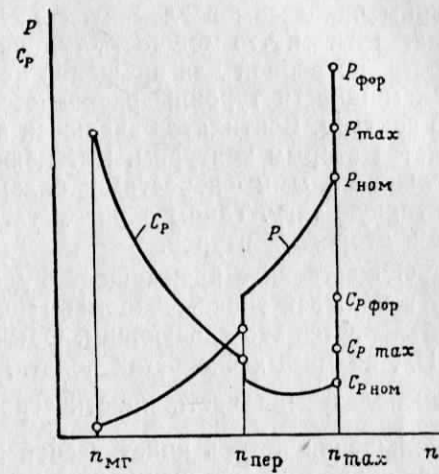
Включение форсажной камеры и увеличение при этом площади сечения сопла до максимальной приводит, как рассматривалось выше (§ 10), к росту тяги.

Рост удельного расхода топлива на максимальном режиме объясняется интенсивным увеличением теплоподвода, более интенсивным, чем увеличение тяги. Увеличение расхода топлива на форсажном режиме также рассмотрено в § 10.

Изображенная характеристика соответствует определенной программе регулирования двигателя. Если будет изменена программа



Фиг. 3.58. Стендовая характеристика ТРД с перепуском воздуха из компрессора.



Фиг. 3.59. Стендовая характеристика ТРД с регулируемым реактивным соплом и перепуском воздуха из компрессора.

регулирования, то другим будет характер изменения тяги и удельного расхода топлива.

§ 12. ДВУХКОНТУРНЫЕ ТУРБОРЕАКТИВНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Турбореактивные двигатели обычной схемы, рассмотренные выше, обладают низким тяговым КПД на дозвуковых скоростях полета. Стремление повысить тяговый КПД привело к созданию двухконтурного ТРД, который является наиболее приемлемым двигателем для самолетов с высокими дозвуковыми крейсерскими скоростями полета.

Двухконтурным турбореактивным двигателем (сокращенно ДТРД) называется авиационный газотурбинный двигатель, в котором избыточная мощность турбины используется для вращения вентилятора второго контура.

Двухконтурные двигатели могут иметь различные конструктивные схемы. Отличительный признак этих двигателей — наличие второго контура. По этому контуру проходит некоторая часть воздуха в обход камер сгорания и турбины непосредственно на выхлоп.

Схему двухконтурного двигателя, называемого обычно турбовентиляторным двигателем, см. на фиг. 15. Двигатель этот двух-

вальный, имеет два контура: внутренний (первый) и наружный (второй). Элементы первого контура такие же, как и у ТРД. Процессы, происходящие в элементах первого контура, также аналогичны процессам в элементах ТРД. Единственное отличие заключается в том, что мощность турбины первого контура больше мощности, потребной для вращения компрессора этого контура. Избыток мощности турбины расходуется на привод вентилятора второго контура. Вентилятор заключен в кольцевой капот, который и является вторым контуром. Истекающие из этого контура со сравнительно малыми скоростями большие массы воздуха создают реактивную тягу. Таким образом тяга ДТРД равна сумме тяг первого и второго контуров.

Существенное преимущество ДТРД перед обычным ТРД состоит в большей экономичности на малых и средних скоростях полета. Объясняется это следующим. Обычный ТРД имеет низкий тяговый КПД на малых скоростях полета, так как при этом очень велика неиспользуемая часть кинетической энергии $m_{сек} \frac{(c_5 - c_0)^2}{2}$. Для уменьшения потерь кинетической энергии нужно уменьшить величину скорости c_5 истечения газа из сопла. Это и достигается в ДТРД, где за счет передачи части энергии вентилятору второго контура снижается скорость истечения. Так как удельная тяга $P_{уд} = c_5$ при этом будет уменьшаться, то для получения нужной тяги требуется увеличить расход воздуха через двигатель, что и достигается введением второго контура.

Таким образом, в ДТРД тяговый КПД оказывается выше, чем в ТРД, вследствие чего у него и выше экономичность. В то же время нужная величина тяги обеспечивается протеканием по второму контуру больших масс воздуха. Двухконтурный двигатель отличается также низким уровнем шума, что является важным для пассажирских самолетов.

Следует, однако, заметить, что ДТРД оказывается более тяжелым, имеющим больший мидель и отличающимся большей сложностью, чем обычный ТРД.

Чем больше скорость полета самолета, тем в меньшей степени сказывается преимущество ДТРД описанной схемы перед ТРД по экономичности. На некоторой дозвуковой скорости это преимущество вообще исчезает. Поэтому такой ДТРД может найти применение лишь на дозвуковых самолетах. Применение ДТРД на сверхзвуковых самолетах может быть осуществлено при наличии в этом двигателе камеры сгорания для сжигания топлива во втором контуре. Камера сгорания помещается за вентилятором второго контура. Устройство этой камеры аналогично устройству основных или форсажных камер сгорания. Только в отличие от основных камер сгорания температура газов в этой камере, как и в форсажной, достигает большой величины, что обеспечивает получение и большой тяги.

Сжигание топлива во втором контуре сопровождается значительным увеличением удельного расхода топлива. Причиной этого, как и в форсажной камере, является недостаточная эффективность использования тепла вследствие низкой степени повышения давления на малых скоростях. С ростом скорости полета увеличивается скоростная степень повышения давления, улучшается использование тепла, вследствие чего удельный расход топлива уменьшается.

Глава VII

ТУРБОВИНТОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

§ 1. УСТРОЙСТВО И ПРИНЦИП РАБОТЫ ТВД

Тяжелые самолеты, предназначенные для полета на большие расстояния с дозвуковой скоростью, требуют постановки двигателя, развивающего большую тягу и обладающего большой экономичностью. Таким двигателем является турбовинтовой двигатель (сокращенно ТВД).

Турбовинтовым двигателем называется авиационный газотурбинный двигатель, в котором избыточная мощность турбины используется для вращения воздушного винта.

ТВД имеют огромное преимущество перед ТРД на взлете, при полете на малых и средних скоростях полета вследствие высокого КПД винта на этих режимах. Они обеспечивают также малый пробег самолета при посадке за счет торможения винтом.

Схему ТВД см. на фиг. 13. Двигатель состоит из входного устройства, компрессора, камеры сгорания, газовой турбины и реактивного сопла, т. е. из тех же элементов, что и ТРД. В то же время он обладает и рядом конструктивных особенностей. Двигатель снабжен воздушным винтом, который приводится во вращение или отдельной турбиной, или той же, которая вращает компрессор. В некоторых двигателях одна турбина служит для привода части ступеней компрессора, другая приводит винт и остальные ступени компрессора.

Турбины ТВД вращают компрессор и воздушный винт, поэтому они должны развивать большую мощность и иметь больше ступеней, чем турбины ТРД. Вследствие этого турбины турбовинтовых двигателей, как правило, многоступенчатые, с числом ступеней до 6.

Числа оборотов турбин, выбираемые из условия получения максимальной мощности при минимальных габаритах и силе тяжести (весе) двигателя, велики (7000—18 000 об/мин). В то же время для

получения наибольшего значения КПД винта на расчетном режиме полета самолета число оборотов винта должно быть значительно меньше числа оборотов турбины ($750 \div 1500 \text{ об/мин}$). Уменьшение числа оборотов винта достигается редуктором с соответствующим передаточным числом.

Редукторы ТВД, передающие значительную мощность, чаще всего выполняются многоступенчатыми и отличаются большой сложностью. Редукторы могут приводить один или два винта, вращающихся в противоположные стороны. Редукторы с двумя винтами применяются на двигателях большой мощности. Применение соосных винтов способствует улучшению поперечной устойчивости самолета и устраняет стремление самолета к разворотам при взлете. При этом также улучшается продольная устойчивость и маневренность самолета. Применение соосных винтов ведет к увеличению КПД винтов, так как уменьшает потери, связанные с закруткой воздуха винтом.

Назначение и работа основных элементов ТВД ничем не отличаются от назначения и работы таких же элементов ТРД. Так же, как и в ТРД, в этом двигателе воздух сжимается в компрессоре и подогревается в камерах сгорания. Расширение газов происходит в газовой турбине и реактивном сопле. Расширение газов может заканчиваться также и в турбине. Если окончательное расширение происходит в турбине, за которой давление становится атмосферным, реактивное сопло представляет собой цилиндрическую трубу, в которой параметры газа не меняются. Возможен случай расширения газа в турбине и до давления, меньше атмосферного. В этом случае реактивное сопло делается расширяющимся (в нем давление повышается до атмосферного).

Эффективная работа ТВД, в отличие от ТРД, расходуется не только на увеличение кинетической энергии потока газа, но, главным образом, на вращение винта. Соотношение между этими частями может быть различным в зависимости от скорости полета. Формула, предложенная акад. Б. С. Стечкиным, дает возможность определить наиболее выгодное распределение эффективной работы в ТВД:

$$c_5 = \frac{c_0}{\eta_v},$$

где c_0 — скорость полета;

η_v — КПД винта.

Как следует из формулы, наиболее выгодная скорость истечения c_5 из реактивного сопла (при которой двигатель развивает максимальную удельную тягу) должна быть тем больше, чем больше скорость полета и чем меньше КПД винта. Иными словами, при увеличении скорости полета и уменьшении КПД винта доля энергии, идущей на увеличение кинетической энергии потока (на создание реактивной тяги), должна быть увеличена.

Желательное распределение эффективной работы может быть осуществлено путем изменения давления газа за турбиной. При необходимости, например, увеличить мощность, передаваемую на винт, нужно уменьшить давление газа за турбиной, для чего следует увеличить площадь сечения сопла на выходе, при этом увеличится перепад давлений на турбине и мощность, развиваемая турбиной. С целью сохранения неизменными оборотов ротора и мощности, потребляемой компрессором, нужно затянуть винт. В результате увеличится мощность, передаваемая на винт.

Доля эффективной работы, идущей на вращение винта, при некоторой скорости полета (эта скорость зависит от характеристики винта) получается настолько малой, что применение ТВД становится невыгодным. В этом случае двигатель развивает только реактивную тягу и ТВД превращается в ТРД. Скорость эта равна $1200—1400 \text{ км/ч}$.

§ 2. ТЯГА И МОЩНОСТЬ ТВД

Тяга, развиваемая винтом в полете, подсчитывается по уравнению

$$P_v = \frac{N_v \eta_v}{c_0},$$

где N_v — эффективная мощность, передаваемая на винт.

Реактивная тяга определяется по уравнению (3.3)

$$P_p = m_{\text{сек}}(c_5 - c_0).$$

Тогда суммарная тяга ТВД будет равна

$$P = P_v + P_p = \frac{N_v \eta_v}{c_0} + m_{\text{сек}}(c_5 - c_0). \quad (3.23)$$

Пользоваться этим уравнением можно только при определении тяги в полете. При работе двигателя на стенде $c_0 = 0$ и $\eta_v = 0$, что приводит к неопределенности уравнения 3.23.

При работе двигателя на стенде тягу винта можно оценить по формуле $P_v = \beta N_v$. Коэффициент β принимают в среднем равным 15. Это значит, что при работе двигателя на стенде 1 кВт мощности, подводимой к винту, создает примерно 15 н тяги. Таким образом, при работе на стенде суммарную тягу ТВД можно определить по уравнению

$$P = 15N_v + m_{\text{сек}}c_5. \quad (3.23a)$$

Эквивалентная мощность. Турбовинтовые двигатели можно оценивать не только по тяге, но и по так называемой эквивалентной мощности.

Эквивалентной мощностью называется мощность, потребная для привода винта, тяга кото-

рого равна суммарной тяге ТВД. Эта мощность равна мощности, подведенной к винту N_v , сложенной с мощностью N_p , эквивалентной реактивной тяге:

$$N_{\text{эк}} = N_v + N_p \quad \text{или} \quad N_{\text{эк}} = N_v + \frac{P_p c_0}{\eta_v}. \quad (3.24)$$

Полученное уравнение дает возможность определить эквивалентную мощность ТВД при любой скорости полета. При работе двигателя на стенде второй член уравнения обращается в неопределенность. В этом случае, используя коэффициент β , определяющий тягу винта на месте, отнесенную к подведенной к винту мощности, можно следующим образом определить эквивалентную мощность:

$$N_{\text{эк}} = N_v + \frac{P_p}{\beta} = N_v + 0,06 P_p. \quad (3.24a)$$

Величина эквивалентной мощности современных ТВД находится в пределах 150—8000 кВт [200—10 000 л. с.] и выше.

Удельный расход топлива. Турбовинтовые двигатели отличаются высокой экономичностью, оцениваемой величиной удельного расхода топлива.

Удельным расходом топлива ТВД называется отношение часового расхода топлива к суммарной тяге или эквивалентной мощности двигателя. Соответственно этому различают удельный расход топлива по мощности — отношение часового расхода топлива к эквивалентной мощности:

$$C_e = \frac{C_h}{N_{\text{эк}}} \quad (3.25)$$

и удельный расход топлива по тяге — отношение часового расхода топлива к суммарной тяге, развиваемой двигателем:

$$C_p = \frac{C_h}{P}. \quad (3.26)$$

В системе единиц СИ удельный расход топлива по мощности измеряется в $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$, а удельный расход топлива по тяге — в $\text{кг}/(\text{н} \cdot \text{ч})$; прежняя единица измерения удельного расхода топлива по мощности — $\text{кг}/\text{л. с.} \cdot \text{ч}$, а по тяге — $\text{кг}/\text{кг} \cdot \text{час}$.

Пользуясь удельным расходом топлива по тяге C_p , можно сравнивать экономичность ТВД с экономичностью ТРД, а удельным расходом топлива по мощности C_e — сравнивать экономичность ТВД с экономичностью поршневого двигателя.

В нормальных стендовых условиях у ТВД $C_p = 0,02—0,024 \text{ кг}/(\text{н} \cdot \text{ч})$ [$0,2—0,24 \text{ кг}/\text{кг} \cdot \text{час}$], в то время как у ТРД он не менее $0,07 \text{ кг}/(\text{н} \cdot \text{ч})$ [$0,7 \text{ кг}/\text{кг} \cdot \text{час}$]. С ростом скорости полета ве-

личина C_p увеличивается и при некоторой скорости полета (приблизительно равной 400 м/сек) ТВД становится менее экономичным, чем ТРД.

Удельный расход топлива по мощности у ТВД $C_e = 0,3—0,4 \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$ [$0,22—0,3 \text{ кг}/\text{л. с.} \cdot \text{ч}$], что соответствует расходу топлива поршневым двигателем. По мере увеличения скорости полета C_e уменьшается и ТВД становится экономичнее поршневого двигателя.

Удельная масса (удельный вес) ТВД находится в пределах $0,3—0,6 \text{ кг}/\text{кВт}$ [$0,22—0,45 \text{ кг}/\text{л. с.}$].

Высокая экономичность ТВД по сравнению с ТРД и наличие большой мощности на винте обеспечили применение этого типа двигателей на самолетах (вертолетах) большой грузоподъемности при полетах на большие расстояния. Турбовинтовые двигатели, выпускаемые в Советском Союзе, устанавливаются на самолетах Ту-114, Ил-18, Ан-10, Ан-24, вертолете Ми-6 и др.

§ 3. ХАРАКТЕРИСТИКИ ТВД

Характеристиками ТВД называются зависимости эквивалентной мощности или суммарной тяги и удельного расхода топлива от числа оборотов ротора, скорости и высоты полета.

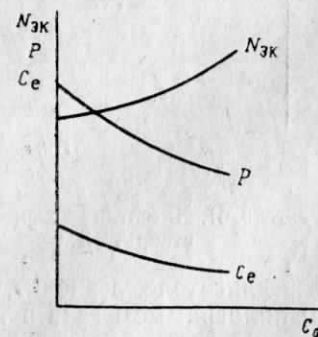
У ТВД, как и у ТРД, различают следующие характеристики: скоростные, высотные и стендовые (дрессельные).

Скоростные характеристики

Скоростными характеристиками ТВД называются зависимости эквивалентной мощности или суммарной тяги и удельного расхода топлива от скорости полета на заданной высоте при постоянных числе оборотов и температуре газа перед турбиной.

Скоростная характеристика ТВД изображена на фиг. 3.60, из которой видно, что с увеличением скорости полета эквивалентная мощность увеличивается, а суммарная тяга и удельный расход топлива уменьшаются.

Рост эквивалентной мощности объясняется следующими причинами. Чем больше скорость полета, тем больше суммарная степень повышения давления π_d и расход воздуха через двигатель $m_{\text{сек}}$. Увеличение степени повышения давления ведет к росту перепада давлений на турбине вследствие того, что давление перед турбиной p_3 растет, а давление за турби-



Фиг. 3.60. Скоростная характеристика ТВД.

ной p_4 остается постоянным (напомним, что в ТВД осуществляется обычно полное расширение газа в турбине, а на выходе из турбины давление газа равно атмосферному давлению). Таким образом, при увеличении скорости полета растет работа, развиваемая каждым килограммом газа на турбине. Если при этом учесть, что при постоянных оборотах мощность, потребляемая компрессору для сжатия одного килограмма воздуха, не меняется, то оказывается, что мощность, передаваемая на винт, растет с увеличением скорости полета.

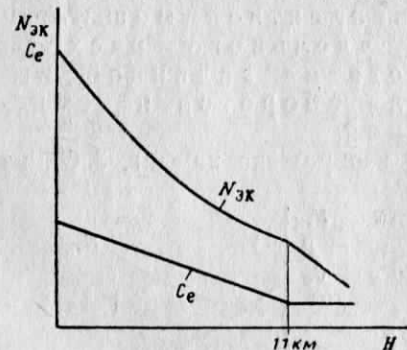
Реактивная тяга P_p , несмотря на рост расхода воздуха, уменьшается с увеличением скорости полета из-за уменьшения разности скоростей ($c_5 - c_0$).

Обращаясь к уравнению (3.24), можно сделать заключение, что эквивалентная мощность $N_{эк}$ растет при увеличении скорости полета в основном за счет роста мощности, передаваемой на винт.

Уменьшение удельного расхода топлива при увеличении скорости полета объясняется ростом степени повышения давления и лучшим, вследствие этого, использованием тепла в двигателе.

Высотные характеристики

Высотными характеристиками ТВД называются зависимости эквивалентной мощности или суммарной тяги и удельного расхода топлива от высоты полета на данной скорости при постоянных числе оборотов и температуре газа перед турбиной.



Фиг. 3.61. Высотная характеристика ТВД.

Характер изменения эквивалентной мощности при увеличении высоты полета объясняется следующими причинами. При подъеме до высоты 11 км вследствие снижения температуры окружающего воздуха увеличивается степень повышения давления в двигателе, а значит, работа и мощность, развиваемые каждым килограммом газа в турбине. В то же время количество проходящего через двигатель воздуха из-за падения его плотности быстро уменьшается. В результате мощность, передаваемая на винт, непрерывно уменьшается.

Реактивная тяга при подъеме вследствие уменьшения расхода воздуха также уменьшается. Таким образом, при подъеме до 11 км эквивалентная мощность двигателя уменьшается, причем медленнее, чем уменьшается плотность воздуха.

При дальнейшем подъеме плотность воздуха уменьшается, а температура остается практически постоянной, поэтому эквивалентная мощность снижается еще более резко (пропорционально падению плотности атмосферного воздуха).

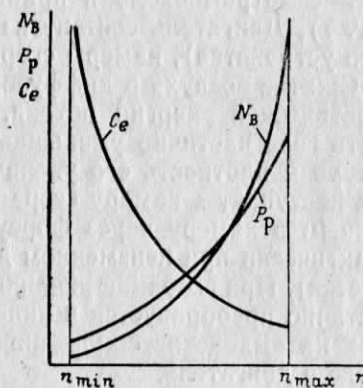
Некоторое уменьшение удельного расхода топлива при подъеме до высоты 11 км объясняется лучшим использованием тепла вследствие роста степени повышения давления. При подъеме выше 11 км удельный расход топлива остается без изменения.

Стендовые характеристики

Стеновыми (дрессельными) характеристиками ТВД называются зависимости эквивалентной мощности и удельного расхода топлива от числа оборотов при постоянных скорости и высоте полета.

Стеновая характеристика изображена на фиг. 3.62. Как видно, с ростом числа оборотов мощность, подводимая к винту, и реактивная тяга увеличиваются, а удельный расход топлива уменьшается.

Рост эквивалентной мощности двигателя, равной $N_v + P_p/\beta$, с увеличением числа оборотов объясняется следующим. С ростом числа оборотов растет степень повышения давления, а следовательно, и мощность, развиваемая каждым килограммом газа на турбине. Растет при этом также и расход воздуха через двигатель, в результате чего увеличивается мощность, передаваемая на винт. Реактивная тяга с ростом оборотов изменяется примерно так же, как и у ТРД, вследствие увеличения расхода воздуха через двигатель и скорости истечения газа из сопла. При постоянной скорости полета c_0 будет расти и мощность N_p , эквивалентная реактивной тяге P_p .



Фиг. 3.62. Стеновая характеристика ТВД.

ПРЯМОТОЧНЫЕ ВОЗДУШНО-РЕАКТИВНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

§ 1. СХЕМА И ПРИНЦИП РАБОТЫ ПРЯМОТОЧНЫХ ВОЗДУШНО-РЕАКТИВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Прямоточные воздушно-реактивные двигатели (сокращенно ПВРД) принадлежат к категории бескомпрессорных воздушно-реактивных двигателей. В двигателях этого типа (к ним принадлежит также и пульсирующий воздушно-реактивный двигатель) сжатие воздуха, необходимое для протекания рабочего процесса, осуществляется за счет использования скоростного напора набегающего потока. Повышение давления воздуха при больших скоростях настолько значительно, что надобность в турбокомпрессоре в таких двигателях отпадает.

Прямоточные ВРД можно подразделить на дозвуковые и сверхзвуковые. Первые предназначены для применения на околозвуковых скоростях на летательных аппаратах специального назначения, вторые — для работы на больших сверхзвуковых скоростях полета.

Рассмотрим схему и принцип работы дозвукового ПВРД (см. фиг. 7). Двигатель состоит из расширяющегося диффузора (входного устройства), камеры сгорания и суживающегося сопла.

Сжатие воздуха в диффузоре происходит за счет использования кинетической энергии потока. В расширяющемся диффузоре скорость газа частично уменьшается, в то же время давление, температура и плотность его увеличиваются. Сжатый в диффузоре воздух поступает в камеру сгорания, где смешивается с топливом, поданным в камеру через форсунки. Сгорание в камере происходит практически при неизменном давлении (давление несколько уменьшается). При сгорании увеличивается энтальпия газа, которая затем частично преобразуется в кинетическую энергию в сопле. Скорость газа на выходе из сопла значительно больше скорости потока на входе в двигатель.

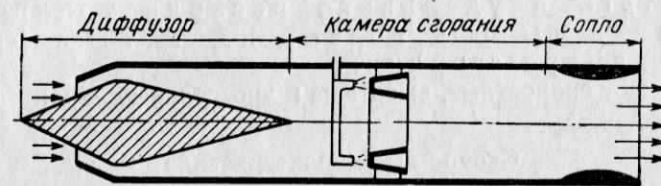
Сила тяги прямоточного ВРД, как и любого реактивного двигателя, представляет собой равнодействующую силу давления на внутренние и внешние поверхности двигателя. Повышенное давление в диффузоре создает силу, направленную в сторону движения летательного аппарата. Силы давления, действующие на боковые стенки камеры изнутри, взаимно уравновешиваются. Наконец, силы давления на внутреннюю стенку сопла направлены против полета. Равнодействующая всех этих сил, тяга ПВРД, направлена в сторону полета и приложена к диффузору. Определяется тяга по общему уравнению

$$P = m_{\text{сек}}(c_5 - c_0).$$

Тяга, определяемая по этому уравнению, будет больше тяги, развиваемой двигателем в реальных условиях полета. Объясняется это наличием сопротивления самого диффузора, причем сила со-

противления диффузора направлена против полета. Тяга двигателя, определенная с учетом этого сопротивления, называется эффективной тягой в отличие от внутренней тяги, подсчитанной по написанному выше уравнению.

Дозвуковой ПВРД мало эффективен и не может конкурировать с другими двигательными установками. Объясняется это тем, что на малых скоростях полета сжатие воздуха за счет использования скоростного напора незначительно. Вследствие этого невелико расширение газа в сопле, мала скорость истечения, а следовательно, мала и тяга двигателя, а также велик удельный расход топлива. Поэтому на малых скоростях полета ($M < 0,5$) эти двигатели вовсе не применяются.



Фиг. 3.63. Принципиальная схема сверхзвукового ПВРД.

К числу недостатков ПВРД как дозвукового, так и сверхзвукового, следует отнести невозможность самостоятельного старта. Запуск двигателя и его работа возможны только при достижении определенной скорости полета. Поэтому прямоточные ВРД могут применяться только в комбинации с каким-либо другим двигателем либо должны иметь ускоритель, который обеспечил бы взлет и разгон летательного аппарата до определенной скорости.

Более перспективным двигателем является сверхзвуковой прямоточный ВРД, схема которого изображена на фиг. 3.63. Сверхзвуковой ПВРД состоит из сверхзвукового диффузора, камеры сгорания и сопла.

Работа сверхзвукового диффузора ПВРД не отличается от работы сверхзвукового диффузора ТРД. Сжатие воздуха в таком диффузоре происходит в системе скачков уплотнения, где скорость воздуха уменьшается и становится дозвуковой, а давление и температура возрастают. Дальнейшее повышение давления и уменьшение скорости дозвукового потока происходит в расширяющейся части диффузора. Сжатие воздуха в диффузоре определяется скоростью полета. При числе $M = 3,0 - 4,0$ давление воздуха в диффузоре повышается в десятки раз.

В камере сгорания происходит сжигание топлива. Топливо подается в камеру сгорания через форсунки с помощью специального турбонасосного агрегата. Если ПВРД является дополнительным двигателем на летательном аппарате, привод топливного насоса осуществляется от основного двигателя. При запуске двигателя за-

жигание происходит от электрической искры, а при установившейся работе, как и в газотурбинных двигателях, зажигание смеси обеспечивается факелом пламени в камере.

Расширение газов, сопровождающееся падением давления и ростом скорости газа, происходит в реактивном сопле. Сверхзвуковой ПВРД снабжается соплом Лавала, в расширяющейся части которого скорость газа достигает сверхзвуковых значений. Истечение газа со скоростями, значительно превышающими скорость воздуха на входе, и является причиной создания тяги.

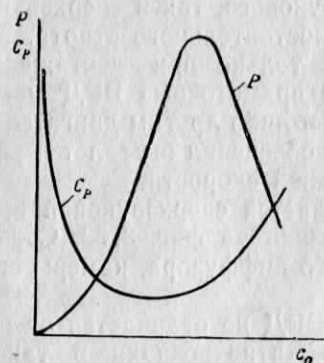
§ 2. ХАРАКТЕРИСТИКИ ПВРД

Характеристиками ПВРД называются зависимости тяги и удельного расхода топлива от скорости и высоты полета и от температуры газа в камере сгорания.

Различают скоростные, высотные и дроссельные характеристики.

Скоростные характеристики

Скоростной характеристикой ПВРД называется зависимость тяги и удельного расхода топлива от скорости полета при неизменной высоте полета.



Фиг. 3.64. Скоростная характеристика ПВРД.

Скоростная характеристика изображена на фиг. 3.64. Характер изменения тяги по скорости полета объясняется следующим. Удельная тяга двигателя, определяемая по уравнению (3.5а), общему для всех воздушно-реактивных двигателей, с ростом скорости полета резко увеличивается. Объясняется это ростом скорости истечения газа из сопла из-за сильного увеличения степени повышения давления. Так как, кроме того, возрастает расход воздуха через двигатель, то тяга ПВРД резко увеличивается, достигая на неко-

торой скорости полета (различной для разных температур газа в камере сгорания) максимального значения.

Уменьшение тяги после достижения максимума объясняется сильным возрастанием температуры воздуха при сжатии и приближением ее к температуре газа в камере сгорания. Иными словами, на этих скоростях полета сильно снижается теплоподвод к каждому килограмму воздуха, а следовательно, уменьшаются удельная тяга и тяга двигателя.

Изменение удельного расхода топлива по характеристике может быть объяснено с помощью уравнения (3.7):

$$C_p = \frac{3600 Q_1}{H_u P_{уд}}$$

На сравнительно малых скоростях полета удельный расход топлива велик и двигатель является неэкономичным. По мере роста скорости полета удельный расход топлива уменьшается. Уменьшение удельного расхода топлива с ростом скорости полета вызвано одновременным увеличением удельной тяги двигателя и уменьшением теплоподвода Q_1 .

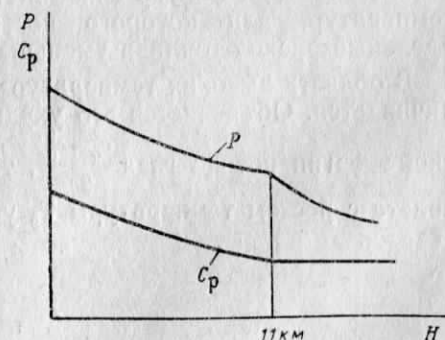
После достижения минимума на некоторой достаточно большой скорости полета удельный расход топлива увеличивается. Возрастание его объясняется увеличением на этих скоростях полета гидравлических и волновых сопротивлений и доли тепла, идущей на преодоление этих сопротивлений.

Высотные характеристики

Высотными характеристиками ПВРД называются зависимости тяги и удельного расхода топлива от высоты полета при неизменной скорости полета.

Высотная характеристика ПВРД изображена на фиг. 3.65. Сравнение ее с высотной характеристикой ТРД, изображенной на фиг. 3.53, показывает, что между характеристиками нет принципиальной разницы. Как и в ТРД, уменьшение тяги с ростом высоты полета объясняется уменьшением расхода воздуха через двигатель. Теми же причинами, что и в ТРД, объясняется различный темп уменьшения тяги на высотах, меньших и больших 11 км.

Как и в ТРД, удельный расход топлива в ПВРД



Фиг. 3.65. Высотная характеристика ПВРД.

уменьшается до 11 км, что объясняется более интенсивным ростом удельной тяги по сравнению с ростом теплоподвода. На высотах, больших 11 км, удельный расход топлива, так же как в ТРД, не меняется.

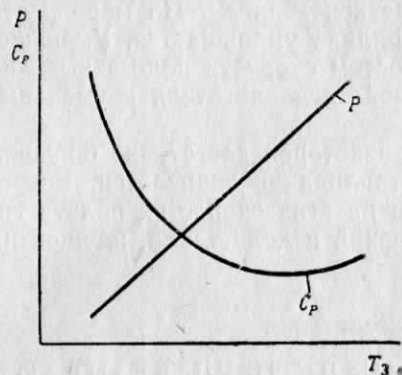
Дроссельные характеристики

Дроссельными характеристиками ПВРД называются зависимости тяги и удельного расхода топлива от температуры газа в камере сгорания при постоянных скорости и высоте полета.

Дроссельная характеристика изображена на фиг. 3.66.

Увеличение тяги в зависимости от температуры газа в камере сгорания носит почти линейный характер. Рост тяги с увеличением температуры газа при постоянной скорости полета объясняется увеличением скорости истечения и, следовательно, удельной тяги.

Характер изменения удельного расхода топлива можно объяснить следующими причинами. Так как характеристика снимается при постоянной скорости полета и постоянной температуре входящего в двигатель воздуха, то повышение температуры T_3 газа в камере сгорания в результате увеличения количества подводимого в двигатель тепла (топлива) приводит к снижению доли



Фиг. 3.66. Дроссельная характеристика ПВРД.

тепла, идущего на преодоление сопротивлений (потерь) в двигателе. Последний фактор сказывается на большей части диапазона температур, для которого построена характеристика, поэтому удельный расход топлива уменьшается.

В области высоких температур T_3 удельный расход топлива увеличивается. Объясняется это ухудшением использования кинетической энергии потока газа $\frac{c_5^2 - c_0^2}{2}$, так как при постоянной скорости полета с ростом температуры T_3 увеличивается скорость истечения газа c_5 .

ЖИДКОСТНЫЕ РАКЕТНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

§ 1. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС В ЖИДКОСТНОМ РАКЕТНОМ ДВИГАТЕЛЕ

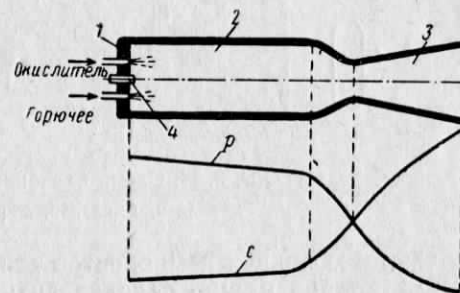
Принципиальная схема ЖРД изображена на фиг. 3.67. Двигатель состоит из головки 1, камеры сгорания 2 и сопла 3.

Рассмотрим работу ЖРД. В головке двигателя располагается большое число форсунок. Впрыснутые в камеру через форсунки горючее и окислитель образуют топливную смесь. Воспламенение смеси происходит при помощи электрической свечи 4 или каких-либо других средств зажигания. Если применяются горючие и окислители, самовоспламеняющиеся при своем соприкосновении, нет необходимости в специальном зажигании смеси. В остальных случаях зажигание требуется только при запуске двигателя и в дальнейшем смесь поджигается от факела пламени, имеющегося в камере.

При сгорании топлива температура в камере достигает $2500-3500^\circ\text{C}$, а давление $3-5 \text{ Мн/м}^2$ [$30-50 \text{ кг/см}^2$] и более. Высокая температура в камере требует организации интенсивного охлаждения стенок двигателя. С целью охлаждения один или оба компонента топлива направляются в специальную рубашку и принудительно движутся в зазоре между стенкой двигателя и рубашкой 6 (см. фиг. 3.69).

Подобное охлаждение оказывается не всегда надежным, так как в камерах ЖРД тепловые потоки от газов к стенкам чрезвычайно велики (тепловая напряженность камер сгорания ЖРД в несколько раз больше, чем у камер ТРД). Поэтому в ЖРД находит применение внутреннее охлаждение. При этом способе охлаждения у стенок камеры создают области, переобогащенные горючим и имеющие сравнительно низкую температуру. Применяется также подача горючего на стенки камеры и сопла с целью создания пленки, уменьшающей поток тепла от газов к стенке.

В сопле происходит преобразование части энтальпии (теплосодержания) газов в кинетическую энергию, сопровождающееся уменьшением давления и температуры газа и увеличением его скорости. На выходе из сопла скорость газа достигает $2000-2500 \text{ м/сек}$ и более, температура газов равна $1500-2000^\circ\text{C}$, а давление близко к атмосферному. Характер изменения параметров газа по длине камеры и сопла показан на фиг. 3.67.

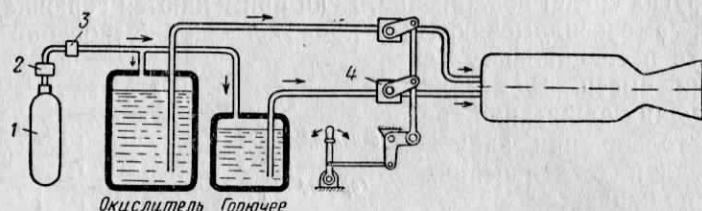


Фиг. 3.67. Принципиальная схема ЖРД.

1—головка камеры сгорания, 2—камера сгорания, 3—сопло, 4—электрическая свеча.

Скорость истечения газа, значительно большая скорости звука (число $M=2,5-3,5$), обеспечивается постановкой сверхзвукового сопла Лавала.

Внутренняя сторона камеры и сопла воспринимает давление со стороны газов. Осевая составляющая сила газа на стенки представляет собой так называемую внутреннюю силу тяги. Осевая составляющая сил, действующих на наружные стенки, носит название внешней тяги. Общая сила тяги двигателя есть сумма этих осевых составляющих и направлена она в сторону, противоположную истекающим из двигателя газам.



Фиг. 3. 68. Схема баллонной системы подачи.

1—баллон, 2—клапан, 3—редуктор, 4—кран.

Системы подачи компонентов топлива из топливных баков в камеру сгорания можно подразделить на две группы: 1) баллонные или вытеснительные системы, отличающиеся тем, что в них подача компонентов происходит путем вытеснения из баков; 2) насосные системы, в которых подача компонентов происходит с помощью насосов.

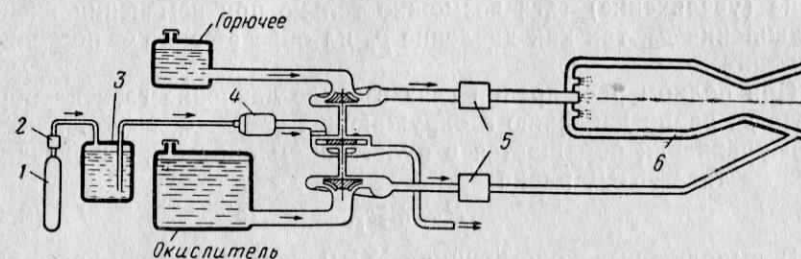
Схема баллонной системы подачи приведена на фиг. 3. 68. Горючее и окислитель размещены в баках (баллонах). В баллоне 1, являющемся аккумулятором давления, находится сжатый до $15-30 \text{ Мн/м}^2$ [$150-300 \text{ кг/см}^2$] воздух или инертный газ (азот). Для подачи компонентов топлива в камеру необходимо открыть клапан 2 на баллоне 1. При этом сжатый газ пройдет редуктор 3, где давление его снизится до заданной величины и затем вытеснит горючее и окислитель из баков в камеру сгорания. Подача компонентов в камеру сгорания регулируется кранами 4.

Так как топливные баки рассчитаны на большое давление, они выполняются толстостенными. Если баки должны вместить большое количество топлива, то они могут получиться недопустимо тяжелыми. Что касается небольших двигателей, емкость баков которых сравнительно невелика, эта система получается легкой и компактной.

Схема насосной системы подачи приведена на фиг. 3. 69. Подача компонентов топлива из топливных баков в камеру сгорания производится с помощью насосов, которые приводятся в действие газовой турбиной, получающей газ из специального парогазогене-

ратора. Газовая турбина вместе с насосами образует турбонасосный агрегат (ТНА).

Работа насосной системы подачи осуществляется следующим образом. При открытии клапана 2, находящегося на небольшом баллоне 1 со сжатым воздухом или азотом, происходит вытеснение специального топлива (чаще всего перекиси водорода) из баллона 3 в парогазогенератор 4. Под действием катализатора перекись водорода разлагается с образованием парагаза (смеси паров воды



Фиг. 3. 69. Схема насосной системы подачи.

1—баллон, 2—клапан, 3—баллон, 4—парогазогенератор, 5—запорные краны, 6—рубашка.

и кислорода), имеющего температуру $500-700^\circ \text{C}$ и давление $1,5-3 \text{ Мн/м}^2$ [$15-30 \text{ кг/см}^2$]. Приведя во вращение газовую турбину, парагаз выбрасывается в атмосферу. Подаваемые насосами горючее и окислитель попадают в камеру сгорания после открытия запорных клапанов 5.

Насосная система для обеспечения подачи большого количества топлива легче, чем баллонная система. Баки с компонентами топлива в насосной системе подачи не находятся под давлением, не требуется вследствие этого высокая прочность баков и поэтому они изготавливаются более легкими. Недостатком системы является относительная сложность ТНА.

Применение насосной системы подачи является целесообразным на двигателях, развивающих большие тяги.

Вытеснение компонентов топлива из баллонов может производиться также газом, образующимся в жидкостном аккумуляторе давления (ЖАД), куда поступает жидкое топливо, или в пороховом аккумуляторе давления (ПАД) — небольшой пороховой камере.

§ 2. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЖРД

Основными параметрами, характеризующими ЖРД, являются тяга и экономичность, оцениваемая величиной удельной тяги.

Тяга ЖРД может быть определена по уравнению

$$P = m_{\Sigma} c_{\Sigma} + F_{\Sigma} (p_{\Sigma} - p_{\text{н}}), \quad (3. 27)$$

где m_{Σ} — секундный расход компонентов топлива (он равен сумме секундных расходов горючего и окислителя);

c_5 — скорость истечения газа;
 F_v — площадь сечения сопла на выходе;
 p_v — давление газа в выходном сечении сопла;
 p_n — давление окружающей среды.

Член уравнения (3.27) $m_2 c_5$ носит название динамической составляющей тяги, $F_v(p_v - p_n)$ — статической составляющей тяги.

При постоянном расходе компонентов топлива m_2 и при одном и том же сопле динамический член тяги постоянен, поэтому изменение (увеличение) тяги возможно только при изменении внешнего давления p_n , так как давление p_v на обреze сопла — постоянная величина.

При полном расширении газа в сопле давление газа на обреze сопла p_v равно давлению в окружающей среде p_n , поэтому второй член уравнения обращается в нуль. Таким образом, на расчетном режиме тяга ЖРД равна

$$P = m_2 c_5. \quad (3.27a)$$

В выполненных конструкциях ЖРД тяга одной камеры колеблется от нескольких сотен ньютонов до сотен килоньютонов (от нескольких десятков килограммов до десятков тонн). Если двигатель имеет несколько камер, тяга его равна сумме тяг всех камер. Тягу ЖРД можно определить на испытательном стенде при определенных условиях.

Удельная тяга ЖРД равна отношению тяги двигателя к секунднему расходу компонентов топлива

$$P_{уд} = \frac{P}{m_2}, \quad (3.28)$$

или при подстановке вместо тяги P ее значения из уравнения (3.27a)

$$P_{уд} = c_5. \quad (3.28a)$$

Удельная тяга зависит от ряда факторов, в том числе от рода применяемого топлива. В самом деле, согласно уравнению (3.28a) величина удельной тяги определяется величиной скорости истечения, а она зависит от теплоты сгорания (теплотворной способности топлива). Таким образом, удельную тягу можно рассматривать как некоторую характеристику топлива.

В ЖРД удельная тяга равна 2000—2500 н·сек/кг [200—250 кг·сек/кг].

Удельный расход топлива равен отношению часового расхода топлива к тяге двигателя:

$$C_p = \frac{m_2 3600}{P} = \frac{3600}{P_{уд}}. \quad (3.29)$$

Из уравнения (3.29) следует, что чем больше удельная тяга, тем меньше удельный расход топлива. Таким образом, величина

удельной тяги ЖРД непосредственно характеризует экономичность двигателя.

Большой расход топлива в данном случае объясняется тем, что удельный расход определяется не только по одному горючему, как в ТРД, а по всему топливу, включая и окислитель, которого подается в камеру в 3—5 раз больше, чем горючего. Сказывается на величине расхода топлива и то, что на современных скоростях полета велики потери кинетической энергии с выходящими газами. С ростом скоростей полета эти потери будут уменьшаться, а экономичность ЖРД — увеличиваться.

В ЖРД удельный расход топлива равен 1,4—2 кг/(н·ч) [14—20 кг/кг·час]. Применение перспективных горючих и окислителей может повысить величину удельной тяги до 3000—3500 н·сек/кг [300—350 кг·сек/кг] и соответственно уменьшить величину удельного расхода топлива до 1—1,2 кг/(н·ч) [10—12 кг/кг·час].

§ 3. ХАРАКТЕРИСТИКИ ЖРД

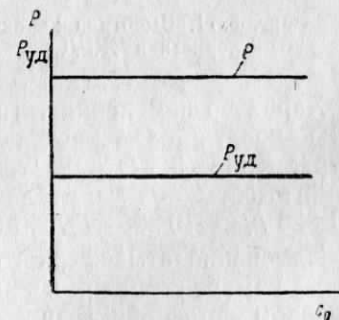
Характеристиками ЖРД называются зависимости тяги и удельной тяги от скорости, высоты полета и режима работы двигателя. Режим работы двигателя характеризуется расходом топлива или давлением в камере сгорания.

Характеристики по скорости полета

Характеристиками ЖРД по скорости полета называются зависимости тяги и удельной тяги от скорости полета при постоянном расходе топлива или при постоянном давлении в камере сгорания.

Работа камеры сгорания и сопла ЖРД не зависит от скорости полета, поэтому можно считать тягу практически не зависящей от скорости полета.

Экономичность ЖРД, как было показано выше, может быть оценена величиной удельной тяги. Поскольку при изменении скорости полета остается неизменной как тяга, так и расход топлива, то согласно уравнению (3.28) удельная тяга также остается при этом постоянной. Зависимость тяги и удельной тяги ЖРД от скорости полета изображена на фиг. 3.70.



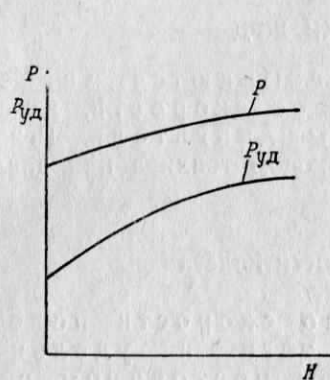
Фиг. 3.70. Характеристика ЖРД по скорости полета.

Из рассмотрения характеристики следует, что ЖРД в отличие от воздушно-реактивных двигателей способны работать на любой скорости полета.

Высотные характеристики

Высотными характеристиками ЖРД называются зависимости тяги и удельной тяги от высоты полета при постоянном расходе топлива или при постоянном давлении в камере сгорания.

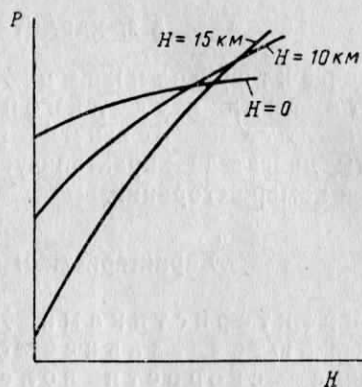
Высотная характеристика ЖРД представлена на фиг. 3.71. Как видно, при увеличении высоты полета увеличиваются тяга и удельная тяга двигателя. На высотах 30—35 км тяга ЖРД превышает земное ее значение на 10—20% и далее увеличивается незначительно.



Фиг. 3.71. Высотная характеристика ЖРД.

Характер изменения тяги и удельной тяги в зависимости от высоты полета объясняется следующим. Переменной величиной в уравнении (3.27) является атмосферное давление p_n . При увеличении высоты полета давление в окружающей среде уменьшается от 101 325 н/м² [10 333 кг/м²] на уровне моря до 0.

Изменение атмосферного давления не влияет на параметры газа в камере сгорания и сопле. Объясняется это тем, что при сверхзвуковом истечении газа внешние атмосферные изменения и возмущения не могут проникнуть в сопло навстречу потоку газа, истекающему из сопла. Так как давление в камере сгорания не меняется (это условие оговорено выше), то понижение атмосферного давления приводит к увеличению степени расширения газа в сопле, к увеличению скорости истечения, к увеличению тяги и удельной тяги, а следовательно, к уменьшению удельного расхода топлива.



Фиг. 3.72. К высотной характеристике ЖРД.

Характер изменения тяги и удельной тяги зависит от расчетной высоты сопла, т. е. от высоты полета, на которой происходит полное расширение газа в сопле. Чем выше расчетная высота сопла (фиг. 3.72), тем меньше тяга на земле и на малых высотах, тем интенсивнее возрастает тяга при увеличении высоты полета.

Двигатели, предназначенные в основном для работы на больших высотах (например, двигатели баллистических ракет дальнего действия и зенитных ракет) и развивающие большую тягу в верхних слоях атмосферы, должны быть снабжены высотным соплом. Давление на срезе такого сопла берется наименьшим, а площадь — наибольшей. Тяга такого двигателя на земле и на малых высотах во много раз меньше, чем тяга на расчетных высотах.

Двигатели, предназначенные для работы на малых высотах, при тех же расходах, размерах критического сечения сопла и давлении в камере сгорания имеют большую тягу в нижних слоях атмосферы.

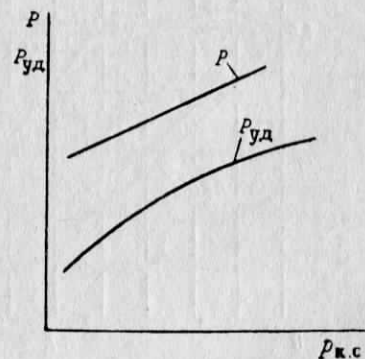
Расходные (дроссельные) характеристики

Расходной или дроссельной характеристикой ЖРД называется зависимость тяги и удельной тяги от давления в камере сгорания или расхода топлива при постоянной высоте полета и составе смеси (расход топлива и давление в камере сгорания прямо пропорциональны друг другу).

Расходная характеристика ЖРД представлена на фиг. 3.73.

С увеличением давления в камере (расхода топлива) тяга и удельная тяга двигателя увеличиваются. Объясняется это следующими причинами.

При постоянной высоте полета остается неизменной и величина давления в окружающей среде p_n . Тогда вследствие роста давления в камере сгорания $p_{к.с}$ увеличивается степень расширения и соответственно также и скорость истечения газа. Рост скорости истечения приводит к увеличению удельной тяги, а следовательно, к уменьшению удельного расхода топлива. Что касается тяги, то она, как это видно из уравнения $P = m \cdot P_{уд}$, увеличивается. Представляет интерес то обстоятельство, что при дроселировании (уменьшении расхода топлива и давления в камере сгорания, которое может потребоваться при различных условиях полета) сильно снижается удельная тяга, а следовательно, ухудшается экономичность двигателя. С целью сохранения экономичности двигателя на понижен-



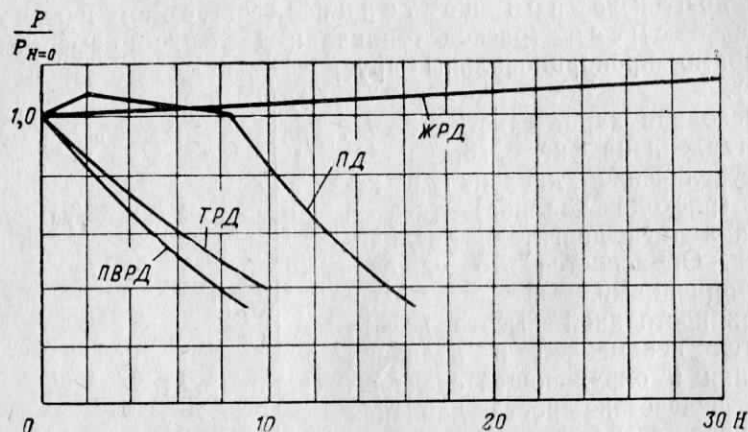
Фиг. 3.73. Расходная характеристика ЖРД.

ных режимах двигатели часто выполняют многокамерными (из 2—4 камер). Дросселирование (уменьшение тяги) достигается в этом случае выключением отдельных камер, при этом остальные камеры имеют возможность работать при постоянном или мало меняющемся в них давлении. Недостатком многокамерных ЖРД является более сложная их конструкция.

Необходимо отметить, что однокамерный ЖРД также может сохранить экономичность при дросселировании. Для этого, в соответствии с изменением подачи топлива (за счет отключения отдельных групп форсунок) нужно регулировать критическое и выходное сечения сопла. Трудность охлаждения подвижного конуса, с помощью которого можно было бы увеличить площадь критического сечения сопла, не позволяет в данное время применить указанный способ регулирования.

§ 4. ДОСТОИНСТВА, НЕДОСТАТКИ И ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ЖРД

Проведем сравнение жидкостных ракетных двигателей с другими авиационными двигателями с целью выявления присущих этим двигателям достоинств и недостатков. В сравнении с турбореактивными, турбовинтовыми, прямоточными воздушно-реактивными и



Фиг. 3.74. Высотные характеристики различных типов авиационных двигателей.

поршневыми двигателями ЖРД обладает следующими достоинствами:

1) ЖРД, который не нуждается для сгорания в кислороде воздуха, может работать на любых высотах, в то время как применение остальных авиационных двигателей, использующих атмосферный воздух, ограничено высотой 30—35 км, так как на больших высотах воздух сильно разрежен и развиваемая двигателями тяга очень сильно уменьшается. Что касается тяги ЖРД, то, как было

показано выше, она растет по мере увеличения высоты полета. На фиг. 3.74 и 3.75 показан характер изменения относительной тяги (отношения тяги на данной скорости и высоте к тяге на $H=0$ и $M=0$) нескольких типов авиадвигателей в зависимости от высоты и скорости полета. Как видно, ЖРД единственный авиационный двигатель, тяга которого не снижается с высотой и по скорости полета.

2) жидкостные ракетные двигатели обладают очень большими тягами, тяговыми мощностями и очень малой удельной массой (удельным весом). ЖРД резко отличается по развиваемой тяге от остальных авиационных двигателей. Если лучшие из них развивают тягу 100—150 кН [10—15 т], то тяга ЖРД доходит до сотен кН (десятков тонн).

Значительно превосходит ЖРД другие авиационные двигатели и по удельной массе (удельному весу). Удельная масса (удельный вес) ЖРД находится в пределах 0,001—0,005 кг/н [0,01—0,05 кг/кг].

К числу недостатков ЖРД необходимо отнести:

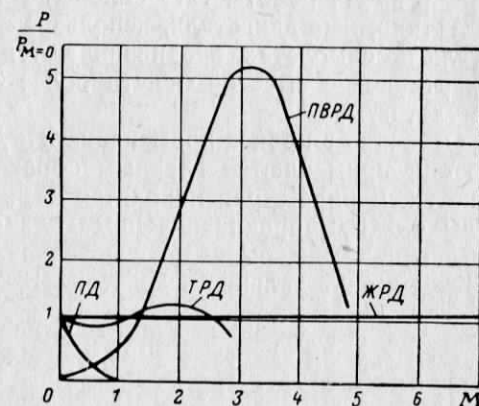
1) очень большой расход топлива, что не позволяет использовать двигатель на самолетах гражданского назначения. Этот же недостаток предопределяет кратковременность действия двигателя. Например, продолжительность работы двигателя в ракетах одно-разового действия — от 5 сек до 2—3 мин; на летательных аппаратах ЖРД работают более длительное время. Несомненно, что в дальнейшем продолжительность работы ЖРД будет увеличиваться;

2) очень высокую температуру газов в камере ЖРД (превышающую 3000°С), что усложняет охлаждение двигателя и уменьшает ресурс его работы;

3) сложность обслуживания.

Объекты, на которых устанавливаются тяговые ракетные двигатели, условно делятся на две основные группы — маршевые и разгонные. К первым относятся самолеты, ко вторым — ракеты.

К самолетным установкам следует отнести прежде всего ускорители взлета — стартовые двигатели, действующие только во время разбега. Ускорители потребны, главным образом, для взлета тяжелых самолетов, которые нуждаются в больших стартовых до-



Фиг. 3.75. Скоростные характеристики различных типов авиационных двигателей.

рожках. Применение ускорителей позволяет уменьшить разбег самолета при взлете. После окончания разбега ускорители отделяются от самолета. Совершенно необходимы подобные ускорители также для запуска летательных аппаратов с прямоточными ВРД.

В качестве стартовых ускорителей используют некоторые типы ЖРД, а также и пороховые ракеты. Тяга ускорителей находится в пределах от нескольких килоньютонов (сотен килограмм) до 200 кн [20 т], время действия — от долей секунды до 100 сек.

Кроме ускорителей, используемых при старте, имеются и полетные ускорители, постоянно находящиеся на самолете и увеличивающие во время работы тягу силовой установки.

Автономные двигатели, используемые в качестве основного двигателя на самолетах, предназначаются для высотных самолетов-перехватчиков с высотой полета более 30 км, и экспериментальных самолетов.

Особенно широкое применение ЖРД находят в военной технике, где они применяются главным образом на самолетах-снарядах и ракетах. В ряде стран находятся на вооружении управляемые снаряды с ЖРД, предназначенные для стрельбы по целям, находящимся на земле, на воде и в воздухе. Баллистические ракеты с ЖРД имеют дальность действия 13 000 км и больше.

Наибольшее распространение получили в настоящее время газотурбинные двигатели. Турбореактивные и турбовинтовые двигатели являются основными двигателями для самолетов различного целевого назначения, обладающих сверхзвуковыми и большими дозвуковыми скоростями полета. Турбовинтовые двигатели различных схем находят применение и для привода несущих винтов вертолетов.

Турбореактивные двигатели с осевыми компрессорами имеют удобообтекаемую форму. При сравнительно небольших поперечных сечениях они могут пропускать большие количества воздуха. Отличаются они и высокими удельными параметрами.

На фиг. 4.01, помещенной в конце книги, показан отечественный ТВД АИ-20А. Он имеет планетарный редуктор, осевой десятиступенчатый компрессор, кольцевую камеру сгорания, трехступенчатую газовую турбину, нерегулируемое реактивное сопло.

Редуктор двигателя — дифференциальный, состоит из планетарного механизма и простой передачи (перебора). В конструкцию редуктора включен измеритель крутящего момента. Редуктор двигателя имеет передаточное число 11,45.

Ротор компрессора состоит из десяти дисков, снабженных рабочими лопатками. Диски соединены друг с другом напрессовкой с натягом и скреплены радиальными штифтами. Между рядами рабочих лопаток ротора расположены спрямляющие аппараты — сварные узлы, закрепленные в стальном корпусе компрессора. Перепуск воздуха из компрессора для предотвращения помпажа осуществляется с помощью четырех клапанов: два из них установлены за пятой, и два — за восьмой ступенями.

Камера сгорания — трубчато-кольцевая, сварной конструкции. В камере имеются десять головок с завихрителями, в которых расположены форсунки.

Ротор трехступенчатой турбины состоит из вала турбины и трех рабочих колес, соединенных между собой шпильками. Перед каждой ступенью ротора установлен сопловой аппарат.

Заканчивается турбовинтовой двигатель реактивным нерегулируемым соплом.

Ротор компрессора соединяется с ротором турбины с помощью шлицев и болтового соединения. Ротор двигателя установлен на трех подшипниках: передний и задний — роликовые подшипники, средний — шариковый, воспринимающий, кроме радиальной, осевую нагрузку.

Благодаря высокому КПД винта на взлете, на малых и средних скоростях полета турбовинтовые двигатели имеют преимущество перед турбореактивными двигателями на этих режимах. Самолеты с такими двигателями имеют малый пробег при посадке, так как имеется возможность снижения посадочной скорости винтами.

Глава X

КОМПРЕССОРЫ

Одним из основных элементов газотурбинного двигателя является компрессор, от совершенства работы которого зависят основные данные двигателя.

Наиболее широкое распространение получили в настоящее время осевые компрессоры. Они выполняются одновальными и двухвальными. Некоторое применение находят также центробежные, комбинированные и диагональные компрессоры.

Типовая конструкция осевого компрессора современного ГТД изображена на фиг. 4.1.

§ 1. ОСЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Входные устройства

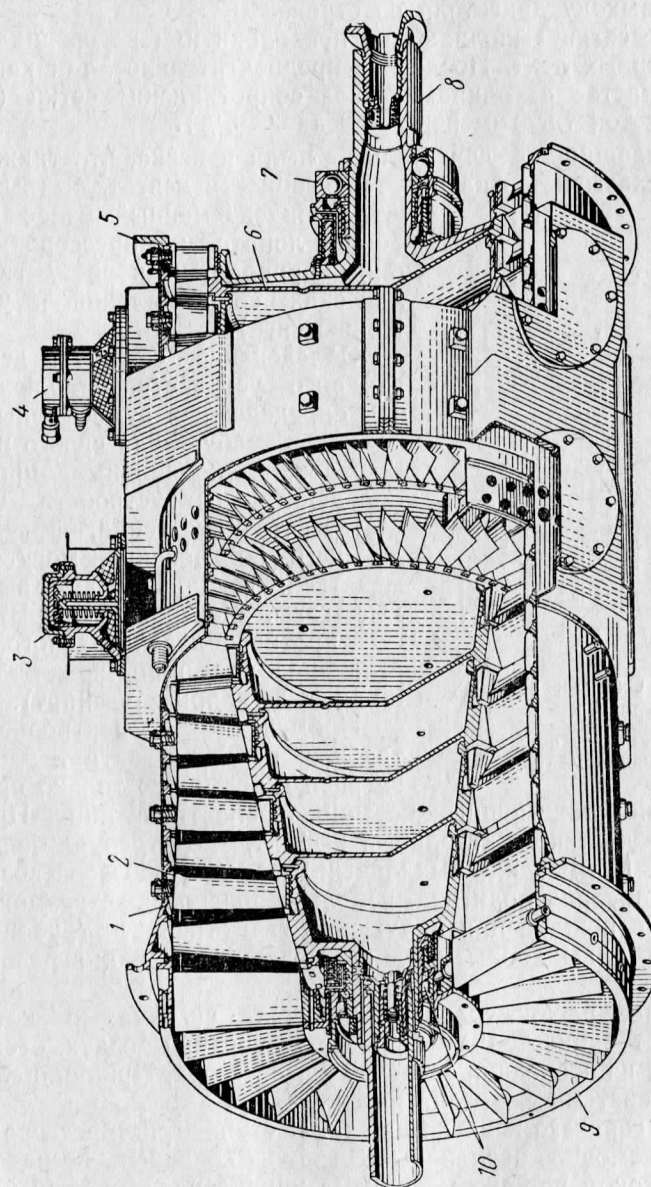
Входное устройство осевого компрессора ТРД (фиг. 4.2, а) состоит из корпуса 1 и обтекателей (внешнего 2 и внутреннего 3).

Внешний обтекатель является принадлежностью конструкции самолета. От типа самолета и места установки двигателя на нем зависит конструкция этого обтекателя.

Внутренний обтекатель преобразует круговое сечение входа в кольцевое. Крепление обтекателя к корпусу осуществляется или центральной шпилькой спереди или сзади с помощью специальных замков.

В турбовинтовых двигателях внешний обтекатель 1 (см. фиг. 4.2, б) также принадлежит самолету, а внутренний 2 образован обтекателем воздушного винта и обтекателем 3 корпуса редуктора.

Во входных устройствах некоторых компрессоров устанавливаются на входе защитные сетки, назначение которых заключается



Фиг. 4.1. Осевой десятиступенчатый компрессор.

1—корпус компрессора, 2—спрямляющий аппарат, 3—клапан перепуска воздуха за V ступенью, 4—клапан перепуска воздуха за VIII ступенью, 5—фланец крепления камеры сгорания, 6—диск ротора с рабочими лопатками, 7—задний подшипник, 8—задний вал, 9—входной направляющий аппарат, 10—передний подшипник.

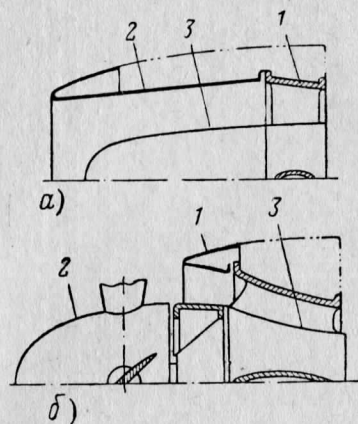
в том, чтобы предохранить лопадки компрессора от повреждений. Применение сеток вызвано тем, что попадание в двигатель при взлете и посадке самолета крупных частиц земли, камня, кусков льда приводит к выходу двигателя из строя.

Защитные сетки выполняют из проволоки или из специальных профилированных лент. Последнее предпочтительнее, так как при этом уменьшается аэродинамическое сопротивление сетки (из-за постановки сеток тяга уменьшается на 3—5%).

Сетки не защищают двигатель от пыли и песка, что также отрицательно сказывается на работоспособности двигателя (вызывают преждевременный износ и забоины лопаток компрессора и турбины, приводящие к росту гидравлических сопротивлений и уменьшению тяги).

Обледенение сеток и деталей входного устройства наблюдается при определенных атмосферных условиях и требует для своего предупреждения специальных противообледенительных устройств. В качестве источника тепла, предупреждающего обледенение, могут применяться: горячий воздух, выхлопные газы, электрообогрев. В качестве противообледенительного средства находят применение также жидкости (например, спирт).

Применение электрообогрева требует больших затрат электроэнергии и возможно только при на-



Фиг. 4.2. Схемы входных устройств.

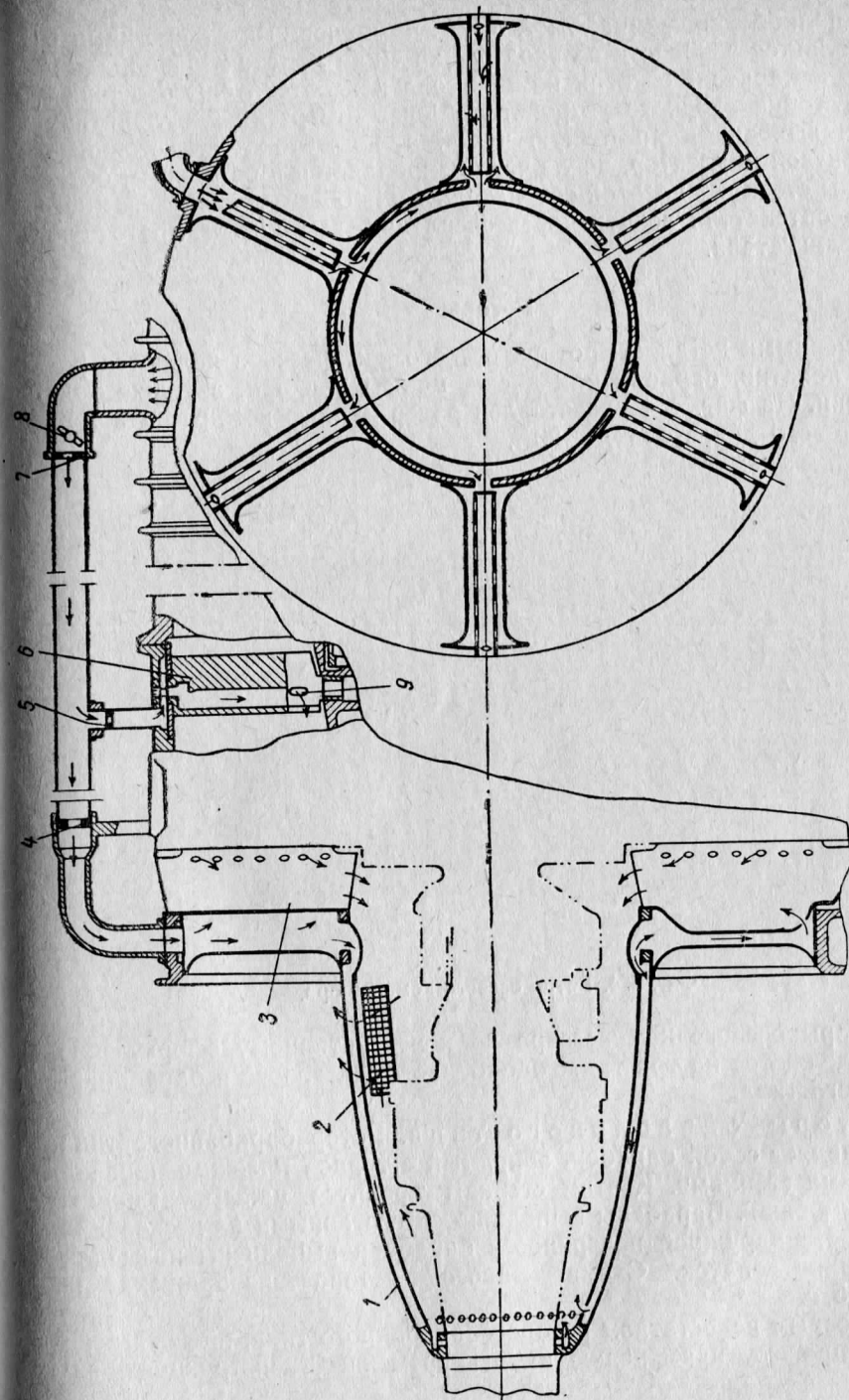
1—корпус, 2—внешний обтекатель, 3—внутренний обтекатель.

личии на самолетах мощных источников электропитания. Применение спирта дает положительный эффект, но требует больших расходов его. Применение выхлопных газов для обогрева возможно, но, как показала практика, нецелесообразно из-за возможного возникновения пожара при нарушении герметичности трубопроводов. Кроме того, выхлопные газы вызывают коррозию нагреваемых деталей.

Наибольшее распространение получила система, в которой в качестве источника тепла используется горячий воздух, отбираемый от одной из последних ступеней компрессора. Принципиальная схема такой системы показана на фиг. 4.3.

Перепуск горячего воздуха из-за VII ступени компрессора производится с помощью заслонки 8. Заслонка соединена посредством рычага со штоком поршня механизма управления, который приводится в действие сжатым воздухом, включаемым из кабины летчика.

После заслонки 8 горячий воздух проходит по внешней трубе



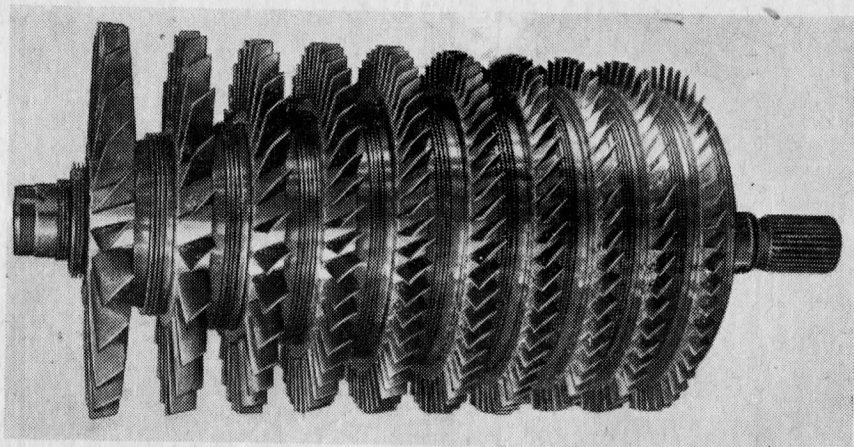
Фиг. 4.3. Принципиальная схема противообледенительной системы.

1—носовой обтекатель, 2—окно для выхода в атмосферу обогревающего воздуха, 3—обогреватель воздуха, 4, 5 и 7—калиброванные шайбы, 6—лопатка поворотного аппарата, 8—заслонка, 9—отверстие в лопатке.

через калиброванные шайбы 4, 5, 7 с дозирующими отверстиями и направляется в полости во входных кромках лопаток 6 направляющего аппарата I ступени компрессора и к обтекателю 3 верхней левой стойки входного устройства. Через отверстия 9 в лопатках воздух выходит в проточную часть, а из обтекателя стойки — в кольцевой коллектор, после чего направляется к остальным обтекателям стоек и в носовой обтекатель 1. Из обтекателей стоек и носового обтекателя воздух через сверления выходит в проточную часть двигателя.

Роторы

Основными деталями ротора осевого компрессора являются рабочие лопатки, барабан или диски, цапфы или вал, а также подшипники. На фиг. 4.4 представлен ротор осевого компрессора турбовинтового двигателя АИ-20А.



Фиг. 4.4. Ротор осевого компрессора.

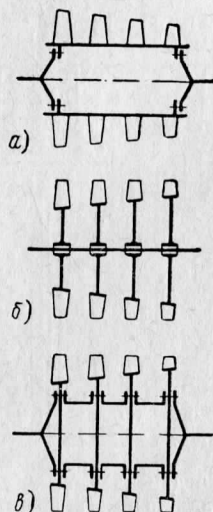
Роторы осевого компрессора по конструктивному оформлению подразделяются на три типа: барабанного, дискового и барабанно-дискового типа.

Роторы барабанного типа. Ротор барабанного типа представляет собой барабан, закрытый с торцов плоскими или коническими стенками. К этим стенкам крепятся цапфы, лежащие в подшипниках. Барабаны выполняются составными из нескольких частей. На наружной поверхности барабана выполнены пазы для крепления лопаток. Схема такого ротора изображена на фиг. 4.5, а.

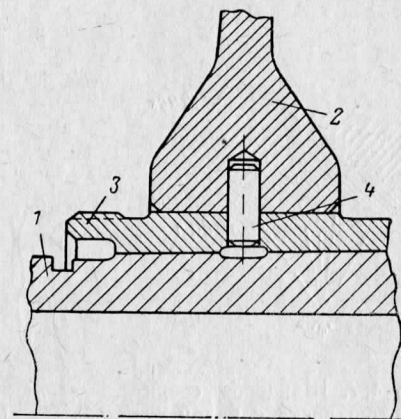
Основным недостатком роторов барабанного типа, препятствующим широкому применению их в современных конструкциях, яв-

ляются значительные напряжения, возникающие в стенках барабана при работе на больших окружных скоростях.

Роторы дискового типа. Ротор дискового типа (см. фиг. 4.5, б) представляет собой ряд дисков, посаженных на вал. Различаются роторы между собой способом передачи крутящего момента с вала на диски. Ниже приводятся несколько примеров соединений дисков с валом.



Фиг. 4.5. Типы роторов.



Фиг. 4.6. Соединение диска с валом путем напрессовки.

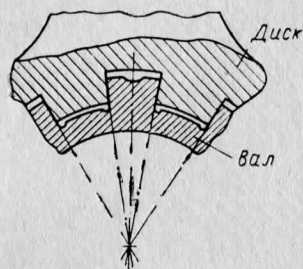
1—стальной вал, 2—диск, 3—стальная втулка, 4—штифт.

На фиг. 4.6 показано соединение диска с валом путем напрессовки. На стальной вал 1 посажен диск 2. В ступицу диска запрессована с большим натягом стальная втулка 3, фиксируемая тремя радиальными штифтами 4. Вал имеет ступенчатую форму. Посадочный пояс на валу и внутренняя поверхность втулки 3 имеют конусность. Диски при монтаже напрессовываются на вал с большим усилием. На втулке 3 имеется резьбовой хвостовик, служащий для демонтажа диска. Передача крутящего момента в этой конструкции производится за счет натяга, а в случае его ослабления — за счет штифтов 4.

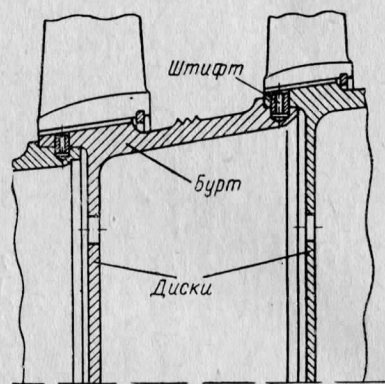
Соединение дисков с валом и передача крутящего момента может производиться также с помощью шлицев. В такой конструкции шлицы, нарезанные в ступицах дисков, входят в зацепление со шлицами, находящимися на валу. Могут применяться шлицы любого профиля, но соединение дисков из алюминиевого сплава со стальным валом предпочтительнее производить с помощью шлицев

специального профиля, называемых «теплостойкими» и имеющих расположенные по радиусу грани (фиг. 4.7). При расширении диска относительно вала под действием нагрева сохраняется центровка диска на валу, так как рабочие поверхности шлицев перемещаются в радиальном направлении.

Роторы дискового типа могут работать на больших окружных скоростях, что является несомненным их достоинством. Недостаток таких роторов — малая изгибная жесткость и трудность передачи больших крутящих моментов.



Фиг. 4.7. Шлицевое соединение диска с валом.



Фиг. 4.8. Соединение дисков с помощью радиальных штифтов.

Роторы барабанно-дискового типа. Роторы этого типа (см. фиг. 4.5, в), называемые также роторами смешанного типа, состоят из отдельных дисков, соединенных между собой либо буртами, либо тонкостенными кольцами, выполненными за одно целое с диском (либо отдельно от дисков, в виде проставок между ними) и образующими барабан. Общего вала в этом роторе нет. Барабанно-дисковые роторы получили в настоящее время наибольшее распространение, так как удачно сочетают в себе достоинства дискового и барабанного роторов.

Соединение дисков между собой может производиться различными способами. Наиболее распространенными из них являются соединения дисков с помощью радиальных штифтов, торцовых шлицев и центральных стяжных болтов, а также с помощью фланцев и болтов.

Соединение дисков с помощью радиальных штифтов показано на фиг. 4.8.

Ротор компрессора состоит из отдельных дисков, ободы которых имеют развитые пояса (бурты), служащие для центрирования дисков между собой. Диски между собой и с цапфами соединяются с натягом, для чего диски с буртами нагреваются до 80—150°С.

Радиальные штифты расположены в отверстиях, находящихся в пазах под замками лопаток, поэтому нет надобности в фиксации штифтов во избежание выпадения их под действием центробежных сил. С помощью штифтов осуществляется также передача крутящего момента. Максимальное окружное усилие, передаваемое одним штифтом, достигает 5500 н [550 кг].

Такая конструкция ротора достаточно легка и в то же время отличается большой прочностью и жесткостью.

Недостатком ротора является трудность его монтажа и демонтажа. Ротор является, по существу, неразборным.

Соединение дисков компрессора может также производиться торцовыми шлицами и стяжными болтами (фиг. 4.9).

Торцовые треугольные шлицы служат как для соединения дисков, так и для передачи крутящего момента и центровки дисков между собой.

Передняя 1 и задняя 2 цапфы ротора также имеют на фланцах торцовые шлицы. Диски и цапфы стягиваются при монтаже центральным болтом 3 большого диаметра.

Материалом для изготовления дисков осевых компрессоров служат алюминиевые сплавы АК2, АК4, АК6 и ВД17, а также стали и титановые сплавы. Выбор материала для диска зависит от температуры диска во время работы.

Для валов и стяжных болтов компрессоров используются стали 40ХНМА, 18НХВА и др.

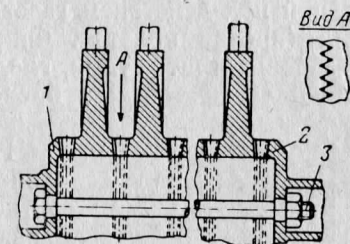
Рабочие лопатки

Лопатка состоит из профильной части (пера) 1 и замковой части (хвостовика) 2 (фиг. 4.10).

Перо лопатки нагружено центробежными и аэродинамическими силами. Эти силы вызывают в лопатке напряжения растяжения, изгиба и кручения. Силы и моменты, действующие на лопатку, передаются на диски или барабаны роторов.

Изготавливаются лопатки штамповкой с последующей доводкой и полировкой пера и механической обработкой хвостовика.

Крепление лопатки к диску или барабану осуществляется с помощью замка. Наибольшее распространение получили замки: трапецевидный («ласточкин хвост»), елочный и штифтовый. Паз под замок в диске выполняется протяжкой, хвостовик — фрезерованием.



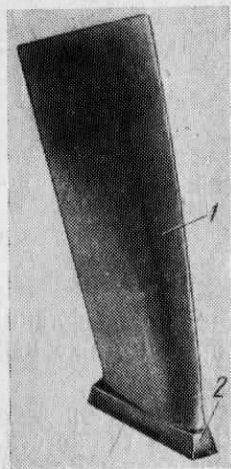
Фиг. 4.9. Соединение дисков торцовыми шлицами и стяжным болтом.

1—передняя цапфа, 2—задняя цапфа, 3—болт.

На фиг. 4.11 приведен профиль трапецевидного хвостовика лопатки. Хвостовики устанавливаются в пазы дисков с зазором или натягом. Преимущественное распространение получила свободная посадка лопаток, дающая возможность легко снимать их и ставить.

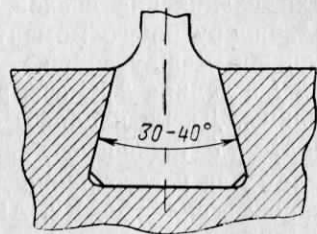
Важным является вопрос фиксации лопаток от осевых перемещений под действием газовых сил (по полету) или центробежных сил (против полета). Фиксация лопаток может осуществляться резьбовыми штифтами, гладкими осевыми и радиальными штифтами, пластинчатыми и проволоочными стопорами, разжимным пружинным кольцом.

На фиг. 4.12 представлена фиксация лопаток резьбовой шпилькой 1 и осевым штифтом 2. Шпилька и штифт после постановки оказываются частично в теле диска, частично — в теле замка. Недостатком такого способа фиксации является трудность демонтажа лопаток.



Фиг. 4.10. Рабочая лопатка осевого компрессора.

1—профильная часть,
2—замковая часть.

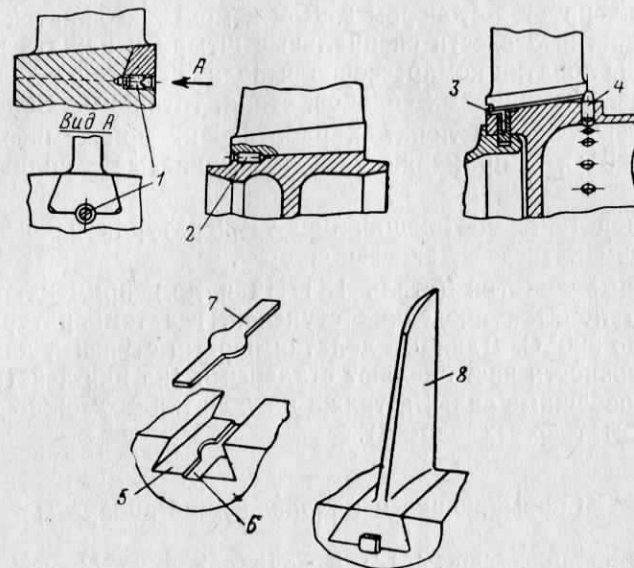


Фиг. 4.11. Профиль трапецевидного хвостовика лопатки.

На некоторых двигателях применяется для фиксации лопаток комбинация радиального штифта и пластинчатого стопора. Как видно на фигуре, с одной стороны лопатка фиксируется радиальным штифтом 4, с другой — отогнутым усиком пластинчатого стопора 3.

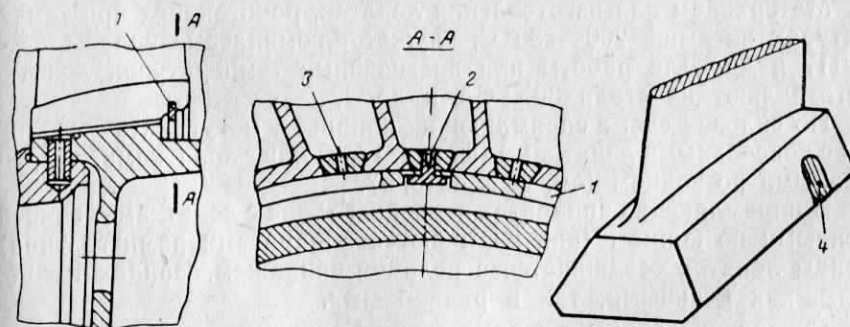
В пазу 5 диска выполнена выфрезеровка 6 по форме контура стопора 7. В такой выфрезеровке стопор фиксируется в осевом направлении. После постановки лопатки 8 в паз усики стопора отгибаются на торцы хвостовика лопатки и лопатка оказывается зафиксированной.

Рассмотренные способы фиксации являются индивидуальными, рассчитанными на одну лопатку. Кроме этого, можно фиксиро-



Фиг. 4.12. Способы индивидуальной фиксации лопаток.

1—резьбовая шпилька, 2—штифт, 3—пластинчатый стопор, 4—радиальный штифт, 5—паз диска, 6—выфрезеровка, 7—стопор, 8—лопатка.



Фиг. 4.13. Фиксация лопаток разрезным пружинным кольцом.

1—кольцо, 2—стопор, 3—отверстие, 4—паз.

вать одновременно все лопатки, установленные на диске, с помощью разрезного пружинного кольца (фиг. 4.13). Кольцо 1 устанавливается в пазах 4 лопаток и в кольцевом пазу в теле диска. Стык кольца фиксируется стопором 2. Для демонтажа лопаток необходимо в отверстия 3 ввести специальные штыри и нажать на кольцо.

Рабочие лопатки компрессоров выполняются из различных материалов: из алюминиевых сплавов, стали, титановых сплавов.

Для изготовления лопаток, работающих при температурах не выше 250°C , применяются алюминиевые сплавы АК4 и ВД17.

Для лопаток, работающих при температурах не выше 300°C , могут применяться титановые сплавы.

Стальные лопатки (сталь 1Х17Н2 и др.) применяются чаще всего для лопаток последних ступеней, где температура воздуха доходит до 300°C . Длинные лопатки первых ступеней для увеличения их прочности часто делают стальными (на них действуют большие центробежные силы, а также на лопатки возможно попадание с воздухом твердых частиц).

Спрямяющие и направляющие аппараты

Спрямяющие (фиг. 4.14) и направляющие (фиг. 4.15) аппараты компрессоров представляют собой кольцевые наборы профилированных лопаток, закрепленных в корпусе. Лопатки могут также крепиться в специальных бандажах (кольцах), которые, в свою очередь, закрепляются в корпусе.

Изготавливаются спрямяющие лопатки точной штамповкой, прецизионным литьем и др. способами.

Материалом для изготовления лопаток, работающих при температурах не выше $200\text{--}250^{\circ}\text{C}$, служат алюминиевые сплавы АК4, ВД17 и др. Для работы при повышенных температурах лопатки изготавливают из стали 30ХГСА и др.

По силовой схеме спрямяющие аппараты могут быть выполнены с консольными лопатками (фиг. 4.16, а) или с лопатками, закрепленными по концам (см. фиг. 4.16, б).

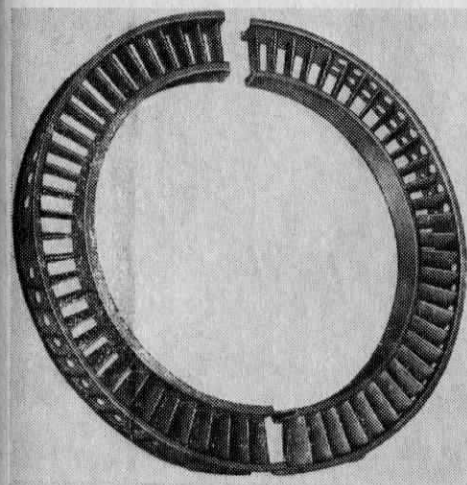
В спрямяющих аппаратах последнего типа с лопатками, закрепленными по концам (они называются аппаратами рамного типа), концы лопаток соединяются с кольцом-бандажом. Бандаж может быть как цельным, так и разъемным.

Соединение лопатки спрямяющего аппарата с бандажом может быть неразборным, либо разборным.

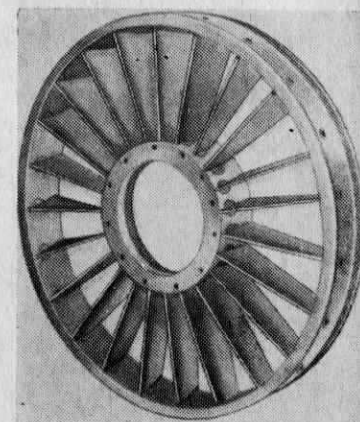
При неразборном соединении чаще всего лопатку приваривают к бандажу. Лопатка при этом получается простой (без хвостовиков и полок), но замена такой лопатки невозможна.

На фиг. 4.17 представлена конструкция спрямяющего аппарата ТВД АИ-20А. Спрямяющий аппарат состоит из наружного 1

и внутреннего 2 колец и лопаток 3. Кольца П-образного сечения имеют профильные просечки. В эти просечки вставлены и заварены с торцов электро-дуговой сваркой лопатки 3. Спрямяющий ап-



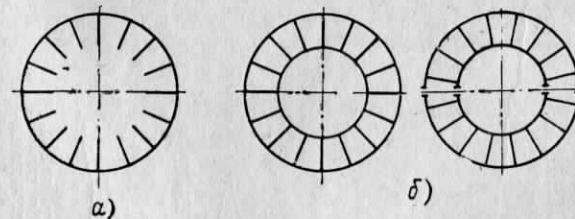
Фиг. 4.14. Спрямяющий аппарат.



Фиг. 4.15. Направляющий аппарат.

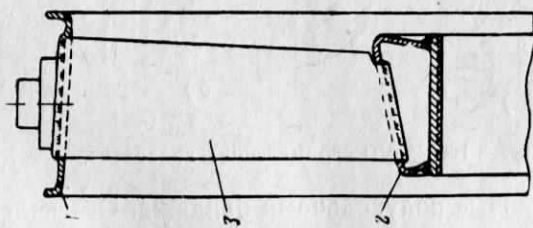
парат имеет разъем в осевой плоскости компрессора (см. фиг. 4.14). Аппарат крепится к корпусу компрессора с помощью болтов, ввертываемых в бобышки, приваренные к каждой половине спрямяющего аппарата.

Разборное соединение лопаток в спрямяющем аппарате можно видеть на фиг. 4.18. Внутренний бандаж образован двумя полукольцами 3 и 5. Внутренние цапфы (хвостовики) 4 лопаток входят

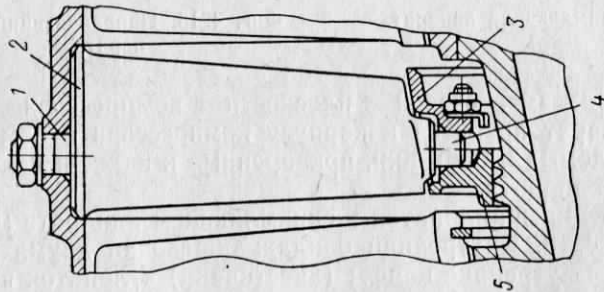


Фиг. 4.16. Схемы спрямяющих аппаратов.

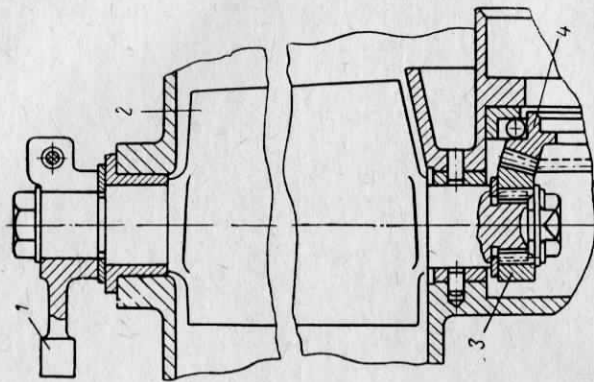
в гнезда, образованные полукольцами бандажа. Обе половины бандажа соединены с помощью шпилек. Лопатки имеют возможность расширяться по радиусу при нагреве. Эта конструкция позволяет производить замену лопаток. Наружные поверхности бандажей образуют внутреннюю поверхность проточной части.



Фиг. 4.17. Неразъемный спрямляющий аппарат ТВД АИ-20А.
1—наружное кольцо, 2—внутреннее кольцо, 3—лопатка.



Фиг. 4.18. Спрямляющий аппарат с креплением лопаток в корпусе.
1—резьбовая цапфа, 2—полка, 3 и 4—полукольца, 5—внутренняя цапфа.



Фиг. 4.19. Регулируемый направляющий аппарат.
1—рычаг, 2—лопатка, 3—зубчатый сектор, 4—зубчатое колесо.

На фигуре можно также видеть крепление внешних концов лопаток спрямляющего аппарата непосредственно в корпусе компрессора при помощи полок 2 и резьбовых цапф 1, на которые наворачиваются гайки. Такая конструкция может быть применена только при разъемном корпусе компрессора.

Перед первыми ступенями компрессоров устанавливаются направляющие аппараты (см. фиг. 4.15), предназначенные для создания предварительной закрутки воздуха. На некоторых двигателях направляющий аппарат выполняется с поворотными лопатками. Конструкция одного из регулируемых направляющих аппаратов приведена на фиг. 4.19.

Лопатки 2 выполнены двухпорными, размещены они в корпусе входного устройства. Лопатка снабжена на конце зубчатым сектором 3, соединяющимся с коническим зубчатым колесом 4. Поворот этого колеса приводит к повороту всех лопаток направляющего аппарата. Поворот ведущей лопатки производится механизмом через рычаг 1.

Корпус осевого компрессора

Корпус компрессора является одним из основных силовых элементов силовой системы двигателя. Он нагружен силой тяжести (веса), силами инерции, возникающими при эволюциях самолета, силами внутреннего давления воздуха и крутящими моментами, передающимися со стороны спрямляющих аппаратов.

Корпус обычно имеет форму кругового цилиндра или усеченного конуса. По концам корпус снабжен фланцами. На наружной его поверхности имеются фланцы для крепления агрегатов, труб для отбора воздуха на наддув герметической кабины или для забора воздуха в противообледенительную систему. Там же крепятся коммуникации, коробки агрегатов двигателя и самолета.

В задней части корпуса обычно расположены узлы крепления к самолету.

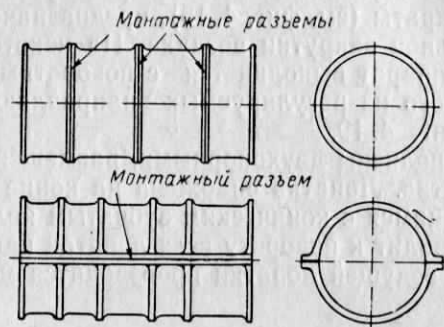
Корпус должен быть легким и в то же время обладать достаточной прочностью и жесткостью. Для жесткости корпус снабжается усиливающими ребрами.

Толщина стенок корпуса, выполненного из алюминиевого сплава, 4—12 мм, стального корпуса — 1,5—3,0 мм. Изготавливаются корпуса либо путем сварки, либо литьем под давлением (если корпус из легкого сплава). Литые корпуса изготавливают из магниевых сплавов, например МЛ5 (для компрессоров, в которых температура воздуха не выше 150° С) или алюминиевых сплавов, например АЛ5 (при более высокой температуре воздуха). Стальные корпуса изготавливаются из стали 30ХГСА и др.

Корпусы могут выполняться разъемными и неразъемными. Неразъемный корпус сравнительно легкий и отличается равномерной жесткостью по окружности. В то же время такой корпус вызывает трудности в сборке.

Разъемный корпус более тяжел, но сборка компрессора с таким корпусом значительно облегчается.

На фиг. 4.20 представлены схемы разъемных корпусов. Монтажные разъемы могут быть вертикальными и горизонтальными.



Фиг. 4.20. Схемы разъемных корпусов осевых компрессоров.

Устройства для перепуска воздуха из компрессора

В гл. VI была показана необходимость перепуска воздуха в высоконапорных компрессорах на малых оборотах. Для целей перепуска воздуха служат клапаны, заслонки и ленты перепуска.

На ТРД наибольшее распространение получила система перепуска воздуха из компрессора с помощью окон, закрываемых лентой перепуска.

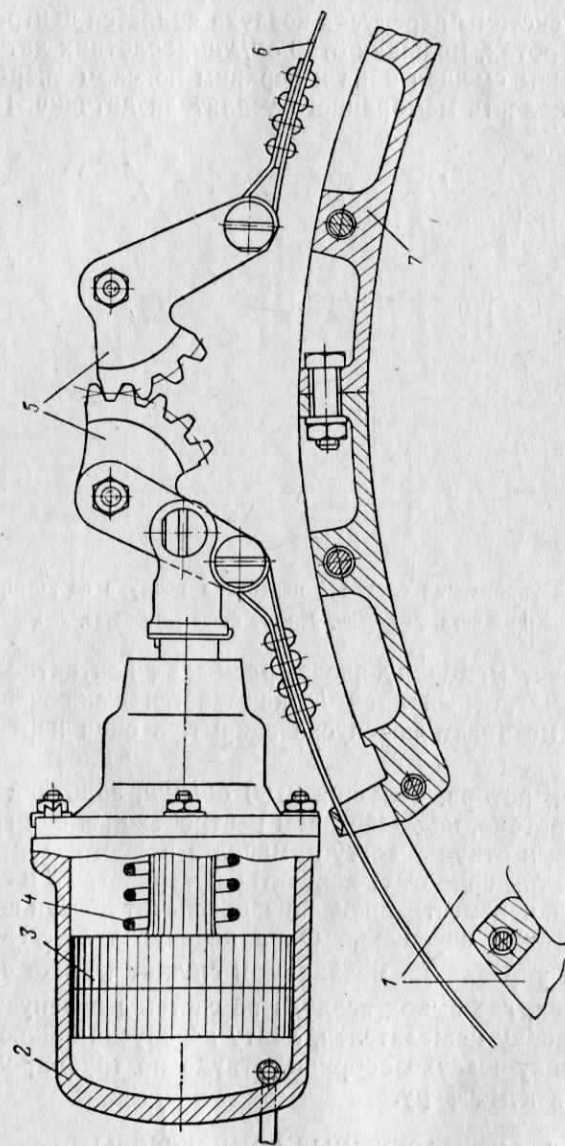
Одна из таких систем управления лентой перепуска видна на фиг. 4.21.

На корпусе компрессора 7 равномерно расположены окна 1 перепуска, сообщенные с атмосферой при открытой ленте 6. Цилиндр 2 механизма перепуска имеет поршень 3 и пружину 4.

На больших оборотах поршень 3 под давлением топлива, подводимого по трубке, сдвигается вправо, шток поршня воздействует на зубчатые секторы 5 и лента затягивается.

При снижении оборотов поршень 3 под действием пружины 4 и давления воздуха, действующего со стороны компрессора на ленту, смещается влево, вытесняя топливо из цилиндра. Шток поршня, перемещаясь, поворачивает зубчатые секторы 5 и ослабляет натяжение ленты. Через зазор между окнами и лентой воздух может выходить в атмосферу.

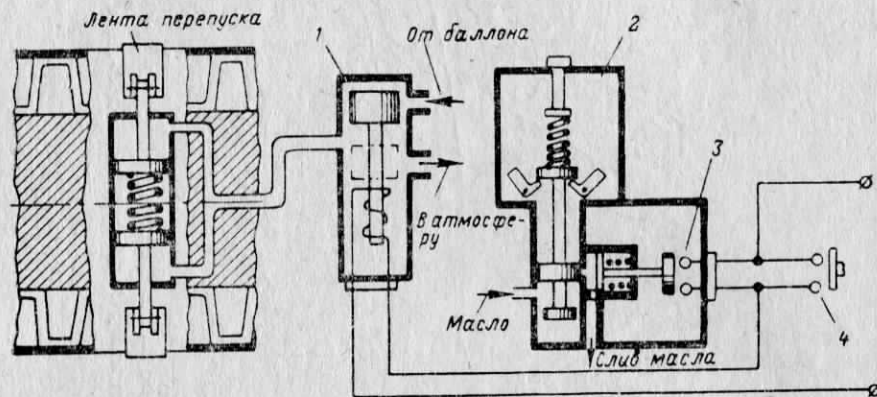
Управление системами перепуска воздуха из компрессора автоматизировано. На фиг. 4.22 изображена одна из схем автоматического управления лентой перепуска.



Фиг. 4.21. Перепуск воздуха из компрессора. 1—окно, 2—цилиндр механизма перепуска, 3—поршень, 4—пружина, 5—зубчатый сектор, 6—лента перепуска, 7—корпус компрессора.

Воздух, необходимый для работы системы, из поршневого компрессора поступает в самолетный баллон под большим давлением. Воздушный редуктор понижает давление воздуха, после чего воздух поступает в электромагнитный воздушный кран 1.

Регулятором системы перепуска воздуха является центробежный датчик 2. На оборотах, меньших 3700 об/мин, золотник датчика под действием пружины смещен вниз и верхним пояском перекрывает доступ масла в полость мембранного усилителя датчика. При этом



Фиг. 4. 22. Схема управления системой перепуска воздуха из компрессора.

1—электромагнитный кран, 2—датчик, 3—контактное устройство, 4—кнопка.

пружина отжимает мембрану влево, размыкая контактное устройство 3. Электромагнитный кран 1 оказывается выключенным, доступ воздуха в механизм перепуска закрыт, а окна перепуска открыты.

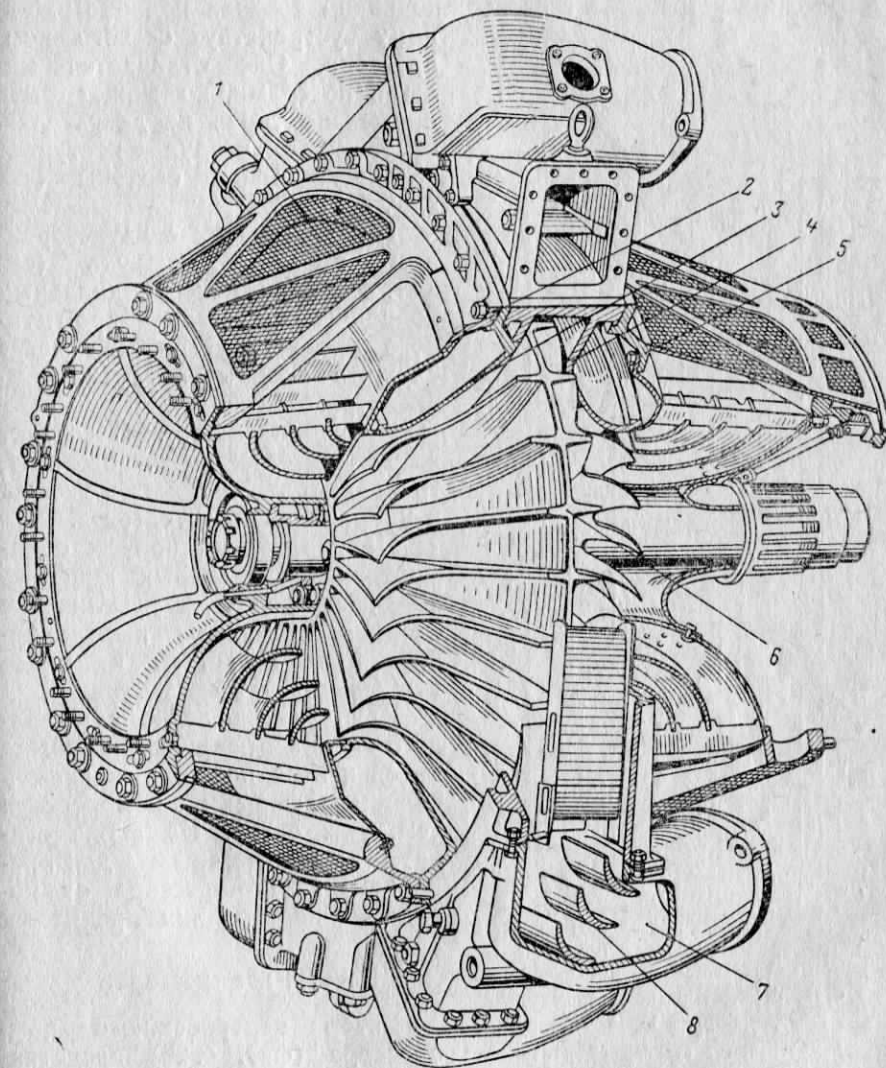
При оборотах ротора, больших 3700 об/мин, золотник датчика, приводимый от ротора, под действием центробежных сил грузов переместится вверх и откроет доступ масла в полость мембранного усилителя. При этом сработает контактное устройство 3 и сердечник крана 1, который, переместившись вниз, обеспечит доступ воздуха из баллона в механизм перепуска. Окна перепуска будут закрыты.

Для ручного управления механизмом служит кнопка 4.

На двигателях, где выход воздуха из системы перепуска в двигательную установку нежелателен, ленту перепуска заключают в кольцевую коробку-воздухозаборник, откуда по трубопроводу воздух выводится в атмосферу.

§ 2. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

На фиг. 4. 23 показан центробежный компрессор ТРД, где представлены его основные элементы: входные патрубки (входные устройства), крыльчатка 6, диффузор и выходные патрубки 7.



Фиг. 4. 23. Центробежный компрессор с двухсторонним входом воздуха.

1—защитная сетка, 2—передняя силовая ферма, 3—передняя крышка, 4—корпус диффузора, 5—задняя силовая ферма, 6—крыльчатка, 7—патрубок, 8—лопатки.

Входные устройства

На центробежных компрессорах могут применяться входные устройства двух типов: с осевым подводом воздуха и с радиальным.

Входное устройство с осевым подводом воздуха подобно входному устройству осевого компрессора. Оно отличается малыми потерями, но может быть применено лишь на двигателях, в которые воздух поступает только с одной стороны (см. фиг. 4. 27).

На двигателях с двухсторонним подводом воздуха (см. фиг. 4. 23) применен радиальный подвод воздуха. Примером такого входного устройства могут служить входные патрубки компрессора.

Патрубок (фиг. 4. 24) состоит из кольца 4, кольцевой стенки 1, трех направляющих конусов 3 и направляющих лопаток 2.

Направляющие конусы образуют ряд кольцевых конфузоров, где происходит увеличение скорости воздуха и выравнивание поля скоростей на входе в крыльчатку.

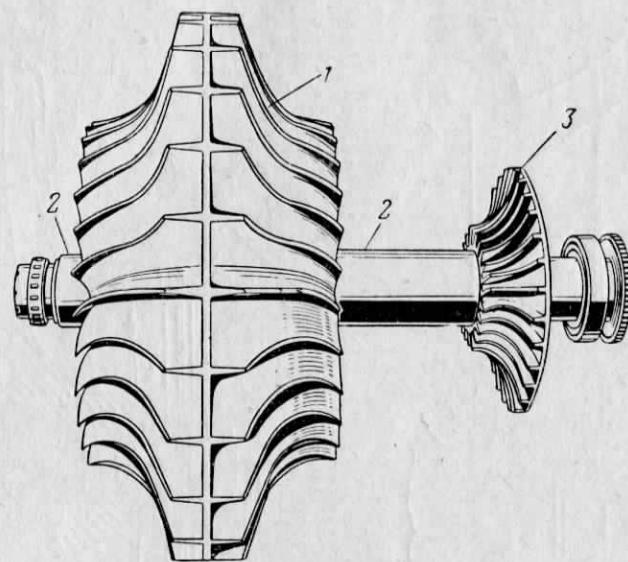
Крепление переднего и заднего входных патрубков производится к передней 2 и задней 5 силовым фермам компрессора (см. фиг. 4. 23). На входе ставятся защитные сетки 1 для предохранения компрессора от попадания посторонних предметов.

Роторы компрессоров

Ротор центробежного компрессора (фиг. 4. 25) представляет собой крыльчатку 1, соединенную с валом 2.

Лопатки крыльчатки выполнены за одно целое с диском, что придает крыльчатке большую жесткость и прочность.

При работе двигателя на крыльчатке с односторонним входом возникает осевая сила вследствие разности давлений перед и за крыльчаткой.



Фиг. 4. 25. Ротор центробежного компрессора.

1—крыльчатка компрессора, 2—вал, 3—крыльчатка вентилятора.

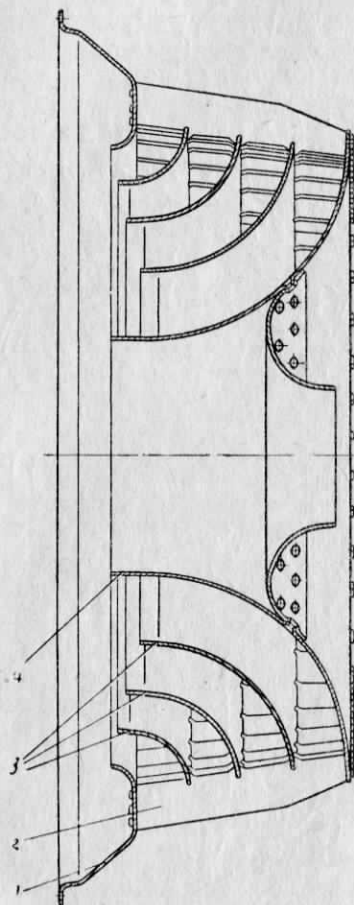
Этого недостатка лишены крыльчатки с двухсторонним входом. Они, кроме того, обеспечивают большой расход воздуха через компрессор при относительно малых габаритах.

Крыльчатки изготовляют штамповкой совместно с лопатками с последующей токарной и фрезерной обработкой.

Материалом для изготовления крыльчаток служат алюминиевые сплавы АК4, АК6.

Для обеспечения безударного входа воздуха на крыльчатку применяется отгиб передних кромок лопаток или постановка перед крыльчаткой вращающегося направляющего аппарата (ВНА). Чаще всего ВНА выполняют отъемными.

Вращающийся направляющий аппарат или воздухозаборник компрессора у двигателя ВК-1А выполнен из алюминиевого сплава и состоит из лопаток 6 воздухозаборника, совпадающих с лопатками 5 (фиг. 4. 26) крыльчатки 2. Входные кромки лопаток заборника загнуты в направлении вращения. Вал 7 компрессора имеет фланец 3, который вместе с фланцем 4 заборника с помощью шпилек 1 крепится к крыльчатке. Благодаря трению, возникающему



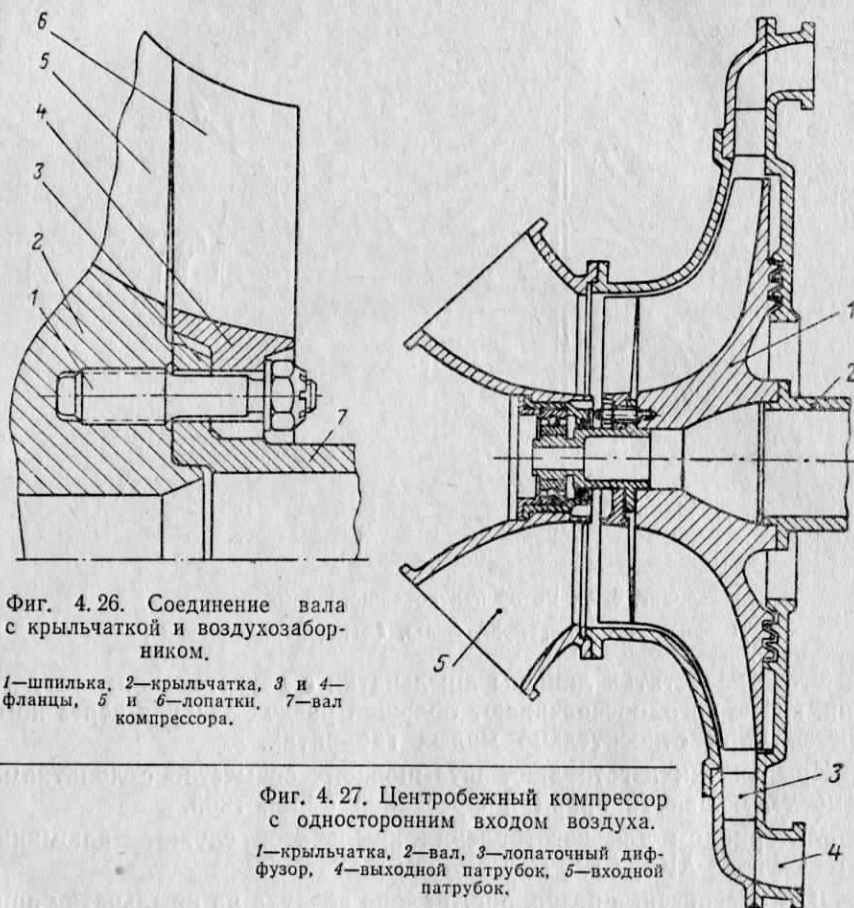
Фиг. 4. 24. Входной патрубок центробежного компрессора.

1—кольцевая стенка, 2—направляющая лопатка, 3—направляющие конусы, 4—кольцо.

Крыльчатки центробежного компрессора могут выполняться как с односторонним, так и с двухсторонним входом. В крыльчатке с односторонним входом лопатки расположены с одной стороны диска (см. фиг. 4. 27), в крыльчатке с двухсторонним входом — с двух сторон диска (см. фиг. 4. 25).

на стыке фланца вала и крыльчатки при затяжке шпилек, производится передача крутящего момента от вала на крыльчатку.

При передаче больших крутящих моментов соединение вала с крыльчаткой и воздухозаборником осуществляется с помощью торцовых треугольных шлицев.



Фиг. 4.26. Соединение вала с крыльчаткой и воздухозаборником.

1—шпилька, 2—крыльчатка, 3 и 4—фланцы, 5 и 6—лопатки компрессора, 7—вал.

Фиг. 4.27. Центробежный компрессор с односторонним входом воздуха.

1—крыльчатка, 2—вал, 3—лопаточный диффузор, 4—выходной патрубок, 5—входной патрубок.

Корпусы

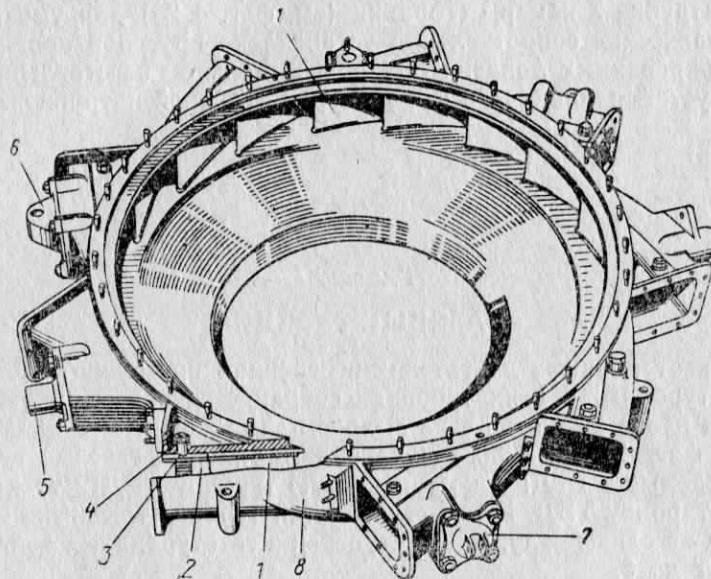
Корпус центробежного компрессора является основным элементом силового корпуса двигателя. На корпусе находятся узлы крепления двигателя к самолету.

Для получения достаточной прочности и жесткости стенки корпуса выполняются толстыми (6—7 см) и снабжены усиливающими ребрами. Корпусы имеют разъем по плоскости, перпендикулярной оси двигателя, служащий для обеспечения сборки.

Элементы корпуса изготавливают из алюминиевых или магниевых сплавов типа АЛ5, МЛ5.

Конструкции типичных корпусов компрессоров с односторонним и двухсторонним входом изображены на фиг. 4.27 и 4.23.

На фиг. 4.27 показана конструктивная схема центробежного компрессора с односторонним входом. Ротор состоит из крыльчатки 1 и вала 2. Статор состоит из входного патрубка 5, корпуса компрессора с лопаточным диффузором 3 и выходных патрубков 4.



Фиг. 4.28. Корпус диффузора.

1—лопатка диффузора, 2—наконечник лопатки диффузора, 3—упор лопатки диффузора, 4—гайка крепления упоров, 5—цапфа опорная, 6—кронштейн полочки, 7—опора нижняя, 8—улиткообразный патрубок.

Корпус компрессора с двухсторонним входом, изображенный на фиг. 4.23, состоит из передней крышки 3, корпуса диффузора 4 и патрубков 7. Передняя крышка крепится вместе с передней фермой 2 на шпильках, на них же крепится и задняя ферма. Задняя крышка выполнена заодно с корпусом диффузора.

На корпусе диффузора (фиг. 4.28) размещены девять улиткообразных патрубков 8, равномерно расположенных по окружности.

Диффузор компрессора состоит из 18 лопаток, девять из которых отлиты заодно с корпусом и переходят в стенки улиткообразных патрубков. Остальные девять лопаток составные: они состоят из передней части, выполненной из алюминиевого сплава, и тонкого стального наконечника. Эти лопатки расположены в пазах стенок патрубка и удерживаются упорами. Лопатка 1 диффузора, имеющая наконечник 2, зафиксирована упором 3. Стальной наконечник

лопатки хорошо работает при высокой температуре воздуха на выходе и обеспечивает достаточную вибропрочность.

Выходное устройство компрессора чаще всего представляет собой улиткообразные патрубки компрессора, переходящие затем во входные патрубки камер сгорания. Эти патрубки могут выполняться либо заодно с корпусом (как на двигателе РД-500), либо отдельно от корпуса (на двигателях ВК-1А, РД-45). В этом случае патрубки камер сгорания крепятся к патрубкам диффузора. В каждой патрубке 7 камеры сгорания (см. фиг. 4.23) для уменьшения гидравлических сопротивлений установлено по три направляющих профилированных лопатки 8. Предварительно изготовленные лопатки устанавливаются в форму перед отливкой патрубков.

Глава XI

ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ

В газотурбинных двигателях в основном применяют осевые газовые турбины. В этих турбинах сохраняется осевое направление газа на входе в ступень и на выходе из нее.

На фиг. 4.29 и 4.30 можно видеть типовые газовые турбины, применяемые в ГТД: одноступенчатую турбину ТРД и трехступенчатую турбину ТВД. В трехступенчатой турбине три диска смонтированы на одном валу. Число ступеней в газотурбинных двигателях доходит до 6.

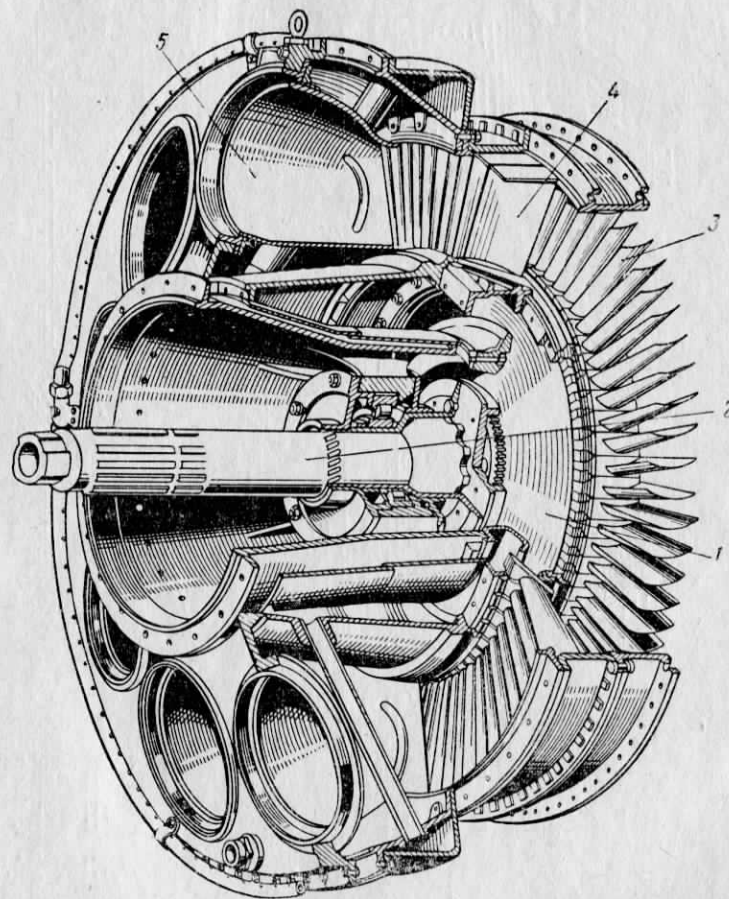
В двухвальных ТРД и в ТВД применяются двухвальные турбины. В таких турбинах часть дисков устанавливается на одном валу, часть на другом. Между валами нет кинематической связи и они вращаются с разными оборотами.

Диск турбины вместе с укрепленными на нем рабочими лопатками и вал образуют ротор турбины (фиг. 4.31). Сопловые аппараты вместе с внешним корпусом и деталями, обеспечивающими силовую связь внешнего корпуса с другими силовыми деталями, образуют статор.

§ 1. ДИСКИ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

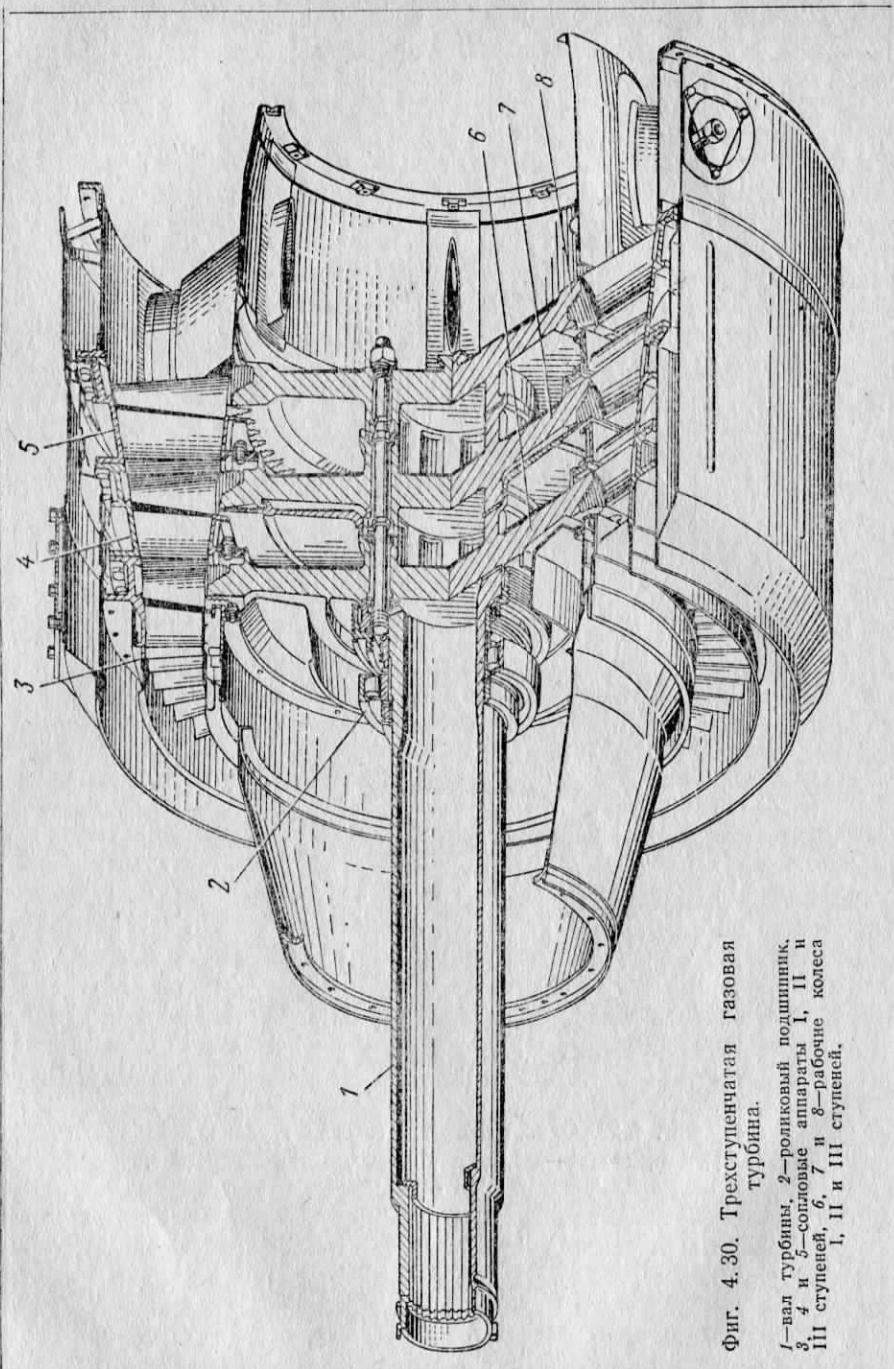
Диск газовой турбины служит для размещения на нем рабочих лопаток 2. Лопатки крепятся на периферийной части диска 1, называемой ободом 3. Вместе с закрепленными на ободу лопатками диск образует рабочее колесо турбины (фиг. 4.32).

Диски, из соображений прочности, стремятся выполнять без отверстий, главным образом без центральных отверстий. На диске имеются фланцы или резьбовые отверстия для съемников, служащие для монтажа и демонтажа турбины.



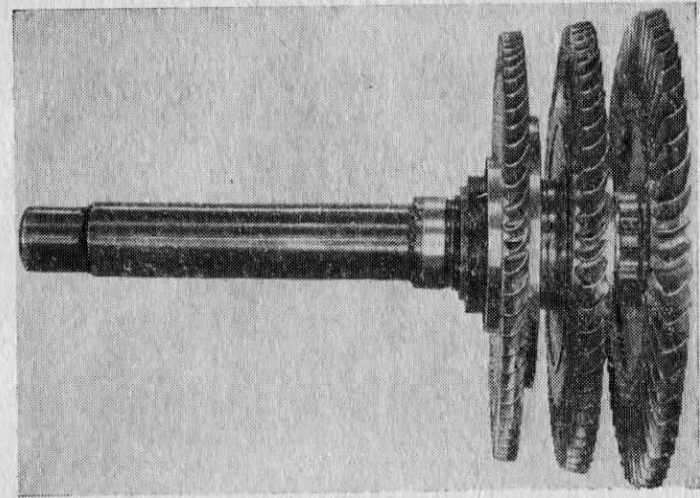
Фиг. 4.29. Одноступенчатая газовая турбина.

1—диск турбины, 2—вал турбины, 3—рабочая лопатка, 4—лопатка соплового аппарата, 5—патрубок газосборника.

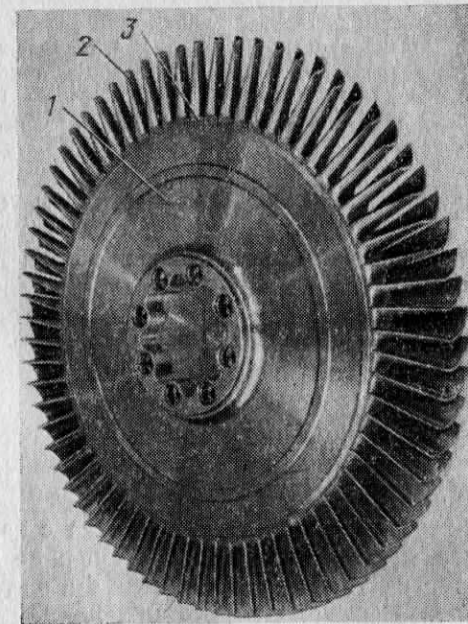


Фиг. 4.30. Трехступенчатая газовая турбина.

1—вал турбины, 2—роликовый подшипник, 3, 4 и 5—опорные аппараты I, II и III ступеней, 6, 7 и 8—рабочие колеса I, II и III ступеней.



Фиг. 4.31. Ротор трехступенчатой газовой турбины.

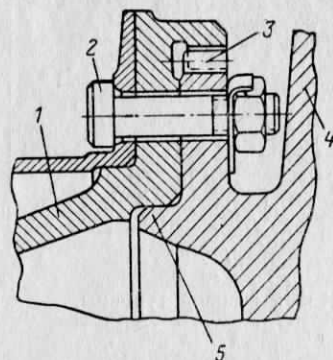


Фиг. 4.32. Рабочее колесо газовой турбины.

1—диск, 2—лопатки, 3—обод.

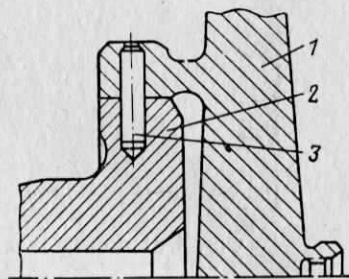
Изготавливаются диски ковкой с последующей механической обработкой. Материалом служат жароупорные стали 4X12H8Г8МФБ, ЭИ395 для турбины, работающей при температуре газа не выше 600—650° С, а для работающей при температуре выше 700° С применяют хромоникелевые сплавы ХН77ТЮР и др.

Соединение диска турбины с валом является весьма ответственным, так как оно должно обеспечить сохранение взаимной центровки вращающихся деталей, обладать необходимой жесткостью и передавать на вал все возникающие усилия.



Фиг. 4.33. Фланцево-шлицевое соединение диска турбины с валом.

1—вал, 2—болт, 3—шлицы, 4—диск, 5—буртик.



Фиг. 4.34. Фланцевое соединение диска турбины с валом с помощью напрессовки.

1—диск, 2—вал, 3—штифт.

Соединения диска турбины с валом могут быть неразъемными и разъемными.

Неразъемные соединения с помощью приварки диска к валу отличаются большой простотой и надежностью, но необходимость применения особой технологии при изготовлении таких соединений, удорожание производства — все это ограничивает применение неразъемных соединений диска с валом. В ряде случаев диск выполняется из поковки за одно целое с валом.

В качестве примера разъемных конструкций соединений дисков с валом рассмотрим наиболее часто встречающийся тип соединений — фланцевый.

На фиг. 4.33 изображено соединение диска с валом с помощью фланцев и шлицев, примененное на ВК-1А и ряде других двигателей. Передача крутящего момента от диска 4 к валу 1 совершается с помощью шлицев 3, выполненных на фланцах вала и диска. Болты 2 служат в этом соединении только для передачи осевых усилий. Центровка осуществляется насадкой вала с натягом на центрирующий буртик диска, при этом буртик 5 входит в расточку фланца вала.

Это соединение работает достаточно надежно. Отверстия под болты выполнены в вынесенном фланце диска, поэтому диск турбины не ослаблен отверстиями.

Основной способ фланцевого соединения дисков с валом в современных двигателях — соединение с помощью напрессовки (фиг. 4.34), при котором диск 1 насаживается на вал 2 в нагретом состоянии (для получения натяга в соединении, необходимого для передачи крутящего момента и осевых усилий). В случае ослабления натяга надежность соединения обеспечивается радиальными штифтами 3.

Соединения дисков между собой в многоступенчатых турбинах выполняются как разборными, так и неразборными.

Примером неразборного соединения является соединение дисков, показанное на фиг. 4.35. Диски рабочих колес 1 соединяются между собой с помощью силового промежуточного кольца 2. Диски посажены своими кольцевыми буртами на кольцо с натягом по центрирующим поясам кольца. Для надежности работы силовое кольцо дополнительно соединяется с дисками с помощью радиальных штифтов 3, установленных с натягом. От выпадания под действием центробежных сил штифты фиксируются резьбовыми пробками (либо расклепкой материала диска вокруг отверстия). Передача осевых усилий и крутящего момента от диска первой ступени на диск второй ступени производится с помощью этих же штифтов.

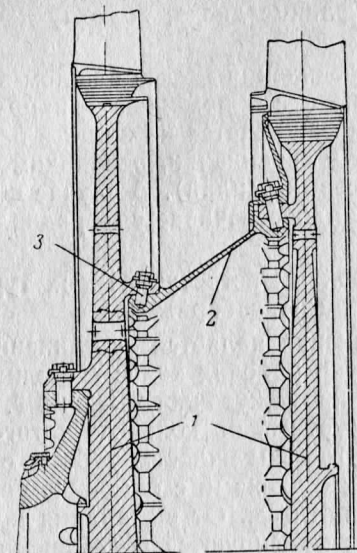
Соединение дисков газовой турбины (фиг. 4.36) производится восемью шпильками 3, которые проходят через отверстия в развитых кольцевых ступицах дисков и ввертываются в резьбовые отверстия фланца вала 1. Крутящий момент в этой конструкции передается как за счет сил трения по торцам (от затяжки гаек 4), так и за счет фиксирующих втулок 2, входящих в отверстия ступиц дисков и во фланец вала.

Разборные соединения обеспечивают простой монтаж и демонтаж турбины. В неразборных конструкциях эти операции значительно усложняются.

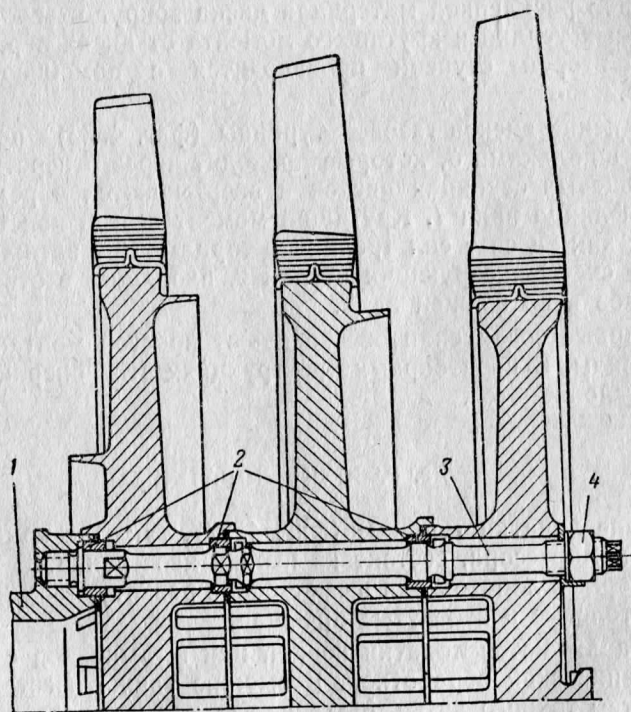
§ 2. РАБОЧИЕ ЛОПАТКИ

Рабочие лопатки турбины (фиг. 4.37), так же как и рабочие лопатки компрессора, состоят из пера и хвостовика. В отличие от компрессорных лопаток они имеют более развитую замковую часть и более толстые и изогнутые профили.

Изготавливаются лопатки ковкой или штамповкой с последующей механической обработкой. Возможно также изготовление лопаток путем точного литья. Материалом для изготовления лопаток служат главным образом хромоникелевые сплавы ХН77ТЮР, ХН70МВТЮБ или более качественные сплавы.



Фиг. 4.35. Соединение дисков с помощью силового кольца.
1—рабочие колеса, 2—промежуточное кольцо, 3—штифт.



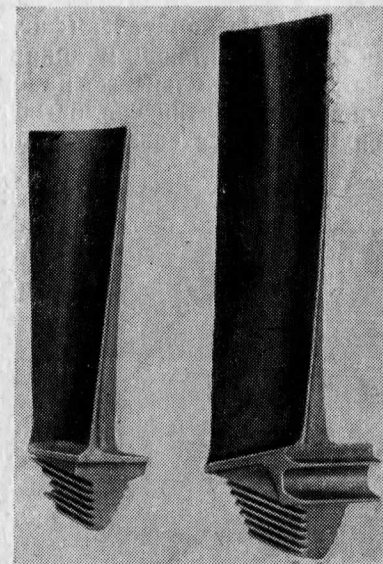
Фиг. 4.36. Соединение дисков турбины шпильками.
1—вал, 2—фиксирующие втулки, 3—шпилька, 4—гайка.

Верхняя часть лопатки часто выполняется подрезанной. Это является одной из мер борьбы с появлением трещин и обрывами углов лопаток из-за вибраций.

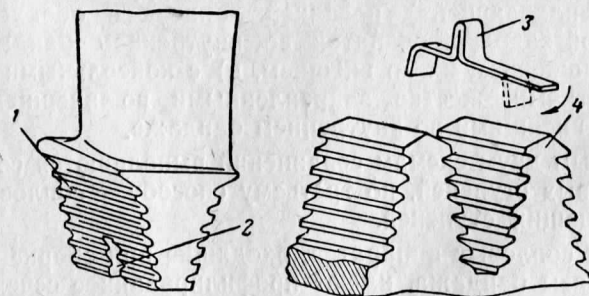
Наиболее часто крепление лопаток к диску осуществляется с помощью елочного замка (фиг. 4.38). Хвостовик 1 в этом случае имеет форму клина. На боковых поверхностях этого клина выполнены трапецевидные зубья. Такого же профиля пазы выполнены в ободе диска. Число зубьев хвостовика зависит от величины центробежной силы, действующей на лопатку. Чем больше эта сила, тем больше (при прочих равных условиях) и число зубьев.

Посадка хвостовиков лопаток в пазы чаще всего выполняется свободной. Благодаря зазорам лопатка качается в плоскости, перпендикулярной оси двигателя. Во время работы лопатки под действием центробежной и газовой сил самоуставливаются. Такая посадка лопаток обеспечивает свободу термических деформаций обода, что уменьшает вероятность образования в нем трещин.

Фиксация рабочих лопаток от осевых перемещений осуществляется пластинчатыми стопорами 3. Выступы стопоров вводят в пазы 2 хвостовиков, а затем концы стопоров отгибают на диск 4. Такая простота фиксации лопаток объясняется тем, что составляю-



Фиг. 4.37. Рабочие лопатки турбины.

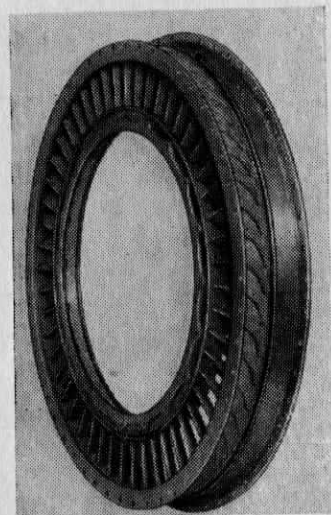


Фиг. 4.38. Фиксация рабочих лопаток турбины.
1—хвостовик, 2—паз, 3—пластинчатый стопор, 4—диск.

щая газовой силы, сдвигающая лопатку вдоль паза, во много раз меньше, чем центробежная сила, действующая на лопатку во время работы.

§ 3. СОПЛОВЫЕ АППАРАТЫ

Сопловые аппараты (фиг. 4.39) турбин, аналогично спрямляющим и направляющим аппаратам осевых компрессоров, представляют собой кольцевые наборы лопаток, закрепленные в корпусе турбины. Лопатки сопловых аппаратов крепятся либо непосредственно в корпусе соплового аппарата, либо в бандажах (кольцах), которые, в свою очередь, крепятся к корпусу соплового аппарата.



Фиг. 4.39. Сопловой аппарат турбины.

Изготавливаются сопловые лопатки чаще всего прецизионным литьем, либо фрезерованием или штамповкой из листа. Материалом для изготовления литых лопаток служат сплавы на кобальтовой основе (ЛК4), на никелевой основе (ЖСЗ) и многокомпонентные сплавы. Менее напряженные в тепловом отношении лопатки последних ступеней изготавливают из сплавов ХН78Т, Х20Н80ТЗ, из стали Х23Н18. Для повышения жаростойкости сопловые лопатки покрывают жаростойкими эмалями или подвергают алитированию (насыщению алюминием).

В сопловых аппаратах должна быть обеспечена свобода температурных расширений лопаток и бандажей, нагреваемых до различных температур. С этой целью соединение лопаток с бандажами осуществляется одним из трех способов (фиг. 4.40): а) с подвижной («плавающей») посадкой лопаток в обоих бандажах,

б) с жесткой заделкой лопаток во внутреннем бандаже и свободным положением их во внешнем, в) с консольными лопатками или с лопатками, жестко закрепленными во внешнем бандаже и свободно висящими во внутреннем бандаже.

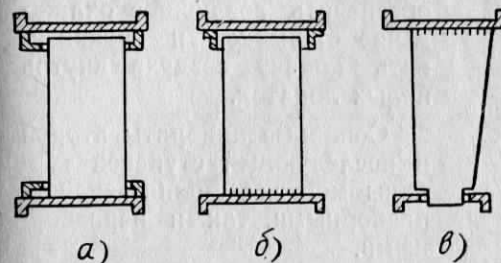
По первым двум схемам соединений выполняются сопловые аппараты первых ступеней, по третьему способу — сопловые аппараты последующих ступеней.

Лопатки сопловых аппаратов, входящие при сборке в профилированные пазы бандажа, имеют профилированное сечение по всей длине (фиг. 4.41). Лопатки, закрепляемые в бандажах, а также консольные лопатки имеют по концам полки 4 и 5 (фиг. 4.42), бобышки и другие устройства.

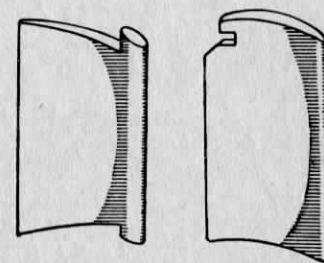
Соединение сопловых лопаток с бандажами может быть разъемным и неразъемным.

На фиг. 4.42 показан сопловый аппарат с разъемным соединением лопаток.

Сопловый аппарат состоит из наружного и внутреннего бандажей (обойм) и лопаток, размещенных в косых пазах на бандажах. Половина лопаток имеет усиленный профиль и устанавливаются они в наиболее горячей зоне выходящих из газосборника газов. Каждая лопатка имеет на концах полки, которыми она устанавливается в пазах: одна полка большая, другая — малая. Малыми



Фиг. 4.40. Соединения сопловых лопаток с бандажами.



Фиг. 4.41. Лопатки соплового аппарата турбины.

полками лопатка устанавливается в пазах внутреннего бандажа, большими — в пазах наружного бандажа. Наружная полка плоская, внутренняя — вогнутая, на ней имеется выступ. Полки расположены под разными углами к оси двигателя.

При монтаже лопатки сначала закрепляются во внутреннем бандаже. При этом они фиксируются от радиальных перемещений при помощи выступа на внутренней полке, на который надвигается бурт барабана газосборника. После этого на лопатки надевается наружный бандаж. Так как пазы в этом бандаже выполнены под некоторым углом, то надевание бандажа производят с одновременным перемещением его в радиальном и осевом направлениях.

Лопатки установлены в пазах с зазором и, кроме того, имеется радиальный зазор между лопаткой и наружным бандажом, поэтому лопатка имеет возможность свободно перемещаться при нагреве.

Сопловый аппарат I ступени, изображенный на фиг. 4.43, принадлежит к аппаратам с «плавающими» двухпорными лопатками. Силowymi элементами соплового аппарата являются наружный 3 и внутренний 7 бандажи, соединенные между собой силовой рамой. На бандажах закреплены башмаки — наружный 5 и внутренний 6. Крепление башмаков осуществляется винтами. Башмаки образуют проточную часть турбины. Между соседними башмаками образуются профилированные пазы для размещения лопаток 4. Лопатки раз-

мещаются в пазах с зазором, благодаря чему обеспечивается свобода теплового расширения. Лопатки передают возникающие на них усилия через башмаки и крепежные винты на силовые бандажи.

Сопловой аппарат крепится к силовой раме, состоящей из наружного 2 и внутреннего 1 колец.

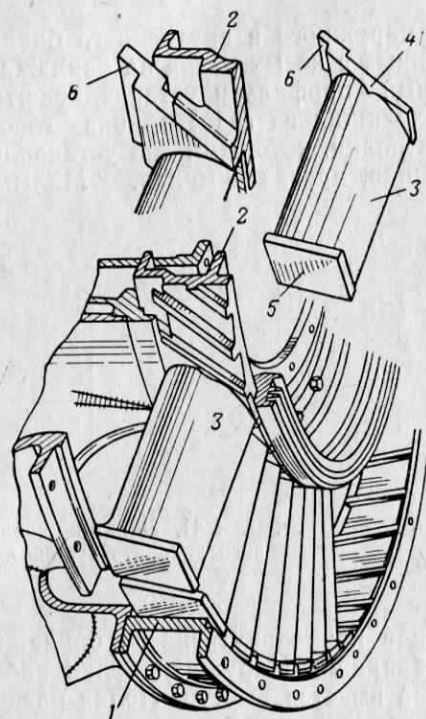
Рассмотренная конструкция соплового аппарата является достаточно тяжелой и сложной, но она позволяет обеспечить воздушное охлаждение башмаков и организовать подачу воздуха внутрь полых лопаток.

Сопловые аппараты второй и последующей ступеней турбины могут выполняться как разборными, так и неразборными.

В качестве примера неразборного соплового аппарата можно привести конструкцию соплового аппарата II ступени турбины ТВД АИ-20А (фиг. 4.44).

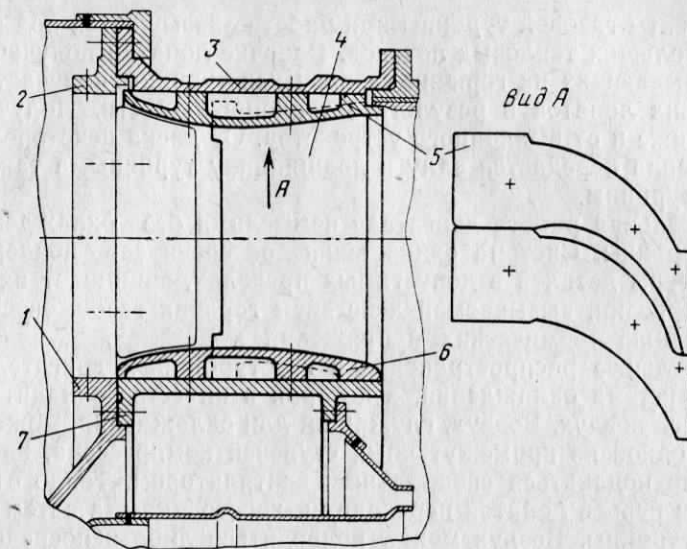
Сопловой аппарат состоит из внешнего силового бандажа 1, внутреннего кольца 4 и лопаток 3. Внешний силовой бандаж и внутреннее кольцо имеют профильные просечки. В просечки внешнего бандажа вставлены лопатки и их концы приварены к бандажу электродуговой сваркой. Другие кон-

цы лопаток входят свободно в просечки внутреннего кольца, чем обеспечивается свобода термических расширений лопаток. На внутренней поверхности внешнего бандажа установлены металлокерамические вставки 2, образующие радиальный зазор между рабочей лопаткой и бандажом. При работе двигателя слой вставки в случае вытяжки (удлинения) лопаток постепенно стирается, чем сохраняется минимальный зазор между лопатками и бандажом. Подобная конструкция сравнительно легка и отличается простотой. К недостаткам ее следует отнести трудность замены лопаток в случае необходимости, трудность выполнения профилированных просечек в бандаже 1 и кольце 4.



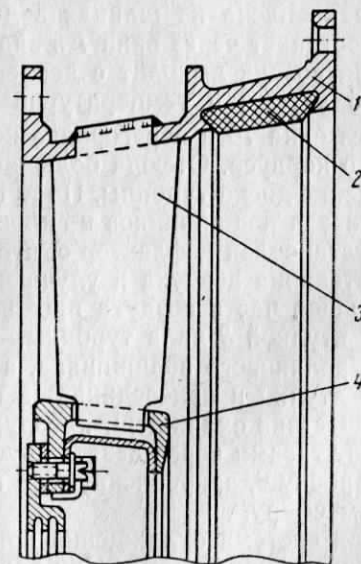
Фиг. 4.42. Сопловой аппарат с съемным соединением лопаток в пазах бандажей.

1—наружная обойма соплового аппарата, 2—внутренняя обойма соплового аппарата, 3—лопатка соплового аппарата, 4, 5—полки лопатки, 6—зуб для фиксации лопатки.



Фиг. 4.43. Сопловой аппарат с «плавающими» двухпорными лопатками.

1—внутреннее кольцо, 2—наружное кольцо, 3—наружный бандаж, 4—лопатка, 5—наружный башмак, 6—внутренний башмак, 7—внутренний бандаж.



Фиг. 4.44. Неразборный сопловой аппарат II ступени турбины ТВД АИ-20А.

1—бандаж, 2—вставка, 3—лопатка, 4—внутреннее кольцо.

§ 4. ОХЛАЖДЕНИЕ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Элементы газовой турбины при работе оказываются под воздействием больших тепловых потоков. Рабочие лопатки получают тепло от омывающих их горячих газов. Диск турбины получает тепло от рабочих лопаток в результате теплопроводности. Получает он тепло также и от выхлопного устройства. От диска некоторое количество тепла передается валу и подшипнику турбины, а также и в корпус турбины.

Нормальная работа двигателя немыслима без охлаждения деталей турбины. Система охлаждения обеспечивает поддержание температуры деталей в допустимых пределах, защищает их от газовой коррозии, вызываемой действием горячих газов, способствует снижению термических напряжений в деталях.

Наибольшее распространение в газотурбинных двигателях получила система охлаждения, в которой в качестве охладителя используется воздух. Воздух, служащий для охлаждения, может быть взят из одной из промежуточных ступеней компрессора, из атмосферы или подаваться специальным вентилятором. Тепло от более нагретых перьев лопаток переходит к хвостовикам, а затем в обод и диск турбины. Воздух может подводиться либо непосредственно к диску, либо к ободу диска. При этом он отбирает от диска тепло, переданное от лопаток. После отбора тепла от нагретых деталей воздух в этой системе выпускается либо в атмосферу, либо в проточную часть двигателя.

Схема охлаждения турбины с помощью воздуха, подаваемого вентилятором, изображена на фиг. 4.45. Крыльчатка вентилятора 11 закреплена на шлицах заднего вала компрессора. Воздух к ней поступает через окна 1 в задней ферме. Из диффузора 2 вентилятора воздух выходит с давлением примерно $0,13-0,15 \text{ Мн/м}^2$ [$1,3-1,5 \text{ кг/см}^2$] и температурой $70-80^\circ \text{C}$.

Через окна 10 в перегородке корпуса воздух поступает внутрь силового корпуса. Отсюда большая часть воздуха направляется на охлаждение диска турбины. По пути этот воздух охлаждает вал турбины, гнезда подшипников и силовой корпус. Между диском и корпусом установлен дефлектор 6, что способствует повышению скорости протекания воздуха и улучшению охлаждения диска.

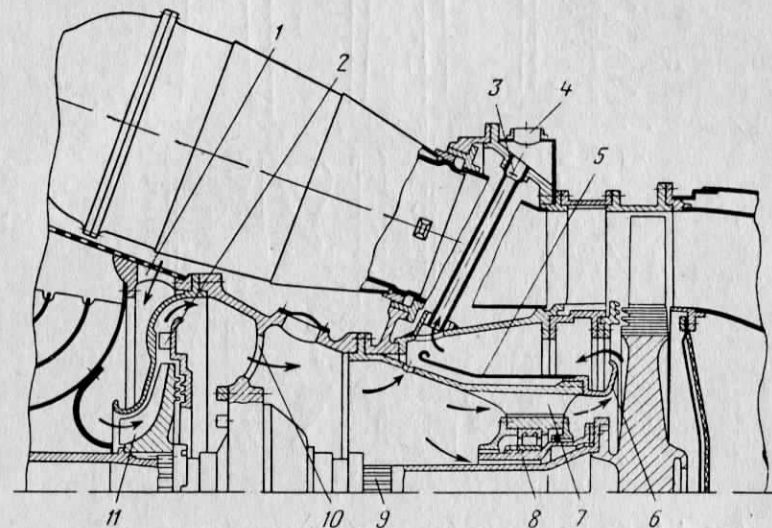
Меньшая часть воздуха проходит по зазору между валом турбины и втулкой 8 вала турбины, охлаждает втулку и внутреннюю обойму роликового подшипника, а затем выходит через прорези во фланце втулки и присоединяется к основному потоку воздуха.

Осуществив охлаждение, воздух вместе с просочившимися через лабиринт газами через девять трубок 3 отводится в воздухоотводящую коробку 4, закрепленную на газосборнике, а затем выпускается в атмосферу.

Такая система охлаждения применена на двигателях с центробежными компрессорами. При таком способе охлаждения возникают большие термические напряжения в диске, вызванные неодина-

ковой интенсивностью охлаждения центра диска, на который непосредственно поступает охлаждающий воздух, и обода диска. Расход охлаждающего воздуха в данном случае велик — составляет $0,8-1,0\%$ от расхода воздуха через двигатель.

Фиг. 4.46 дает возможность проследить путь охлаждающего воздуха в системе охлаждения турбины. Для охлаждения в этой схеме используется часть воздуха, отбираемая из пространства между жаровыми трубами камеры сгорания.



Фиг. 4.45. Схема охлаждения турбины воздухом, подаваемым вентилятором.

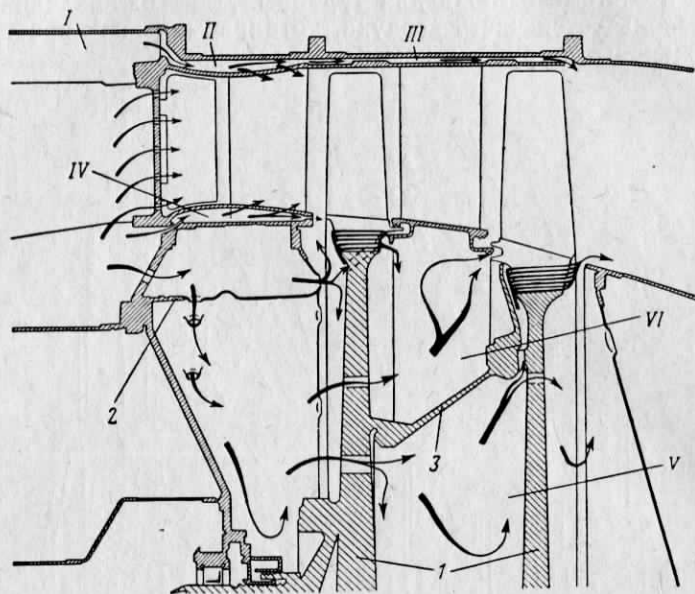
1—окна в задней ферме, 2—диффузор, 3—воздушные трубки, 4—воздухоотводящая коробка, 5—теплоотражатель, 6—дефлектор, 7—ребра корпуса заднего подшипника, 8—втулка вала турбины, 9—центрирующий пояс вала турбины со специальными прорезями, 10—окна в перегородке корпуса среднего подшипника, 11—крыльчатка вентилятора.

Охлаждающий воздух разделяется на три потока. Первый поток, идущий из полости I в полость II, охлаждает наружный корпус и наружные башмаки соплового аппарата первой ступени турбины, а также внешние концы сопловых лопаток. Двигаясь дальше в полость III, он охлаждает полки сопловых лопаток второй ступени турбины и выпускается в проточную часть.

Таким же образом охлаждаются внутренний корпус соплового аппарата первой ступени и внутренние концы сопловых лопаток. Для этой цели второй поток воздуха поступает в полость IV.

Третий поток поступает для охлаждения дисков 1 рабочих колес первой и второй ступеней. Через отверстия экрана воздух поступает на охлаждение замков рабочих лопаток первой ступени. Этот воздух проходит по зазорам в замках и по наклонным свер-

лениям в обод. Через радиальные сверления в экране 2 воздух поступает для охлаждения замков и дисков рабочих лопаток второй ступени. Этот воздух движется через отверстия в диске первой ступени. Часть его проходит в полость V между дисками и силовым кольцом 3. Этот воздух, охладив диски и кольцо, через отверстия



Фиг. 4.46. Схема охлаждения турбины воздухом, подаваемым компрессором.

1 — диски рабочих колес, 2 — экран, 3 — силовое кольцо. I, II, III, IV, V и VI — полости.

в диске второй ступени направляется для охлаждения периферийной части диска и затем удаляется в проточную часть. Этот же воздух направляется для охлаждения замков рабочих лопаток второй ступени.

Другая часть воздуха поступает в пространство VI над силовым кольцом и секторами бандажей соплового аппарата второй ступени и охлаждает эти детали.

Достоинством данной схемы охлаждения является хорошее охлаждение наиболее нагруженных деталей: концов сопловых лопаток, замков рабочих лопаток, ободов дисков. В этой схеме равномерно охлаждаются диски турбины с обеих сторон, вследствие чего уменьшаются термические напряжения в них.

КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

По конструктивной схеме камеры сгорания можно разделить на три типа:

- 1) трубчатые или индивидуальные;
- 2) кольцевые;
- 3) трубчато-кольцевые.

По направлению движения газов камеры сгорания можно подразделить на прямоточные и петлевые.

Последний тип камер отличается большими гидравлическими сопротивлениями и сложностью в изготовлении, поэтому применяется редко.

По направлению подачи топлива камеры сгорания можно разделить на камеры с впрыском топлива по направлению движения потока воздуха и против движения потока. Наибольшее распространение получили камеры с впрыском топлива по направлению потока воздуха.

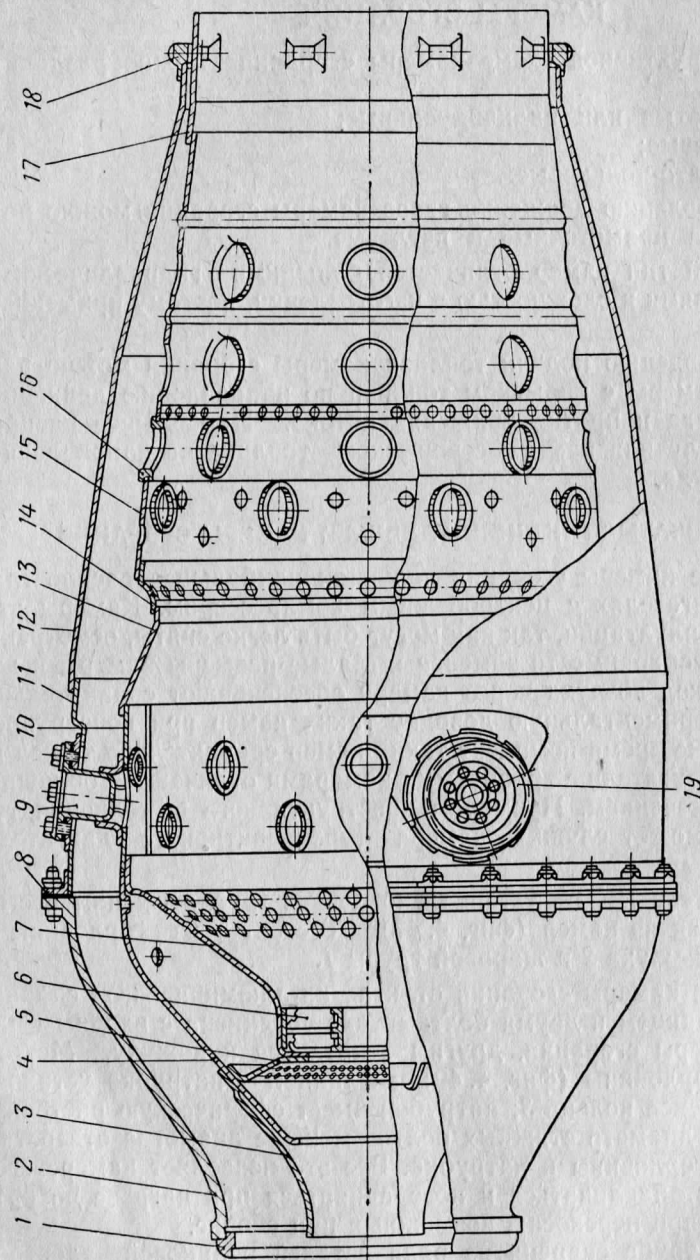
§ 1. ТРУБЧАТЫЕ (ИНДИВИДУАЛЬНЫЕ) КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

Трубчатые камеры сгорания получили наибольшее распространение на двигателях с центробежным компрессором. Камеры эти удобны в эксплуатации, так как могут быть легко сняты, осмотрены и в случае необходимости заменены. Малые размеры камеры и небольшой расход воздуха через камеру обеспечивают сравнительно легкую экспериментальную доводку таких камер при конструировании. В то же время комплект таких камер сравнительно тяжел и, кроме того, двигатели с трубчатыми камерами отличаются большим поперечным сечением. Примером конструктивного выполнения такой камеры может служить камера турбореактивного двигателя ВК-1А.

На двигателе ВК-1А установлено девять трубчатых камер сгорания. Каждая из камер (фиг. 4.47) состоит из горловины 3 (фиг. 4.48), кожуха 2 и жаровой трубы 1.

Горловина камеры сгорания отлита из алюминиевого сплава. Передним фланцем и двумя болтами она соединена с входным патрубком камеры сгорания, другим — крепится к кожуху. Между фланцем 1 горловины (фиг. 4.49) и фланцем 2 патрубка установлено сферическое кольцо 3; патрубок имеет сферическую расточку. Кроме этого, диаметр стяжных болтов меньше диаметра отверстий во фланцах горловины и патрубка. Все это позволяет камере сгорания самоустанавливаться и поворачиваться при нагреве во время работы и при перекосах, возможных при сборке.

Жаровая труба сварена из ряда деталей роликовой электро-сваркой. В передней части жаровой трубы, в месте соединения более нагретых деталей с менее нагретыми, сделаны компенсирующие

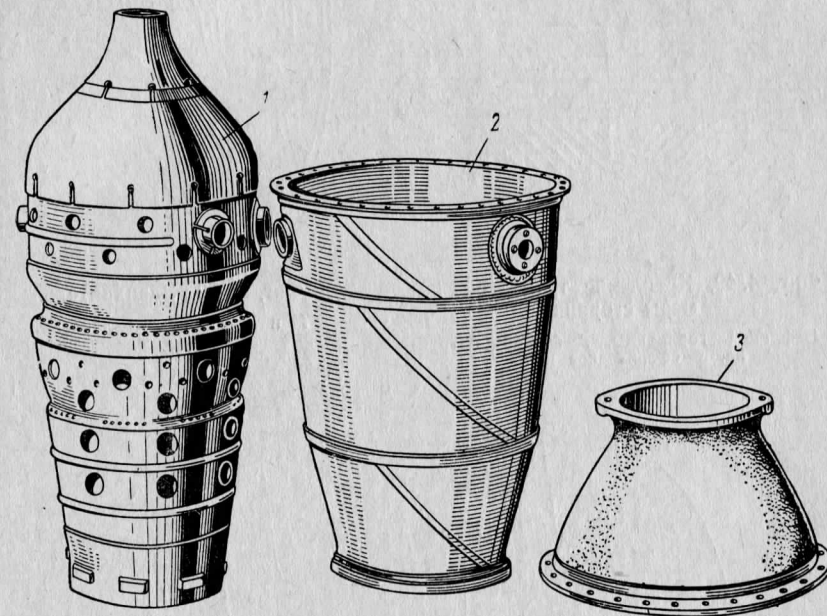


Фиг. 4.47. Трубчатая камера сгорания двигателя ВК-1А.

1—сферическое кольцо, 2—горловина, 3—входная конус, 4—кольца, 5—пергородка, 6—завихритель, 7—конус, 8—фланец кожуха, 9—стакан подвески, 10—первая секция кожуха жаровой трубы, 11—первая секция жаровой трубы, 12—горловина, 13—промежуточная секция жаровой трубы, 14—манжета промежуточной секции жаровой трубы, 15—горловина, 16—горловина, 17—манжета второй секции жаровой трубы, 18—горловина, 19—соединительный патрубков.

разрезы, устраняющие термические напряжения. Концы этих разрезов засверлены, чтобы избежать появления трещин.

Жаровая труба зафиксирована в кожухе камеры с помощью стакана подвески 9 (см. фиг. 4.47) и двух соединительных патрубков 19. Центрируется жаровая труба в кожухе камеры с помощью восьми выступов с наплавленным на них стеллитом, выполненных на задней части жаровой трубы. Таким образом, крепление жаровой трубы обеспечивает свободу расширения как в радиальном, так и в осевом направлениях.



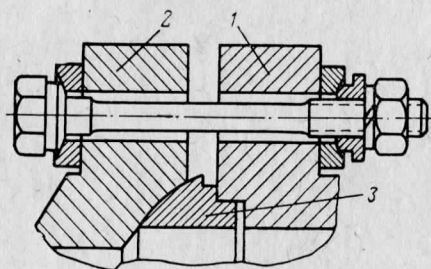
Фиг. 4.48. Детали трубчатой камеры сгорания.

1—жаровая труба, 2—кожух, 3—горловина.

В передней части жаровой трубы расположен завихритель (фиг. 4.50), служащий для стабилизации пламени. Завихритель представляет собой два кольца 1 и 2, к которым приварены лопатки 3, стоящие под углом к направлению воздушного потока.

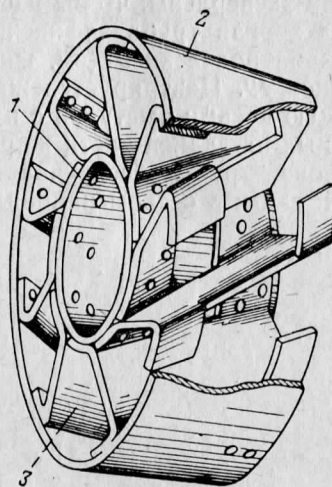
Ввод вторичного воздуха в жаровую трубу осуществляется через несколько рядов выполненных в ней отверстий. Для предупреждения появления трещин по краям отверстий их окантовывают специальными лопатками 16 (см. фиг. 4.47).

Для защиты материала жаровой трубы от воздействия горячих газов на двигателе ВК-1А применен метод создания защитного воздушного подслоя. Для этого на манжете 14 выполнен ряд мелких отверстий, создающих защитный подслей с внутренней стороны стенки.



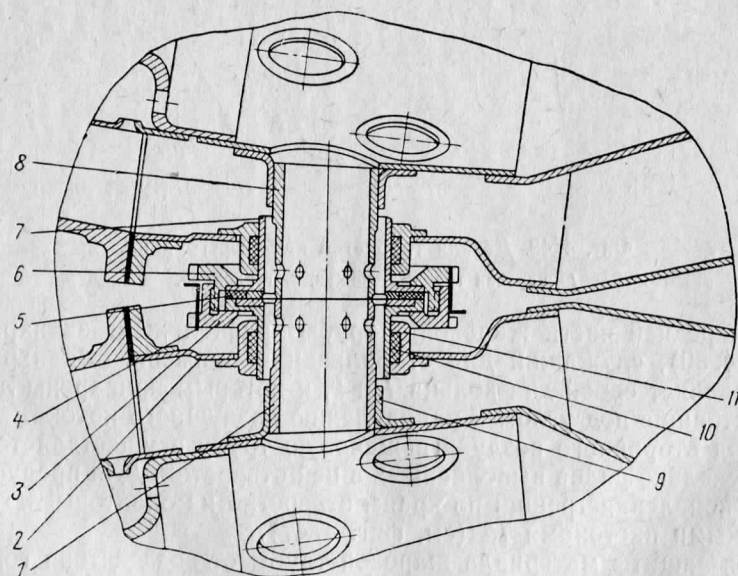
Фиг. 4.49. Крепление трубчатой камеры сгорания.

1—фланец горловины, 2—фланец патрубка, 3—сферическое кольцо.



Фиг. 4.50. Завихритель.

1 и 2—кольца, 3—лопатка.



Фиг. 4.51. Соединительный патрубок трубчатой камеры сгорания.

1 и 8—внутренние патрубки, 2—кожух, 3 и 6—гайки, 4—кольцо, 5—прокладка, 7—внешний патрубок, 9—втулка, 10—уплотнительное кольцо, 11—фланец.

Кожух камеры сгорания изготовлен из мягкой листовой стали. Он состоит из двух частей — цилиндрической и конической. Передняя часть снабжена фланцем 8 для соединения с горловиной, задняя — имеет сферическое уплотнительное кольцо 18. Этим кольцом камера входит с небольшим натягом в стальную хромированную втулку газосборника. Этим обеспечивается герметичность соединения, а кожух камеры получает возможность расширяться при нагреве.

Для поджигания смеси в жаровых трубах, не имеющих запальных устройств (они имеются только в 3 и 8-й камерах), а также для выравнивания давления жаровые трубы соединяются между собой с помощью соединительных патрубков. Эти же патрубки обеспечивают повторное поджигание смеси при самопроизвольном выключении отдельных камер.

Соединительный патрубок камеры двигателя ВК-1А (фиг. 4.51) состоит из внешних 7 и внутренних 1 и 8 патрубков. Внешние патрубки входят во фланцы 11 на кожухе 2, внутренние — во втулки 9 жаровых труб. Патрубки двух соседних камер зажимаются гайками 3 и 6, контровка осуществляется кольцом 4. Для уплотнения между фланцами патрубков ставится медно-асбестовая прокладка 5. Между кожухом и соединительным патрубком ставится уплотнительное кольцо 10 из графитированного асбестового шнура.

§ 2. ТРУБЧАТО-КОЛЬЦЕВЫЕ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

Трубчато-кольцевые камеры сгорания состоят из отдельных жаровых труб, аналогичных жаровым трубам трубчатой камеры сгорания, размещенных в кольцевой полости между компрессором и турбиной. Такие камеры установлены на ряде отечественных ТРД с осевым компрессором, в частности на двигателе АМ-3. Рассмотрим в качестве примера камеру, установленную на этом двигателе.

Камера сгорания двигателя (фиг. 4.52) имеет 14 жаровых труб 4. Эти трубы размещены в полости, образованной корпусом 2 камеры сгорания и кожухом 5 камеры, а также внутренней стенкой 8 диффузора и корпусом 6 вала турбины.

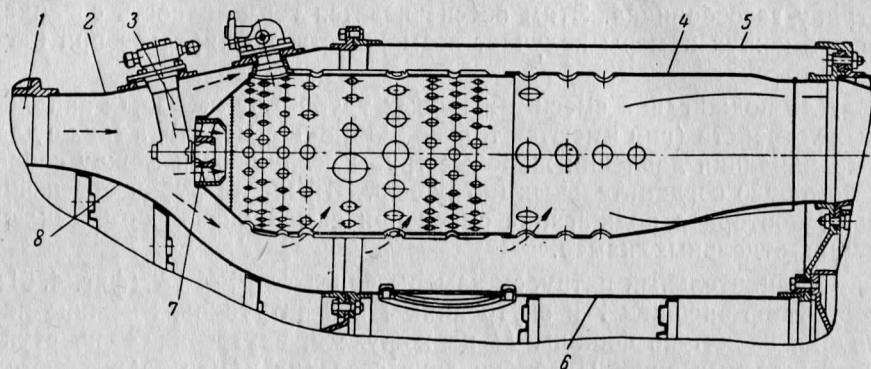
Диффузор камеры по своему назначению (он предназначен для уменьшения скорости воздуха, поступающего в камеру сгорания) соответствует горловине трубчатой камеры, он образован корпусом камеры и внутренней стенкой диффузора. В силовом отношении корпус и стенка диффузора объединены в узел при помощи лопаток 1 спрямляющего аппарата последней ступени компрессора.

Жаровая труба (фиг. 4.53) состоит из трех частей: конуса 1, гильзы 2 и смесительной части 3 трубы. Изготавливаются жаровые трубы сваркой из листовой жаропрочной стали ХН78Т.

Гильза, которая находится в особо тяжелых температурных условиях, имеет оребрение. Ребра на гильзе, выполненные с помощью фрезерования, улучшают теплоотвод. В то же время наличие ореб-

рения делает гильзу жаровой трубы более тяжелой и усложняет ее изготовление.

Около 25% воздуха, поступившего в камеру, направляется в жаровые трубы через завихритель 7 (см. фиг. 4. 52) и три ряда отвер-

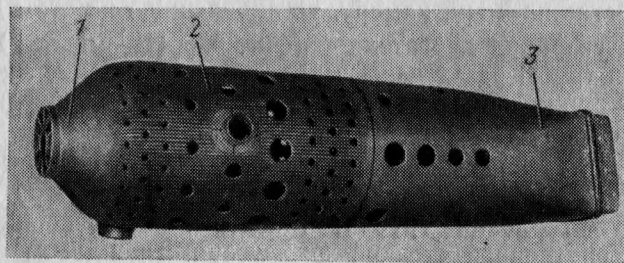


Фиг. 4. 52. Трубчато-кольцевая камера сгорания двигателя АМ-3.

1—лопатка спрямляющего аппарата, 2—корпус камеры сгорания, 3—форсунка, 4—жаровая труба, 5—кожух камеры сгорания, 6—корпус вала турбины, 7—завихритель, 8—внутренняя стенка диффузора.

стий на жаровых трубах. Завихритель конструктивно не отличается от завихрителя камеры ВК-1А, рассмотренного выше.

Через завихритель проходит небольшая часть воздуха, поступившего в камеру сгорания (примерно 2,5%). Основная часть воздуха проходит в полость, где расположены жаровые трубы. Часть



Фиг. 4. 53. Жаровая труба трубчато-кольцевой камеры сгорания.

1—конус, 2—гильза, 3—смесительная часть трубы.

этого воздуха поступает в жаровую трубу через первые ряды отверстий в гильзе. Другая часть воздуха поступает в жаровую трубу через остальные отверстия в трубе.

Жаровая труба передней частью опирается на форсунки 3. Форсунки воспринимают усилия от жаровых труб и передают их на корпус камеры сгорания.

В осевом направлении жаровые трубы зафиксированы относительно корпуса камеры корпусами воспламенителей; в трубах, где нет воспламенителей, фиксация осуществляется стаканами.

В задней части жаровые трубы имеют манжеты, которыми они опираются на раму соплового аппарата. При нагревании жаровые трубы могут свободно расширяться и при удлинении жаровой трубы манжета входит в окно рамы соплового аппарата.

Зажигание смеси при запуске двигателя производится с помощью воспламенителей, установленных в нескольких жаровых трубах. В остальные жаровые трубы пламя попадает через перепускные патрубки 1 и 2 (фиг. 4. 54) на смежных жаровых трубах.

Перепускные патрубки выполняют неодинаковыми по диаметру. Меньший по диаметру патрубок одной трубы телескопически входит в больший патрубок другой трубы с небольшим зазором. Патрубки эти приварены к жаровым трубам 3 и 4.

Кожухи трубчато-кольцевых камер сгорания являются силовыми элементами. Они обеспечивают силовую связь элементов газовой турбины и сопла с корпусом компрессора.

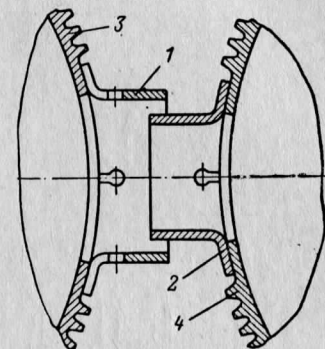
Кожух представляет собой барабан, сваренный из четырех частей. Задним фланцем он крепится к наружному корпусу соплового аппарата I ступени. На этот фланец установлены четыре подвески двигателя к самолету.

На камере сгорания двигателя АМ-3 предусмотрена возможность доступа к жаровым трубам для их осмотра и замены (для этого достаточно сдвинуть кожух камеры в сторону турбины).

§ 3. КОЛЬЦЕВЫЕ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

Кольцевые камеры сгорания имеют форму кольцевой полости, образованной внешним и внутренним кожухами камеры, которые, в свою очередь, образуют контуры проточной части камеры.

Кольцевые камеры более легки, компактны и жестки, чем трубчатые и отличаются более равномерным температурным полем газов на входе в турбину. Недостатком таких камер является трудность доводки (испытания камер требуют сложных установок с большими расходами воздуха), сложность осмотра жаровой тру-

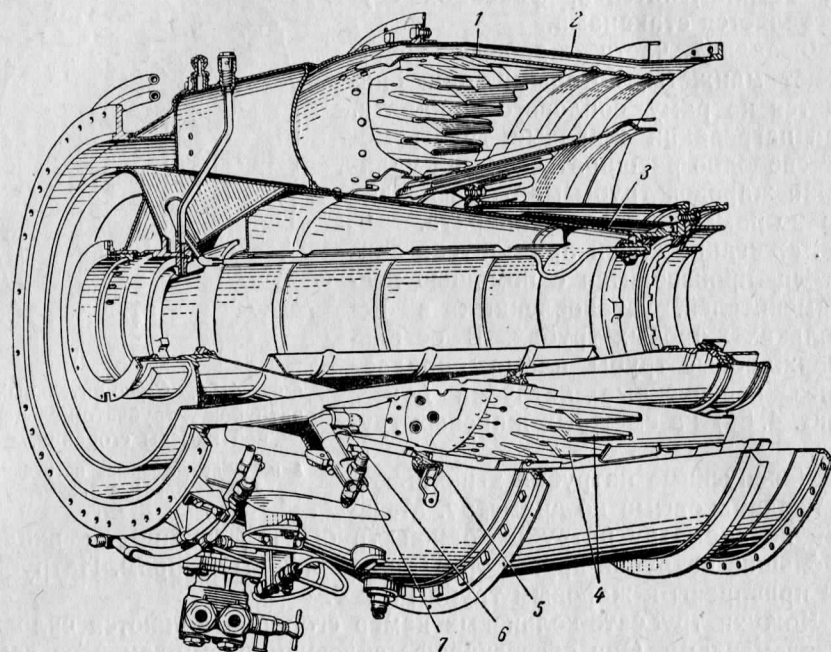


Фиг. 4. 54. Соединительный патрубок трубчато-кольцевой камеры сгорания.

1 и 2—перепускные патрубки, 3 и 4—жаровые трубы.

бы и замены отдельных частей камеры в эксплуатации, трудность обеспечения необходимой прочности и жесткости, особенно у двигателей большого диаметра.

Все же благодаря своим достоинствам этот тип камеры получает все большее распространение в ГТД.



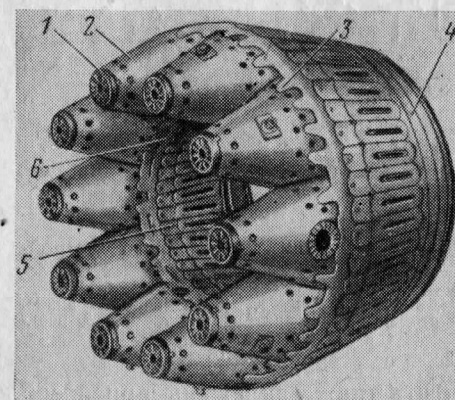
Фиг. 4.55. Кольцевая камера сгорания двигателя АИ-20А.

1—жаровая труба, 2—кожух наружный, 3—кожух внутренний, 4—сопла, 5—фиксирующий штифт, 6—завихритель, 7—рабочая форсунка.

На фиг. 4.55 показана кольцевая камера сгорания ТВД АИ-20А. Камера сгорания состоит из жаровой трубы 1 и кожухов — наружного 2 и внутреннего 3 — выполненных из жаростойкого листового материала.

Жаровая труба 1 крепится в наружном кожухе 2 только с помощью радиальных штифтов 5, установленных в одной поперечной плоскости. Задняя часть жаровой трубы свободно входит в соответствующее гнездо соплового аппарата турбины. Такое закрепление обеспечивает жаровой трубе свободу термического расширения, а также фиксирует ее в осевом направлении. Жаровая труба может также перемещаться и в диаметральной плоскости. Форсунки 7 при этом в своем креплении могут поворачиваться и перемещаться в радиальном направлении, не мешая жаровой трубе расширяться.

Жаровая труба показана на фиг. 4.56. Фронтальное устройство жаровой трубы состоит из десяти конических головок 2 и лопаточных завихрителей 1, в центре которых расположены форсунки. На



Фиг. 4.56. Жаровая труба кольцевой камеры сгорания.

1—лопаточный завихритель, 2—коническая головка, 3—наружное кольцо, 4—наружная жаровая рубашка, 5—внутренняя жаровая рубашка, 6—внутреннее кольцо.

головке имеются отверстия для прохода первичного воздуха (он поступает также через завихритель). Каждая головка приваривается к наружному 3 и внутреннему 6 кольцам, а последние соединяются заклепками с наружной 4 и внутренней 5 жаровыми рубашками.

Глава XIII

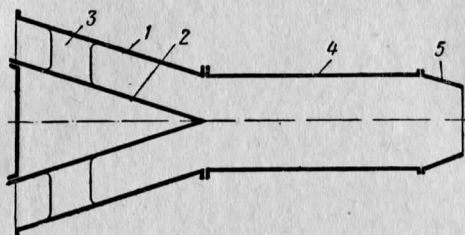
ВЫХЛОПНЫЕ УСТРОЙСТВА. ФОРСАЖНЫЕ КАМЕРЫ

Выхлопные устройства газотурбинных двигателей осуществляют преобразование потенциальной энергии газа в кинетическую, отводят газы за пределы самолета, а также выполняют задачу защиты частей самолета от нагрева.

В ТВД выхлопное устройство служит только для отвода газов за пределы самолета.

Выхлопное устройство состоит из следующих основных элементов (фиг. 4.57): выхлопной трубы 1, внутреннего конуса 2, стоек 3, удлинительной трубы 4 и реактивного сопла 5. В состав выхлопного устройства может также входить форсажная камера, устанавлива-

емая между газовой турбиной и реактивной насадкой (устанавливается на месте выхлопной и удлинительной труб). В выхлопное



Фиг. 4.57. Схема выхлопного устройства.

1—выхлопная труба, 2—внутренний конус, 3—стойка, 4—удлинительная труба, 5—реактивное сопло.

устройство могут быть также включены приспособления для реверсирования и девиации тяги.

Выхлопные устройства могут выполняться как с нерегулируемыми, так и с регулируемыми насадками (соплами).

§ 1. НЕРЕГУЛИРУЕМЫЕ ВЫХЛОПНЫЕ УСТРОЙСТВА

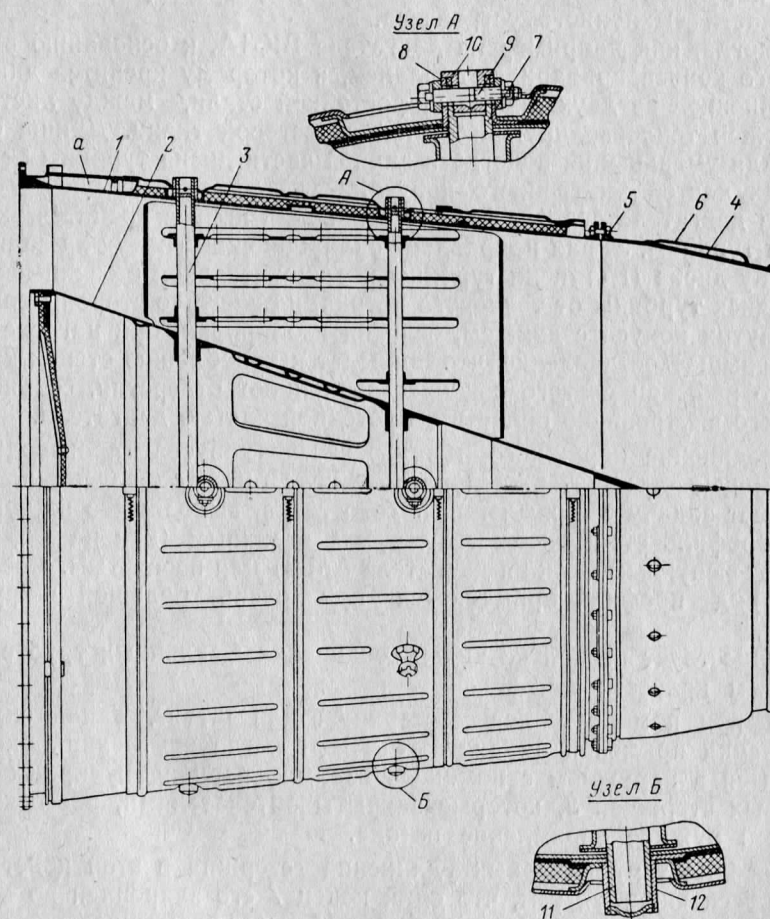
Нерегулируемые выхлопные устройства устанавливают на двигателях без форсажных камер. Такие двигатели предназначены для самолетов, скорость полета которых не превышает $M=1,5-1,8$.

Выхлопное устройство двигателя показано на фиг. 4.58.

Выхлопная труба 1 выполняется с помощью сварки из листовой нержавеющей стали толщиной 1,2—1,5 мм. Выхлопная труба имеет два точеных фланца, приваренных к ней роликовой сваркой. Передний фланец служит для крепления трубы к корпусу турбины (на ВК-1А) или к корпусу соплового аппарата II ступени (на двигателе АМ-3). Задний фланец служит для крепления реактивного сопла или удлинительной трубы. Фланцы эти на некоторых двигателях выполнены с вырезами между отверстиями под болты. Вырезы облегчают фланцы и уменьшают их склонность к короблению и усадке.

Выхлопные трубы ряда двигателей снабжены теплоизоляцией, которая уменьшает потери тепла и предохраняет самолетные детали от нагрева. Теплоизолирующими материалами являются асбестовая ткань и алюминиевая фольга. Например, на двигателях ВК-1А и АМ-3 теплоизоляция состоит из слоя асбестовой ткани и 4—5 слоев гофрированной алюминиевой фольги. Между асбестовой тканью и фольгой или между листами фольги укладывают сетку из спиральной проволоки. Весь теплоизолирующий пакет закрыт кожухом из алюминиевого сплава.

Гофрированная многослойная фольга создает большое количество замкнутых воздушных полостей, что делает такую теплоизоляцию легкой и эффективной.



Фиг. 4.58. Выхлопное устройство двигателя ВК-1А.

a—кольцевая полость, 1—выхлопная труба, 2—внутренний конус, 3—стержень, 4—сопло, 5—фланец, 6—кожух, 7—верхний конец стержня, 8—втулка, 9—болт, 10—заглушка, 11—нижний конец стержня, 12—втулка.

В передней части выхлопной трубы на некоторых двигателях (ВК-1А) имеется кольцевая полость a, служащая для подогрева воздуха, идущего на обогрев кабины летчика.

Внутренний конус 2 сваривается из листов жаростойкой стали. Для предотвращения обгорания задней кромки конуса к ней приваривают точеный наконечник.

Внутренний конус является обтекателем ротора турбины. Вместе с наружным конусом он обеспечивает нужный профиль проточной части выхлопного устройства.

Иногда, как например на двигателе ВК-1А, к основанию внутреннего конуса приваривают фланец, к которому крепится днище, выполненное из двух листов жаростойкой стали, между листами проложен теплоизолирующий слой асбестовой ткани. Днище служит для уменьшения подогрева задней части диска турбины от нагретых частей внутреннего конуса.

На двигателе АМ-3 к фланцу основания конуса крепится экран диска турбины. Экран направляет охлаждающий воздух на заднюю сторону диска II ступени турбины и в значительной степени изолирует диск турбины от теплового потока, идущего со стороны сопла.

Внутри конуса с днищем, если он изолирован, при нагреве будет повышаться давление, что приведет к короблению стенок конуса. Во избежание этого в конусе выполняют отверстия, сообщающие его внутреннюю полость с проточной частью двигателя.

Соединение наружного и внутреннего конусов производится с помощью стоек, стержней или штанг. Стойки одновременно выполняют задачу выпрямления потока газов, выходящего из турбины. Профиль стойки может быть симметричным (как на ВК-1А), плоско-выпуклым (как на двигателе АМ-3) или изогнутым. Последний вид профиля применяется при очень большой закрутке газа.

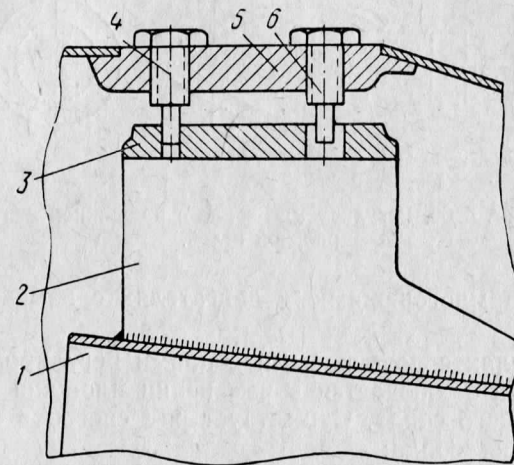
Существует несколько видов соединения выхлопных труб с наружным конусом:

1) при помощи силовых стержней или штанг. Такой способ крепления применен на двигателе ВК-1А, где внутренний конус крепится в наружном с помощью взаимно перпендикулярных пар силовых стержней 3, которые закрыты обтекателями, обеспечивающими нужное спрямление потока.

Свобода температурных удлинений стержня в этой конструкции обеспечивается тем, что один конец 7 его закреплен во втулке 8 болтом 9 (узел А), другой конец 11 имеет возможность свободно перемещаться во втулке 12 (узел Б). Заглушки 10 предотвращают прорыв газов. Между стойками и стенками наружного и внутреннего конуса устанавливается зазор (при холодном состоянии двигателя), так как стойки (обтекатели) при нагреве во время работы двигателя удлиняются;

2) жесткое крепление с одним из конусов применено в выхлопном устройстве двигателя АМ-3 (фиг. 4.59), в котором стойки 2 приварены к стенке внутреннего конуса 1. С наружной стенкой каждый обтекатель соединен двумя радиальными винтами 4 и 6, расположенными по образующей стенки. Винт 4 (передний) резь-

бовой частью ввернут в бобышку 5 наружного конуса, а цилиндрической частью он входит в бобышку 3, приваренную к обтекателю. Развороту стоек препятствует задний болт 6. Он также может перемещаться в осевом направлении в бобышке 3. Такая конструкция обеспечивает возможность радиального расширения внутреннего конуса и стоек, а также расширение наружной трубы в осевом направлении относительно стоек.



Фиг. 4.59. Схема выхлопного устройства двигателя АМ-3.

1—конус, 2—стойка, 3—бобышка, 4—передний винт, 5—бобышка наружного конуса, 6—задний винт.

Для двигателя предусматриваются сопла с различным диаметром на выходе. Заменой сопла производится подбор заданных параметров двигателя.

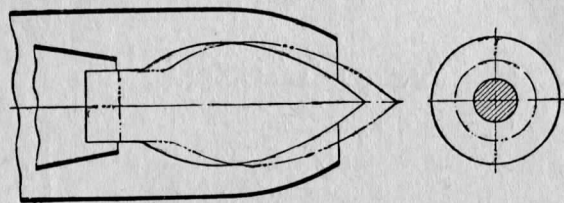
К обечайке сопла двигателя ВК-1А приварен точеный фланец 5, с помощью которого производится крепление сопла к выхлопной или удлинительной трубе (см. фиг. 4.58). Охлаждение сопла производится воздухом, который благодаря эжектирующей способности струи газов, выходящей из двигателя, проходит по кольцевой щели между соплом 4 и кожухом 6. На ряде двигателей движение воздуха происходит за счет скоростного напора.

Некоторые двигатели имеют легкоъемные крепления сопла с помощью разъемного кольца.

Нерегулируемые выхлопные устройства могут быть также и сверхзвуковыми. Они применяются на однорежимных сверхзвуковых двигателях без форсажа. Отличаются они от рассмотренных выше выхлопных устройств конструкцией реактивного сопла (насадки), имеющего расширяющийся участок.

§ 2. РЕГУЛИРУЕМЫЕ ВЫХЛОПНЫЕ УСТРОЙСТВА

Регулируемые дозвуковые выхлопные устройства применяются главным образом на двигателях с дозвуковыми реактивными соплами и форсажной камерой. Регулируемые сверхзвуковые выхлопные устройства применяются как на двигателях с форсированием

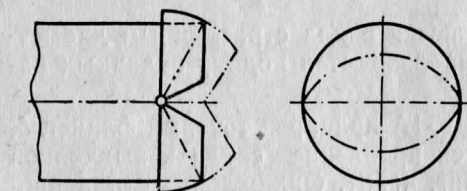


Фиг. 4.60. Регулируемое сопло с подвижной центральной иглой.

тяги, так и на многорежимных двигателях с изменяемой геометрией.

На двигателях с дозвуковыми соплами регулирование выхлопного устройства заключается в изменении площади выходного сечения реактивного сопла. Существует ряд способов изменения выходного сечения сопла:

1) сопло с подвижной центральной иглой (фиг. 4.60). При выдвигании центральной иглы в двигателе меняется площадь выходного сечения сопла (при выдвигании уменьшается, при вдвижении — увеличивается). Управление иглой производится механическим путем или с помощью гидравлического сервомотора.



Фиг. 4.61. Регулируемое двухстворчатое сопло.

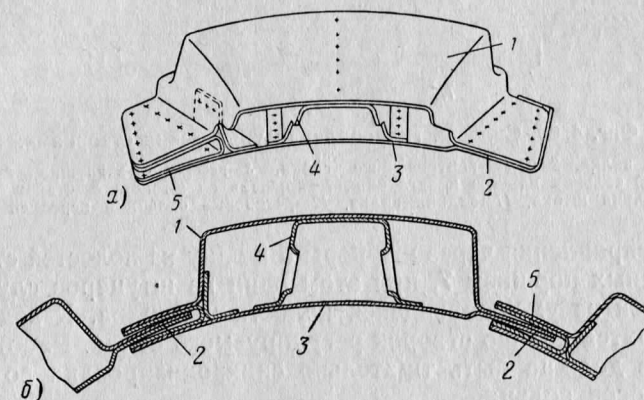
Применение данного достаточно простого способа изменения выходного сечения сопла ограничено, так как связано с решением трудной проблемы охлаждения самой иглы и механизма управления ею. Кроме того, для получения значительного изменения площади сечения сопла в такой конструкции требуется большое перемещение иглы, что влечет за собой увеличение размеров и утяжеление сопла;

2) створчатое сопло. По конструкции и по управлению наиболее простым является двухстворчатое сопло (фиг. 4.61). В закрытом положении створок выходное сечение сопла имеет овальную форму, в открытом их положении сечение сопла увеличивается, принимая форму круга.

Наибольшее распространение получило многостворчатое сопло. Такое сопло обеспечивает форму струи газов, близкую к кругу.

Конструкцию многостворчатого сопла см. на фиг. 4.71. Сопло состоит из восьми створок 24 и кольца 21 створок. Материалом для створок служат сплавы ВЖ98 и ХН78Т, а для кольца створок — сталь Х18Н9Т.

Каждая из створок сопла (фиг. 4.62, а) — коробчатой конструкции, что придает ей достаточную жесткость и обеспечивает охлаждение створок потоком воздуха. Створка сопла имеет наружную 1 и внутреннюю 3 стенки и ребро 4. Внутренняя и наружная стенки



Фиг. 4.62. Соединение створок многостворчатого сопла.

1—наружная стенка, 2—плоская полка, 3—внутренняя стенка, 4—ребро, 5—полка.

сопла образуют две полки: одна из них 2 плоская, другая 5 выполнена в виде паза. В собранном виде (фиг. 4.62, б) плоская полка одной створки входит в паз другой створки и тем самым создается замок, препятствующий прорыву газов.

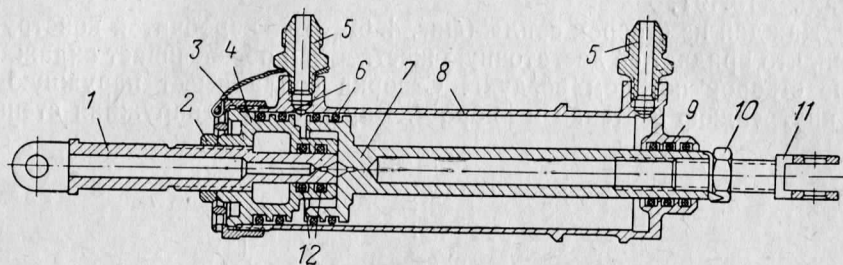
Каждая створка крепится шарнирно с помощью двух петель к фланцу 20 створок (см. фиг. 4.71), для чего на фланце имеется восемь пар ушков.

Кольцо створок имеет четыре пары ушков, с помощью которых оно крепится шарнирно четырьмя болтами к хвостовикам штоков силовых цилиндров 18. К внутренней поверхности кольца створок приклепаны медные планки 23, покрытые слоем графита, благодаря чему уменьшается трение кольца о створки. С целью уменьшения износа наружная поверхность створок, соприкасающаяся с кольцом створок, хромирована.

Положение кольца створок определяет диаметр сопла двигателя. При движении кольца вперед (по направлению полета) оно сжимает створки, образуя минимальное сечение сопла. При движении кольца назад (против полета) створки освобождаются и под

действием силы давления выходящих газов образуют максимальное выходное сечение сопла.

Управление створками происходит с помощью трех силовых гидроцилиндров, поршни которых передвигаются под воздействием гидросмеси. Гидроцилиндр показан на фиг. 4.63. Гидросмесь подается

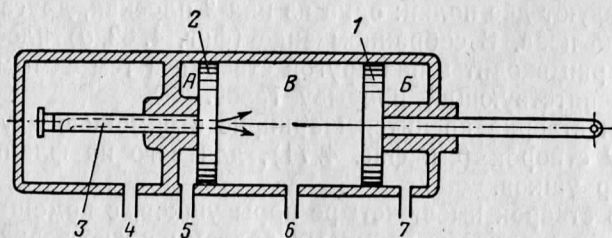


Фиг. 4.63. Силовой гидроцилиндр управления створками.

1—передняя вилка, 2 и 10—контрольные гайки, 3—гайка, 4—заглушка, 5—штуцеры, 6—резиновый сальник поршня и заглушки, 7—поршень со штоком, 8—стакан, 9—резиновый сальник штока, 11—задняя вилка, 12—резиновые сальники передней вилки.

кранами управления через штуцеры 5 в одну из полостей стакана 8, образованных поршнем 7, при этом один из штуцеров служит для слива смеси из уменьшающейся полости цилиндра. К задней вилке 11 крепится кольцо створок регулируемого сопла. Работа гидроцилиндров должна быть тщательно синхронизирована во избежание перекосов кольца.

В настоящее время вместо двухпозиционных сопел применяют сопла с несколькими фиксированными их положениями и с непрерывным регулированием выходного сечения. Схема гидроцилиндра для трехпозиционного сопла изображена на фиг. 4.64.



Фиг. 4.64. Схема силового гидроцилиндра управления створками трехпозиционного сопла.

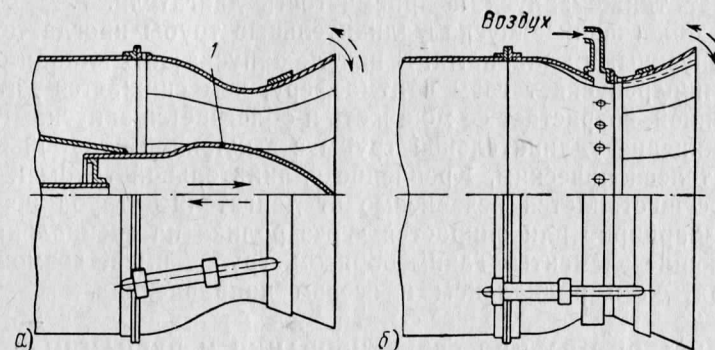
1—поршень, 2—поршень-упор, 3, 4, 5, 6 и 7—каналы, А, В, В—полости.

В гидроцилиндре, кроме основного поршня 1, установлен поршень-упор 2. Для перемещения поршней нужно подать гидросмесь по каналам 5 и 7 в полости А и В и слить смесь из полости В по каналу 6. Ввиду разности эффективной площади поршней 1 и 2, пор-

шень 2 установится в возможное для него крайнее правое положение, при этом он будет упором для поршня 1 при движении последнего влево.

Для максимального открытия сопла нужно подать смесь по каналам 3 и 4, а по каналам 5 и 7 слить смесь из полостей А и В. Наконец, минимальное прикрытие сопла достигается подачей смеси по каналу 7 в полость В и сливом смеси из полостей А и В.

В сверхзвуковом регулируемом выхлопном устройстве регулированию подвергаются как выходное, так и критическое сечения



Фиг. 4.65. Схемы регулируемых сопел.

1—передвижная игла.

сопла. Из большого количества возможных вариантов таких устройств рассмотрим несколько принципиальных схем.

На фиг. 4.65, а изображена схема регулируемого сопла, в котором изменение критического сечения осуществляется с помощью подвижной иглы 1, а выходное сечение — поворотом створок. Недостаток этого способа заключается в том, что центральная игла вместе с механизмом привода размещена в зоне высоких температур и требует интенсивного охлаждения. Сопло такой схемы сложно и громоздко.

На фиг. 4.65, б показана принципиальная схема регулируемого сопла, у которого выходное сечение может меняться поворотом створок, а критическое сечение — с помощью аэродинамического поджатия струей воздуха из компрессора, подаваемого через окна в сопле. Такой способ регулирования не обеспечивает плавного изменения выходного сечения сопла.

§ 3. УДЛИНИТЕЛЬНЫЕ ТРУБЫ

На некоторых самолетах двигатель устанавливается таким образом, что длина выхлопной трубы оказывается недостаточной. В этих случаях для вывода горячих газов используют удлинительные трубы.

Удлинительная труба имеет форму цилиндра, устанавливается она между выхлопной трубой и реактивным соплом. По конструкции труба ничем не отличается от наружного конуса выхлопной трубы. При очень большой длине труба выполняется из нескольких секций. Длина трубы зависит от места установки двигателя на самолете — в фюзеляже или гондоле двигателя.

Установка удлинительной трубы в значительной степени увеличивает длину газового тракта, вследствие чего возрастают гидравлические потери, уменьшающие тягу. Наличие удлинительной трубы ухудшает также запуск и приемистость двигателя.

Для облегчения запуска удлинительные трубы иногда снабжают перепускными клапанами. В начале запуска этот клапан открывается и перепускает газы в атмосферу, чем снижается давление за турбиной, возрастает ее мощность и облегчается запуск.

Соединение удлинительной трубы с выхлопной трубой выполняется телескопическим. Крепление удлинительной трубы к фюзеляжу осуществляется независимо от двигателя — труба подвешивается шарнирно или опирается через ролики на специальные направляющие элементы. Таким образом, труба имеет возможность расширяться в радиальном и осевом направлениях.

§ 4. УСТРОЙСТВА ДЛЯ РЕВЕРСИРОВАНИЯ И ДЕВИАЦИИ ТЯГИ

Современные самолеты для взлета и посадки требуют на аэродромах больших взлетно-посадочных полос. Посадочные характеристики самолетов могут быть значительно улучшены при применении устройств торможения самолета во время посадки с помощью создания отрицательной тяги, получаемой благодаря реверсивному устройству. При реверсировании тяги происходит изменение направления газового потока, вытекающего из двигателя, на угол α от 90 до 180 градусов. Реверсирование также улучшает и маневренные свойства самолета.

В зависимости от способа, с помощью которого производится поворот газового потока, реверсивные устройства можно разделить на два типа:

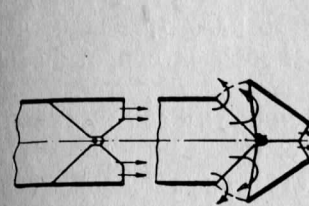
- 1) реверсивные устройства, поворачивающие поток механическим способом;
- 2) реверсивные устройства, поворачивающие поток аэромеханическим способом.

К первому типу, применяемому наиболее широко, относится устройство, изображенное на фиг. 4.66. Две створки реверсивного устройства составляют часть выхлопной трубы двигателя. При включении реверса эти створки поворачивают поток и создают отрицательную тягу. Такая схема отличается простотой конструкции и малой силой тяжести (весом).

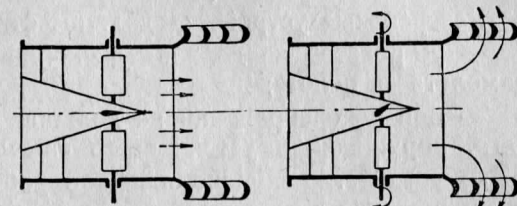
Схема реверсивного устройства второго типа изображена на фиг. 4.67. Реверсивное устройство снабжено лопатками, которые при выключенном реверсе расположены по потоку. При включении

реверса лопатки поворачиваются, поток газа закручивается и под действием центробежных сил направляется на лопатки, которые и поворачивают поток.

В рассмотренных примерах поворот газового потока производится за соплом двигателя, но возможен поворот потока и перед

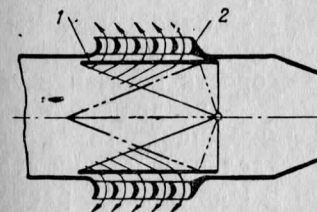


Фиг. 4.66. Принципиальная схема двухстворчатого регулируемого реверсивного устройства.



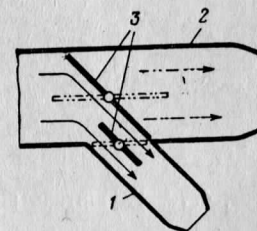
Фиг. 4.67. Принципиальная схема реверсивного устройства с предварительной закруткой потока.

соплом. Одно из устройств такого типа представлено на фиг. 4.68. Оно состоит из двух створок 1 и боковых кольцевых окон 2 специального профиля. Створки являются частью стенок удлинительной трубы и перекрывают боковые окна. При включении реверса створки выдвигаются в поток. При этом они образуют заслонку, имеющую форму клюва и направленную навстречу потоку газов. Одновременно открываются два боковых окна и поток, поворачиваясь, через открытые заслонки фюзеляжа выбрасывается в атмосферу.



Фиг. 4.68. Принципиальная схема реверсивного устройства с выпуском газа перед соплом.

1—створка, 2—боковое кольцевое окно.



Фиг. 4.69. Принципиальная схема устройства для девиации тяги.

1—дополнительная реактивная труба, 2—основная реактивная труба, 3—заслонки.

Девиацией тяги называется изменение направления тяги путем отклонения газового потока на угол $< 90^\circ$ в сторону земли. При таком отклонении тяги возникает вертикальная составляющая тяги, позволяющая уменьшить посадочную скорость.

Устройство для девиации тяги (фиг. 4.69) представляет собой дополнительную реактивную трубу 1, установленную под углом к основной трубе 2. В дополнительную трубу газ направляется с помощью заслонки 3.

Устройства для девиации тяги могут также выполняться в виде гибкой металлической трубы, способной отклоняться на угол до 90° .

Реверсивные устройства должны отвечать ряду требований:

— устройство не должно увеличивать лобовое сопротивление самолета в полете;

— при реверсировании не должна возникать асимметричная тяга, нарушающая устойчивость самолета;

— устройство должно надежно работать при обтекании горячими газами.

§ 5. УСТРОЙСТВА ДЛЯ ГЛУШЕНИЯ ШУМА

Наибольший шум при работе газотурбинного двигателя возникает от выходящего из двигателя газового потока. Шум при этом создается вследствие турбулентного смешения газового потока с окружающим воздухом. Этот аэродинамический шум особенно силен при взлете, наборе высоты и полете с большими скоростями.

Глушение шума ГТД может осуществляться рядом методов:

— уменьшением скорости струи выходящих газов;

— одновременным уменьшением площади струи и скорости истечения газов;

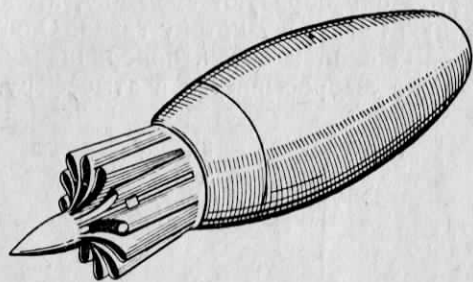
— раздроблением струи выходящих газов на ряд отдельных мелких струй.

Наибольшее распространение получил способ шумоглушения путем раздробления струи газов на несколько мелких струй.

На фиг. 4.70 показано сопло двигателя с устройством для уменьшения шума. Такое сопло, имеющее гофрированную форму на выходе и центральное тело, кроме раздробления струи уменьшает ее скорость смешением отдельных струй газа с холодным заборным воздухом.

Применение устройств для шумоглушения связано с уменьшением тяги двигателя, что объясняется:

1) возрастанием внутренних сопротивлений при прохождении потока газов по соплу (из-за наличия сложных каналов глушителя);



Фиг. 4.70. Глушитель шума.

2) увеличением внешнего сопротивления gondoly двигателя, так как последняя при применении шумоглушения имеет большое поперечное сечение.

§ 6. ФОРСАЖНЫЕ КАМЕРЫ

Форсажная камера состоит из следующих основных элементов: диффузора, стабилизатора пламени, собственно камеры сгорания, устройств для впрыска и воспламенения топлива, регулируемого сопла.

К форсажным камерам сгорания предъявляют ряд требований. Основные из них:

1) обеспечение устойчивого сгорания топлива во всем диапазоне скоростей и высот полета;

2) надежное включение камеры на всех высотах.

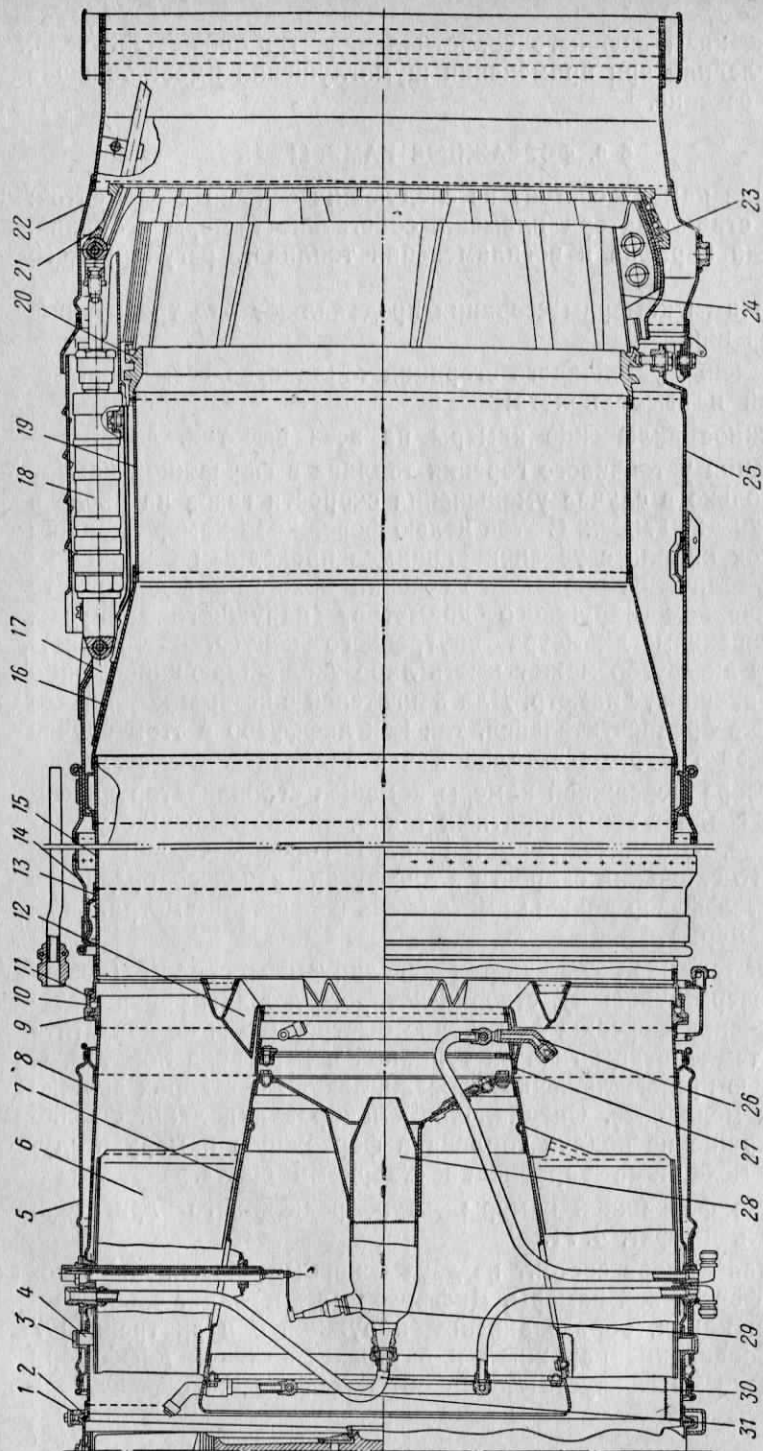
Организация устойчивого горения топлива в форсажной камере возможна только в случае уменьшения скорости газов на входе в камеру до 120—200 м/сек. С этой целью форсажная камера должна иметь участок канала с увеличивающимся проходным сечением — диффузор. Увеличение проходного сечения может быть достигнуто либо увеличением наружного диаметра (наружного конуса), либо уменьшением диаметра внутреннего конуса. В соответствии с этим диффузор может иметь либо увеличивающийся, либо постоянный внешний диаметр. Для двигателей с осевым компрессором последнее предпочтительней, так как диффузор в этом случае не выходит за габариты остальной части двигателя.

В диффузоре форсажной камеры помещен стабилизатор пламени, который создает зоны обратных токов, обеспечивающие устойчивое горение. Обеспечение устойчивого горения только путем значительного снижения скорости в диффузоре нецелесообразно (в этом случае диффузор должен иметь очень большие диаметральные и осевые размеры).

Форсажная камера снабжается регулируемым соплом (дозвуковым или сверхзвуковым), створки которого должны раскрываться при включении форсажа достаточно быстро, чтобы не допустить повышения температуры газа за турбиной и перегрева лопаток. С этой же целью при выключении форсажа закрытие створок должно происходить медленнее. Специальная блокировка должна обеспечивать прекращение подачи топлива в форсажную камеру в случае отказа механизма управления створками сопла.

Устройство форсажной камеры турбореактивного двигателя можно видеть на фиг. 4.71.

Форсажная камера состоит из двух основных частей: диффузора и трубы форсажной камеры. Диффузор представляет собой расширяющийся канал, образованный наружной 8 и внутренней 7 стенками. Соединение наружной и внутренней стенок диффузора осуществляется пятью пустотелыми обтекателями 6. В диффузоре



Фиг. 4. 71. Форсажная камера турбореактивного двигателя.

1—быстроразъемное кольцо, 2—передний фланец, 3—стакан, 4—палец, 5—капот, 6—обтекатель, 7—внутренняя стенка, 8—наружная стенка, 9—задний фланец, 10—быстроразъемное кольцо, 11—передний фланец, 12—стабилизатор, 13—бандаж, 14—капот, 15—передняя секция, 16—средняя секция, 17—кромштейн, 18—силовой гидроцилиндр, 19—задняя секция

20—задний фланец, 21—кольцо створок, 22—эжектор, 23—медная планка, 24—створка, 25—кожух, 26—задний топливный коллектор, 27—проставка, 28—воспламенитель диффузора, 29—электрическая свеча, 30—трубка, 31—передний топливный коллектор.

расположен стабилизатор, воспламенитель с электрической свечой 29, топливные коллекторы 26 и 31.

Наружная 8 стенка диффузора имеет два приваренных фланца: передний 2 и задний 9. Передним фланцем диффузор с помощью быстроразъемного кольца 1 прикреплен к корпусу соплового аппарата II ступени. Задний фланец позволяет закреплять к диффузору трубу форсажной камеры (также с помощью быстроразъемного кольца 10).

Внутренняя 7 стенка диффузора имеет форму усеченного конуса. Изготовлена она из стали X18H9T. В задней части к внутренней стенке приварен бандаж.

Обтекатели 6 изготовлены из сплава ХН78Т. К внутренней стенке диффузора обтекатель крепится винтами. Кроме этого, каждый обтекатель фиксируется в стакане 3 пальцем 4. Между обтекателем и наружной стенкой имеется зазор, позволяющий как обтекателям, так и внутренней стенке свободно расширяться при нагреве.

Стабилизатор 12 форсажной камеры — сварной конструкции, выполнен из сплава ЭИ602. С помощью своего фланца стабилизатор крепится к проставке 27, а последняя — к внутренней стенке диффузора.

Надежное зажигание топлива при запуске форсажной камеры обеспечивается с помощью специального воспламенителя 28. Воспламенитель — сварной конструкции, закреплен болтами к внутренней стенке диффузора. К воспламенителю подводится карбюрированная топливо-воздушная смесь по трубке 30, запал смеси обеспечивается электрической свечой 29. Факел пламени, выбрасываемый из воспламенителя во время его работы, поджигает форсажное топливо.

Подвод топлива в форсажную камеру производится с помощью переднего 31 и заднего 26 топливных коллекторов. К коллекторам приварены трубки с одноканальными центробежными форсунками, подающими топливо навстречу потоку под углом 45°. В отличие от переднего коллектора задний имеет две пусковые форсунки, которые подают топливо в зону стабилизатора диффузора форсажной камеры.

Тепловая изоляция коммуникаций двигателя и самолета в зоне диффузора обеспечивается постановкой капота 5.

В трубе форсажной камеры происходит горение впрыснутого форсунками топлива. Корпус трубы состоит из трех секций: двух цилиндрических (передней 15, задней 19) и средней 16 конусной. Все секции выполнены из сплава ЭИ602. К трубе приварены фланцы: передний 11 и задний 20. За передний фланец быстроразъемным кольцом труба телескопически соединена с диффузором. Задний фланец или фланец створок имеет восемь пар ушков, к которым прикреплены створки сопла. На фланце створок имеются также две подвески для крепления форсажной камеры на самолете. Для повышения жесткости трубы к ней приварены бандажи 13.

На наружной поверхности средней (конусной) части трубы имеются четыре кронштейна 17 для крепления силовых гидроцилиндров 18.

Тепловая изоляция коммуникаций самолета и двигателя в зоне трубы форсажной камеры обеспечивается капотами 14, а также кожухом 25 силовых гидроцилиндров. Для охлаждения задней части трубы служит эжектор 22, прикрепленный к кожуху силовых гидроцилиндров.

Глава XIV

СИЛОВЫЕ СИСТЕМЫ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ. ПРИВОДЫ АГРЕГАТОВ

§ 1. СИЛЫ И МОМЕНТЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В ДВИГАТЕЛЕ

При работе газотурбинного двигателя на его детали и узлы действуют различного характера и происхождения нагрузки в виде сил и моментов. Нагрузками, действующими на узлы и детали, являются: газовые, массовые, температурные и механические силы.

Газовыми являются силы, действующие на поверхности деталей со стороны газового потока. Они создаются давлением газа на поверхности деталей и силами трения газа.

Массовыми силами являются силы инерции, возникающие при эволюциях самолета, сила тяжести (вес) и другие нагрузки.

Температурные силы возникают в том случае, если не обеспечена свобода теплового расширения деталей, жестко закрепленных между собой и нагретых до различной температуры, или выполненных из материалов, имеющих различный коэффициент линейного расширения.

Температурные силы вызывают напряженное состояние деталей, но не передаются на узлы крепления двигателя к самолету.

К механическим силам относятся силы трения в подшипниках, муфтах, зубчатых передачах и т. п.

Часть этих нагрузок замыкается в самом двигателе, часть передается на узлы крепления двигателя к самолету.

Эти же нагрузки в зависимости от направления действия можно подразделить на группы: 1) осевые силы; 2) окружные силы; 3) радиальные силы; 4) крутящие моменты и опрокидывающие или разворачивающие моменты.

К осевым силам относятся осевые составляющие газовых сил и силы инерции масс деталей (в случае, если ускорение направлено по оси).

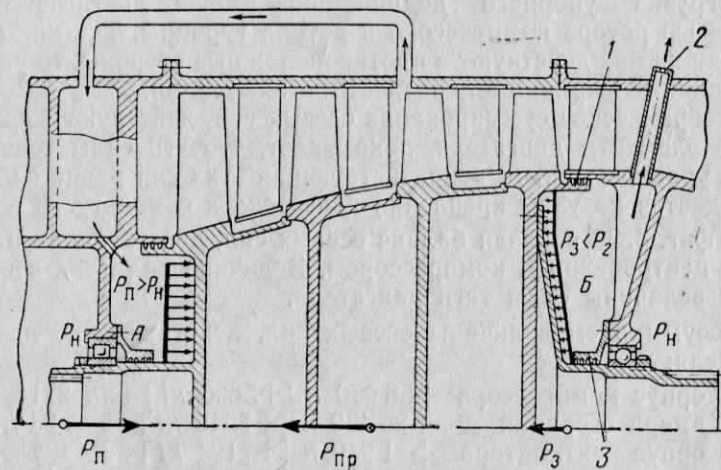
К окружным силам относятся окружные составляющие газовых сил.

К радиальным силам относятся радиальные составляющие газовых сил, сила тяжести (вес), опорные реакции ротора при действии гироскопического момента, силы инерции масс ротора.

Крутящие моменты относительно оси двигателя создаются окружными составляющими газовых сил. К опрокидывающим или разворачивающим моментам относятся гироскопические моменты ротора.

Газовая сила

Газовая сила, создаваемая давлением газа на поверхности деталей и силами трения газа, является причиной возникновения осевых, радиальных и окружных сил.



Фиг. 4.72. К определению осевой силы ротора компрессора.
1 и 3—лабиринты, 2—жиклер.

Осевые составляющие газовых сил приложены ко всем элементам ТРД и ТВД. Часть осевых составляющих совпадает с направлением полета самолета, другая их часть направлена против полета.

В качестве примера осевой силы рассмотрим осевую составляющую газовой силы P_K , действующую на ротор осевого компрессора (фиг. 4.72). Эта сила может быть определена следующим образом:

$$P_K = P_{пр} - P_{п} + P_3,$$

где $P_{пр}$ — осевая сила, действующая на проточную часть ротора;

$P_{п}$ — осевая сила от давления воздуха на передний торец ротора;

P_a — осевая сила от давления воздуха на задний торец ротора.

Осевая составляющая газовой силы, действующей на ротор компрессора, всегда направлена в сторону полета.

Если полость A сообщена с проточной частью до компрессора, где давление понижено, а полость B — с проточной частью за компрессором, где давление повышено, то осевая сила P_k , передающаяся на упорный подшипник, может достичь очень большой величины (до 1000% тяги). Поэтому полости A и B изолируют от проточной части лабиринтами. В полость A подводится воздух с повышенным давлением от одной из промежуточных ступеней компрессора. В полости B с помощью воздушного лабиринта 1, лабиринта 3 и срабатывающего жиклера 2 поддерживается давление, равное 0,15—0,18 Мн/м² [1,5—1,8 кг/см²]. Этим удастся снизить величину P_k до значения, равного 200—300% тяги.

Разгрузка упорного подшипника также достигается осевой связью ротора компрессора и ротора турбины. Так как осевые нагрузки на них действуют в противоположные стороны, то упорный подшипник воспринимает разность этих усилий.

Алгебраическое суммирование осевых сил, действующих на различные элементы двигателя, показывает, что эти силы только частично уравновешены. Равнодействующая этих сил равна силе тяги и передается на узлы крепления двигателя к самолету.

На фиг. 4.73 показан баланс осевых сил, действующих на узлы ТРД с центробежным компрессором. Величина сил дана в процентах от величины силы тяги двигателя.

Просуммируем величины осевых сил, действующих на узлы двигателя:

- | | | |
|-----------------------|----------------------|------------|
| 1. Корпус компрессора | +56 950 н [+5695 кг] | или 211 %. |
| 2. Камера сгорания | +25 450 н [+2545 кг] | » 94 %. |
| 3. Корпус вентилятора | +1 940 н [+194 кг] | » 7 %. |
| 4. Корпус подшипника | +3 180 н [+318 кг] | » 12 %. |
| 5. Внутренний конус | +1 280 н [+128 кг] | » 5 %. |

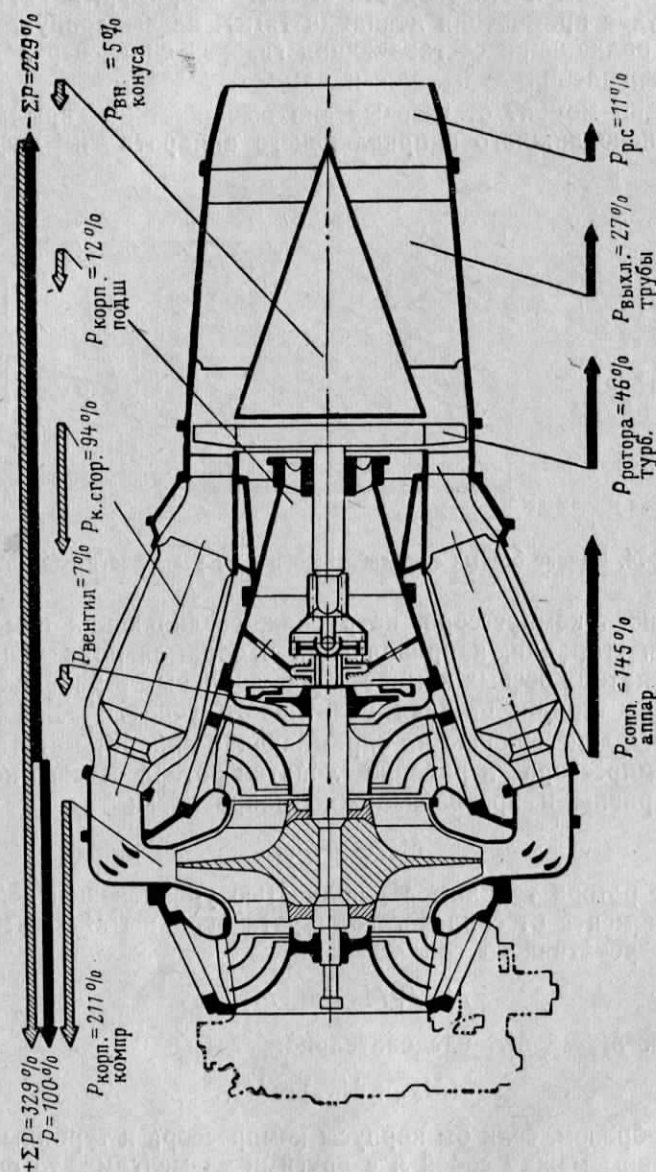
Итого осевая сила, действующая по полету, равна +88 800 н [+8880 кг] или 329%.

- | | | |
|---------------------|----------------------|------------|
| 1. Сопловой аппарат | —39 000 н [—3900 кг] | или 145 %. |
| 2. Ротор турбины | —12 420 н [—1242 кг] | » 46 %. |
| 3. Выхлопная труба | —7300 н [—730 кг] | » 27 %. |
| 4. Реактивное сопло | —3080 н [—308 кг] | » 11 %. |

Итого осевая сила, действующая против полета, равна —61 800 н [—6180 кг] или 229%.

Следовательно, сила тяги $P = 88\,800 - 61\,800 = 27\,000$ н [2700 кг] или 100%.

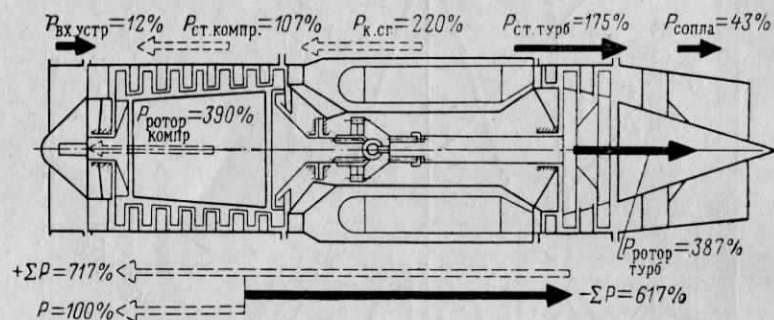
Баланс осевых сил, действующих на узлы ТРД с осевым компрессором, изображен на фиг. 4.74.



Фиг. 4.73. Баланс осевых сил, действующих на узлы двигателя ВК-1А.

Радиальные составляющие газовых сил на опоры ротора и узлы крепления к самолету не передаются, но они нагружают элементы конструкции двигателя. Когда же газовый поток выходит из двигателя под углом к оси (как это бывает, например, в ТВД, или в ТРД в случае применения девиации тяги), на выхлопную систему действует радиальная составляющая газовой силы, передающаяся на узлы крепления двигателя к самолету.

Крутящий момент от газовых сил возникает на крыльчатках, лопатках неподвижного направляющего аппарата и диффузора



Фиг. 4.74. Баланс осевых сил, действующих на узлы двигателя АМ-3.

центробежного компрессора, патрубках, соединяющих компрессор с камерами сгорания, направляющих и спрямляющих аппаратах, рабочих лопатках осевых компрессоров, сопловых и рабочих лопатках газовых турбин, стойках реактивного сопла.

Моменты, действующие на спрямляющие аппараты статора $M_{ст}$ осевого компрессора и рабочие лопатки ротора осевого компрессора M_K , равны и противоположно направлены:

$$M_{ст} = -M_K.$$

Момент ротора турбины M_T полностью уравновешен действием на поток момента от соплового аппарата турбины $M_{с.а}$ и момента $M_{р.с}$ стоек реактивного сопла

$$M_{с.а} + M_{р.с} = -M_T.$$

Так как $M_T = -M_K$, следовательно:

$$-(M_{с.а} + M_{р.с}) = M_{ст}.$$

Таким образом, если бы корпуса компрессора и турбины не были закреплены между собой и с другими элементами, то они вращались бы в разные стороны. Но так как корпуса связаны, в соединяющих их деталях силового корпуса двигателя возникают напряжения кручения.

Инерционные силы и моменты

При работе двигателя на земле или в установившемся прямолинейном полете основными инерционными нагрузками являются центробежные силы ротора. Силы эти достигают очень большой величины. Например, центробежная сила одной лопатки турбины достигает 120—160 кН [12—16 т] при наличии на колесе 50 и более лопаток.

В идеально уравновешенном роторе эти центробежные силы вызывают напряжения только в конструкции самого ротора. Но так как реальный ротор имеет остаточную неуравновешенность (она называется дисбалансом), то возникающие при этом силы могут вызвать опасные вибрации двигателя.

При выполнении самолетом эволюций, при взлете и посадке, т. е. тогда, когда двигатель испытывает ускорение, возникают инерционные перегрузки.

Максимальные силы инерции определяются по следующему уравнению:

$$P_j = m n_{\max}^2,$$

где m — масса детали или узла;

n_{\max}^2 — коэффициент максимальной эксплуатационной перегрузки.

Коэффициент максимальной эксплуатационной перегрузки представляет собой отношение силы, действующей при эволюции самолета, к силе тяжести (весу).

Величина коэффициента задается нормами прочности в зависимости от эволюции и типа самолета. Например, максимальное значение коэффициента перегрузки имеет во время выхода самолета из пикирования при работе двигателя на максимальном режиме. Для маневренного самолета в этом случае $n_{\max}^2 = 8—10$.

Сила инерции направлена по радиусу кривизны траектории, описываемой самолетом при эволюции.

Кроме сил инерции, при выполнении эволюций на ротор двигателя действует гироскопический момент. Величина его вычисляется по уравнению

$$M_G = J \Omega \omega \sin \alpha,$$

где J — массовый полярный момент инерции ротора относительно его оси вращения;

ω — угловая скорость вращения ротора;

Ω — угловая скорость поворота самолета при эволюции;

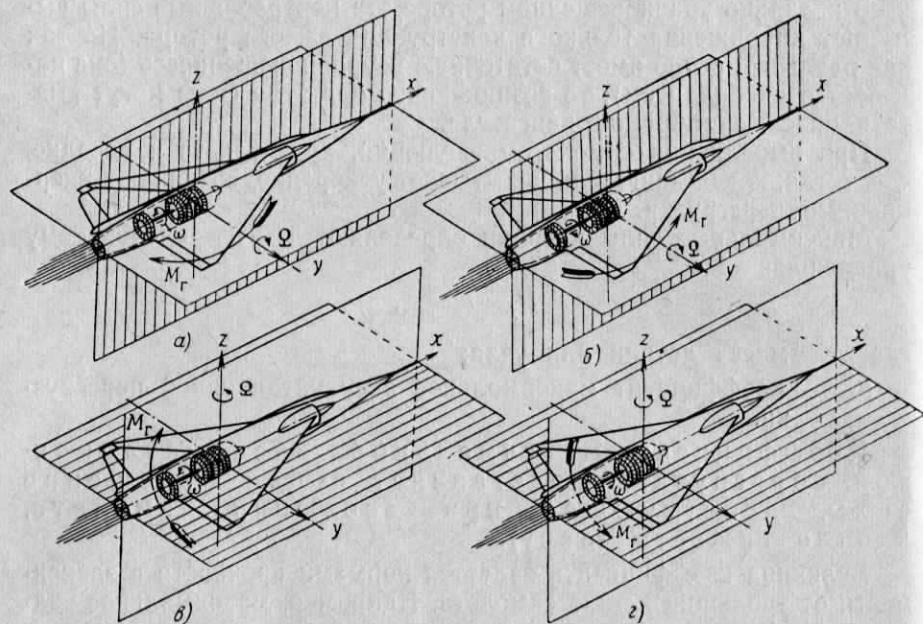
α — угол между векторами ω и Ω .

Наиболее опасным является случай, когда $\alpha = \frac{\pi}{2}$. В этом случае гироскопический момент максимален.

Согласно нормам прочности угловую скорость поворота самолета определяют по формуле

$$\Omega = 2,7 \sqrt{\frac{n_{\max}^3}{p}},$$

где p — нагрузка на квадратный метр крыла самолета.



Фиг. 4.75. Некоторые случаи направления действия гироскопического момента.

Максимальный гироскопический момент направлен таким образом, что он стремится повернуть вектор угловой скорости вращения ротора ω в сторону вектора угловой скорости поворота самолета Ω (фиг. 4.75). Так, если ротор двигателя вращается влево, то при переходе самолета в пикирование гироскопический момент M_g разворачивает самолет вправо (а), а при развороте самолета влево — вводит его в пикирование (б); если ротор двигателя вращается вправо, то при переходе самолета в пикирование гироскопический момент M_g разворачивает самолет влево (в), а при развороте самолета влево — вводит его в кабрирование (г).

§ 2. СИЛОВЫЕ СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ

Как было показано выше, при работе газотурбинного двигателя на его узлы и детали действуют различного характера силы и моменты. Для обеспечения нормальной работы двигателя необходимо

наличие в его конструкции специальных силовых деталей, которые могли бы воспринимать эти силы и моменты и частично уравновешивать их внутри двигателя, а силы и моменты, оставшиеся неуравновешенными, передавать на самолет. Эту задачу выполняет ряд силовых элементов двигателя, составляющих его силовую систему.

Итак, силовая система двигателя предназначена для восприятия нагрузок, действующих на основные элементы двигателя, и для передачи неуравновешенной нагрузки на узлы крепления двигателя к самолету.

Силовая система двигателя должна обладать достаточной жесткостью. Это значит, что форма силовых деталей и их взаимное расположение не должны меняться под действием сил и моментов.

Должна быть также обеспечена свобода температурных деформаций деталей силовой системы, нагретых до различной температуры. Это способствует уменьшению температурных напряжений.

Наконец, силовая система двигателя должна отличаться простой конструкцией.

Силовая система двигателя состоит из силовых систем ротора и корпуса.

В силовую систему корпуса входят корпуса входного устройства компрессора, камер сгорания, турбины, выпускного устройства и подшипников.

В силовую систему ротора ТРД входит ротор двигателя, состоящий из ротора компрессора и ротора турбины, соединяющихся муфтой.

Ротор двигателя может быть одновальным и двухвальным.

Одновальные роторы применяются в ТРД с однокаскадными компрессорами и в ТВД, в которых одна турбина приводит компрессор и воздушный винт.

Двухвальные роторы применяют в ТРД с двухкаскадным компрессором и в ТВД, в которых компрессор и воздушный винт приводятся раздельными турбинами.

В зависимости от длины ротора и жесткости его деталей ротор устанавливается на двух, трех, четырех и большем числе опор. Опорами ротора служат роликовые или шариковые подшипники.

В зависимости от схемы одновальный ротор имеет один или два упорно-опорных подшипника. Такой подшипник обеспечивает осевую фиксацию ротора, т. е. не допускает в месте своего расположения осевого смещения ротора относительно неподвижного корпуса, чем обеспечивается сохранение осевого зазора между вращающимися и неподвижными деталями. Остальные опоры дают возможность перемещаться ротору относительно корпуса.

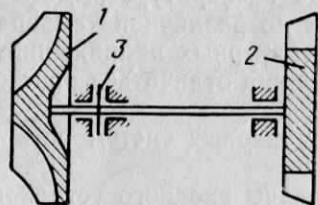
Валы роторов чаще всего изготавливаются из нескольких частей, соединенных между собой или шлицами, или соединительными муфтами. Материалом для изготовления валов служат стали 18ХНВА, 40ХНМА, ЭИ395.

Соединение валов компрессора и турбины может быть жестким и подвижным. При жестком соединении компрессор и турбина име-

ют общий вал. Подвижное соединение обеспечивается чаще всего с помощью соединительной муфты.

Двухпорные роторы применяются главным образом в двигателях одноразового действия, а также в турбостартерах. На фиг. 4. 76 представлена одна из схем двухпорных роторов. В этой схеме компрессор 1 и турбина 2 расположены консольно. Осовая фиксация ротора осуществляется с помощью упорно-опорного подшипника 3. По такой схеме выполнены роторы ряда турбостартеров.

Достоинством жесткого соединения роторов является легкость и простота конструкции. Недостаток такого соединения — трудность достижения соосности. Нарушение соосности во время монтажа или во время работы значительно ухудшает условия работы подшипников.



Фиг. 4. 76. Схема двухпорного ротора.

1—компрессор, 2—турбина, 3—упорно-опорный подшипник.

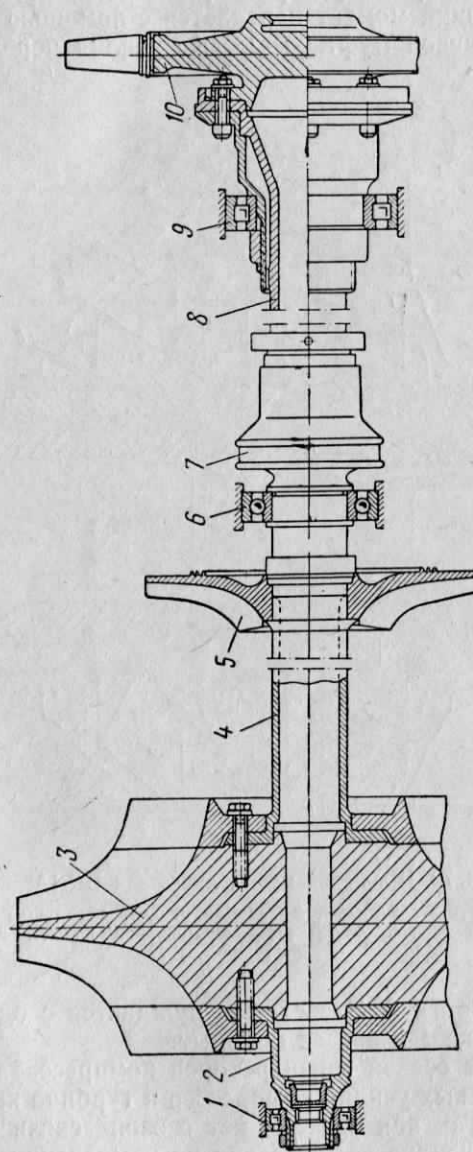
Схема одного из таких роторов — ротора двигателя ВК-1А изображена на фиг. 4. 77. Ротор двигателя составлен из колеса 3 центробежного компрессора и колеса 10 одноступенчатой газовой турбины. Валы 2 и 4 компрессора и вал 8 турбины соединены между собой шлицевой муфтой 7. Осевое усилие ротора воспринимается средним радиально-упорным подшипником 6. На шлицах заднего вала компрессора смонтирована крыльчатка вентилятора 5.

Соединение компрессора и турбины в рассмотренном роторе производится с помощью шлицевой муфты, способной передавать крутящий момент, радиальные и осевые нагрузки (фиг. 4. 78).

Муфта состоит из ведущей 4 и ведомой 3 шлицевых втулок. Короткие шлицы втулок передают крутящий момент от турбины к компрессору. Ведущая втулка фиксируется на валу 9 турбины с помощью стопорного кольца 8 и фиксатора 7. Ведомая втулка 3 жестко соединена с валом 1 компрессора с помощью наружных прямоугольных шлицев и стяжного пустотелого болта 2.

Относительное положение ведущей и ведомой втулок фиксируется тремя стопорами 5. Удлиненные концы стопоров входят в выемки ведущей втулки, обеспечивая шлицевому соединению одно и то же положение.

Передача осевых и радиальных нагрузок производится шаровой опорой муфты. Она состоит из шарового хвостовика 10 вала турбины с тремя пазми и из внутренней сферы, образованной ведомой шлицевой втулкой и крышкой 6 шаровой опоры, также имеющей три паза.

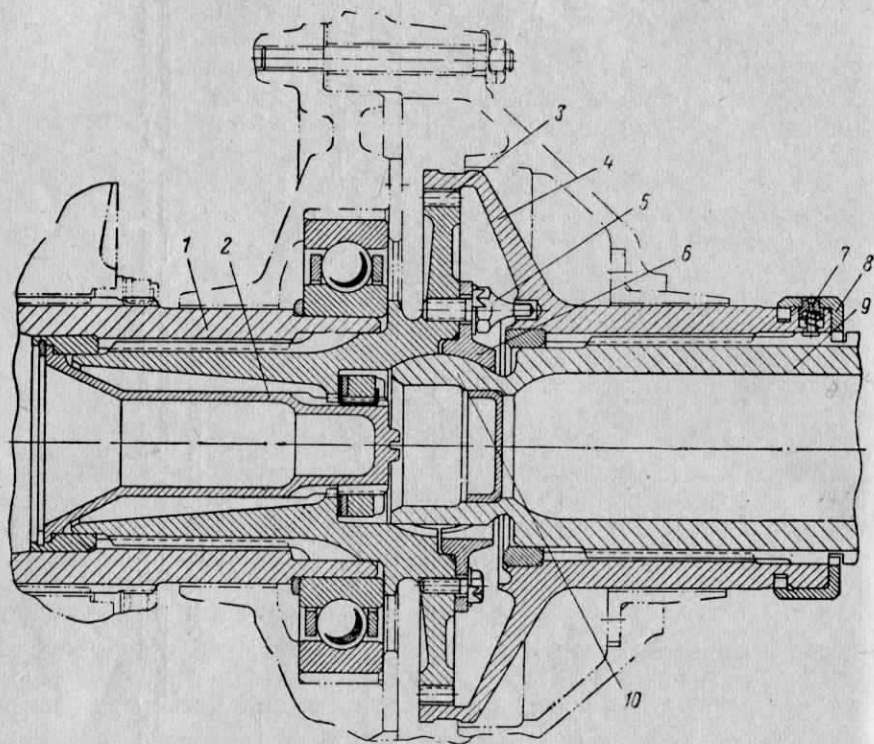


Фиг. 4. 77. Трехпорный ротор.

1—передняя опора, 2—передний вал компрессора, 3—рабочее колесо компрессора, 4—задний вал компрессора, 5—крыльчатка вентилятора, 6—средняя опора, 7—шлицевая муфта, 8—вал турбины, 9—задняя опора, 10—рабочее колесо турбины.

Трехопорные роторы отличаются компактностью конструкции. Достоинством такой конструкции также является возможность допущения перегиба вала турбины относительно вала компрессора.

Схемы четырехопорных роторов представлены на фиг. 4.79. В схеме (а) крутящий момент передается с помощью промежуточного вала 3 (шлицевой муфты). Осевые усилия передаются с по-



Фиг. 4.78. Шлицевая муфта двигателя ВК-1А.

1—вал компрессора, 2—пустотелый болт, 3—ведомая втулка, 4—ведущая втулка, 5—стопор, 6—крышка шаровой опоры, 7—фиксатор, 8—стопорное кольцо, 9—вал турбины, 10—хвостовик.

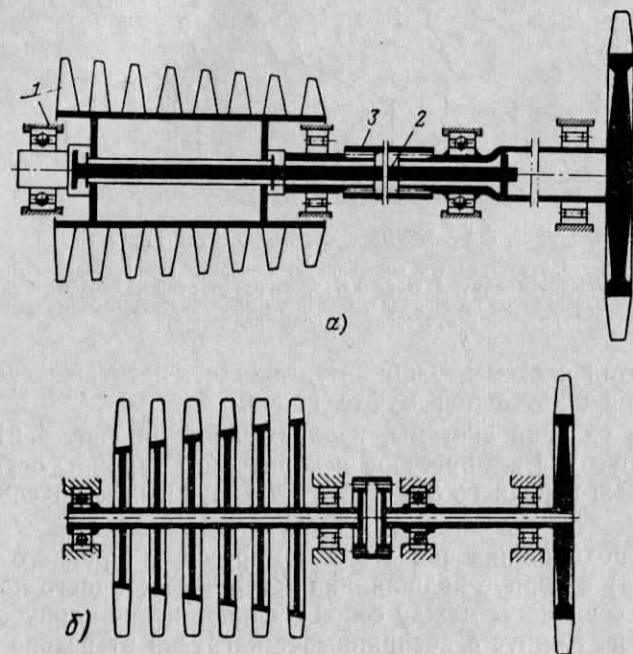
мощью силовой штанги 2. Эта схема нуждается в одном упорно-опорном подшипнике 1 и в трех опорных.

В схеме (б) нет осевой связи роторов компрессора и турбины. Для восприятия осевых усилий компрессор и турбина имеют отдельные подшипники. Так как в схеме нет осевой связи компрессора и турбины, осевое усилие компрессора не компенсируется осевым усилием турбины. Поэтому упорно-опорный подшипник должен воспринимать большие нагрузки и отличаться большой сложностью конструкции. Например, на двигателях, роторы которых были вы-

полнены по схеме (б), устанавливались трехрядные опорно-упорные шариковые подшипники.

Двигатели с такими роторами имеют ограниченное применение, так как их роторы тяжелы.

Многоопорные роторы находят применение в двухвальных ТРД и в ТВД.



Фиг. 4.79. Схемы четырехопорных роторов.

1—упорно-опорный подшипник, 2—силовая штанга, 3—промежуточный вал.

Для ознакомления с силовыми системами двигателей рассмотрим несколько характерных систем.

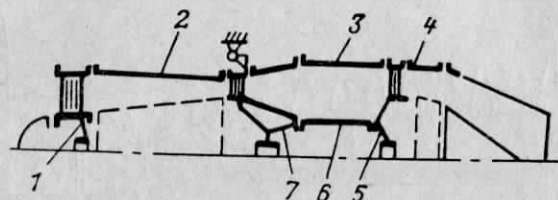
Силовые системы двигателей можно разделить на несколько типов в зависимости от способа соединения корпусов компрессора и турбины с корпусами подшипников.

Схема силовой системы турбореактивного двигателя показана на фиг. 4.80. В этой системе между корпусами компрессора и турбины и корпусами подшипников существует двойная силовая связь.

Внутренняя связь обеспечивается через корпусы среднего 7 подшипника (заднего подшипника компрессора), трансмиссии 6 и заднего 5 подшипника (подшипника турбины). Внешняя связь выполнена с помощью корпуса среднего подшипника и корпуса 3 камеры сгорания. Оба силовых контура связаны между собой в двух сече-

ниях радиальными элементами корпусов. Роль радиальных элементов выполняют лопатки спрямляющего аппарата компрессора и стойки специальной силовой рамы соплового аппарата турбины.

Такая система получила довольно широкое распространение в современных ТРД. В частности, она использована в силовом корпусе отечественного двигателя АМ-3.



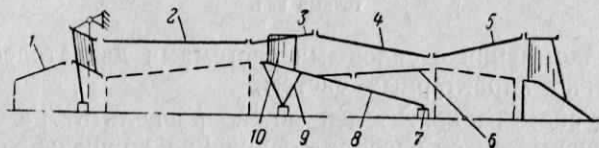
Фиг. 4.80. Схема силовой системы ТРД.

1—корпус переднего подшипника, 2—корпус компрессора, 3—корпус камеры сгорания, 4—корпус турбины, 5—корпус заднего подшипника, 6—корпус трансмиссии, 7—корпус среднего подшипника.

Недостаток системы — при монтаже и демонтаже затруднен доступ к соединительной муфте валов.

В схеме силовой системы, изображенной на фиг. 4.81, связь между корпусом 2 компрессора и корпусом 5 турбины осуществляется с помощью переднего 3 и заднего 4 наружных корпусов камеры сгорания.

Корпус подшипника заднего 9 компрессора (среднего подшипника ротора) и корпус подшипника 7 турбины (заднего подшипника ротора) соединены между собой в единое целое корпусом 8 этих подшипников. Корпус 8 воспринимает нагрузки от ротора двигателя, на него же через внутренний 6 корпус камеры сгорания передаются усилия от соплового аппарата 1 ступени турбины.



Фиг. 4.81. Силовая система ТВД.

1—редуктор, 2—корпус компрессора, 3—передний корпус камеры сгорания, 4—задний корпус камеры сгорания, 5—корпус турбины, 6—внутренний корпус камеры сгорания, 7—корпус подшипника турбины, 8—корпус подшипников, 9—корпус заднего подшипника компрессора, 10—ребра.

Ребра 10, соединяющие наружный передний корпус камеры сгорания и корпус 8 среднего и заднего подшипников, обеспечивают жесткую связь между ними. Такая схема силовой системы использована в отечественном ТВД АИ-20А.

§ 3. КРЕПЛЕНИЕ ДВИГАТЕЛЯ К САМОЛЕТУ

Крепление двигателя к раме на самолете производится с помощью узлов крепления.

Узлы крепления двигателя к самолету являются сильно нагруженными элементами конструкции. Со стороны двигателя они должны передать на самолет: силу тяги, силу тяжести (вес), силы инерции, возникающие при ускорениях самолета, силы, вызванные несбалансированностью ротора, гироскопический момент ротора, а также реактивный момент газового потока (если газовый поток на выходе из двигателя закручен). В случае ТВД узлы крепления, кроме этого, передают силу тяги винта, гироскопический и реактивный моменты винта, а также силы от несбалансированности лопастей винта.

Узлы крепления используются также для подвески двигателя при транспортировке.

Узлы крепления двигателя к самолету располагаются в плоскости, перпендикулярной продольной оси двигателя и проходящей как можно ближе к центру тяжести. Такое расположение узлов дает возможность уменьшить нагрузки от инерционных сил.

Расстояние между узлами крепления должно быть небольшим. Это дает возможность уменьшить величину реакций от гироскопического момента при эволюциях самолета.

В месте расположения узлов корпус двигателя должен быть усилен. Для этого в конструкции предусматриваются ребра жесткости, бобышки, диафрагмы, внутренние перегородки.

Число узлов крепления определяется размерами двигателя, положением его на самолете, конструкцией рамы двигателя.

В ТРД применяют 3—4 узла крепления. Два основных узла располагаются в плоскости, проходящей через центр тяжести, и воспринимают силу тяги и силу тяжести (вес), 1—2 дополнительных узла воспринимают опрокидывающие моменты. Кроме этого, имеется не менее трех такелажных подвесок, служащих для транспортировки двигателя.

На двигателе может быть предусмотрено несколько вариантов крепления. Это дает возможность устанавливать один и тот же двигатель на различных самолетах. В качестве примера можно указать двигатель РД-45, имевший пять вариантов подвески к самолету.

На фиг. 4.82, а представлена схема одного из вариантов крепления к самолету турбореактивного двигателя. Двигатель крепится к стенке фюзеляжа с помощью стальных труб-подкосов. Сила тяги воспринимается горизонтальными подкосами 4, 6 и передается на узлы 3 и 5. Сила тяжести (вес) двигателя воспринимает вертикальный подкос 9 и передает его на узел 10. Боковые нагрузки подкосами 2 и 7 передаются на узлы 1 и 8; с помощью переднего подкоса 11 осуществляется фиксация двигателя в горизонтальной плоскости относительно стенки фюзеляжа.

Один из вариантов крепления турбовинтового двигателя представлен на фиг. 4.82, б.

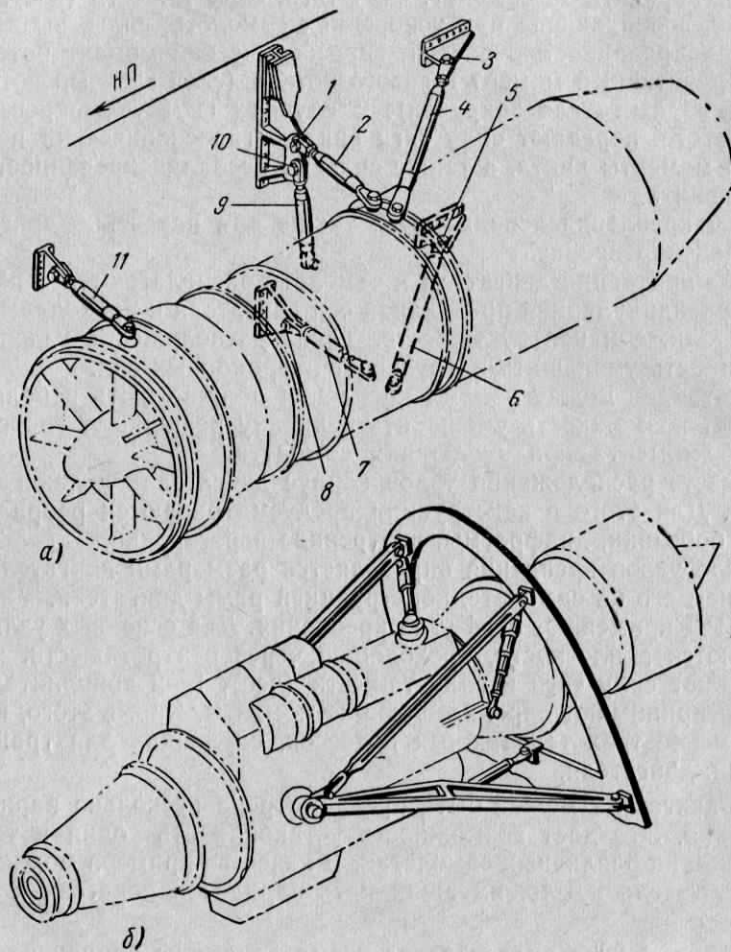
§ 4. ПРИВОДЫ АГРЕГАТОВ

Нормальная работа газотурбинного двигателя на самолете требует наличия различного рода агрегатов, входящих в различные системы двигателя: масляную систему, систему топливопитания, систему автоматического регулирования, запуска и т. д. К числу необходимых для работы двигателя агрегатов относятся основные и пусковые топливные насосы, масляные насосы, центрифуги, центробежные суфлеры, стартеры, редукторы воздушных винтов (ВИШ) и т. д.

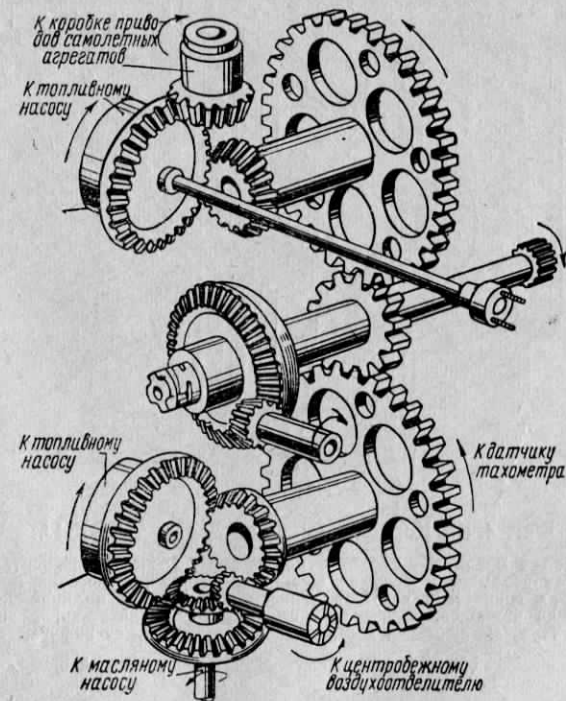
Все эти агрегаты для своей работы нуждаются в подводе мощности от ротора двигателя.

Нуждаются в подводе мощности для работы также и самолетные агрегаты, к которым относятся генераторы постоянного и переменного тока, гидронасосы, вакуум-насосы, компрессоры высокого давления.

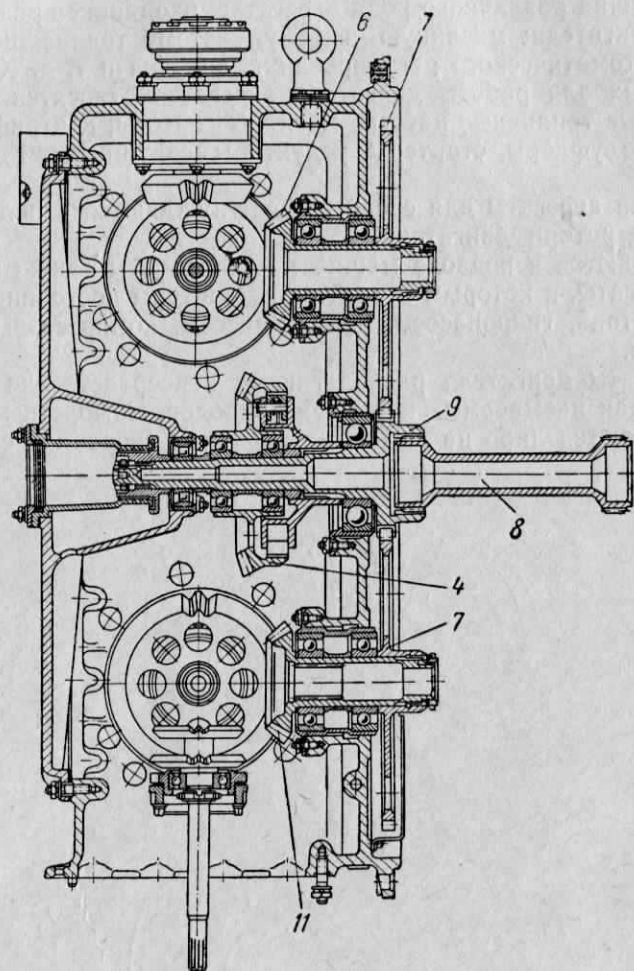
Агрегаты двигателя располагаются непосредственно на двигателе на так называемых коробках приводов. Самолетные агрегаты располагаются либо на выносных коробках (коробках самолетных



Фиг. 4.82. Схемы крепления к самолету газотурбинных двигателей.
1, 3, 5, 8, 10—узлы, 2, 4, 6, 7, 9, 11—подкосы.

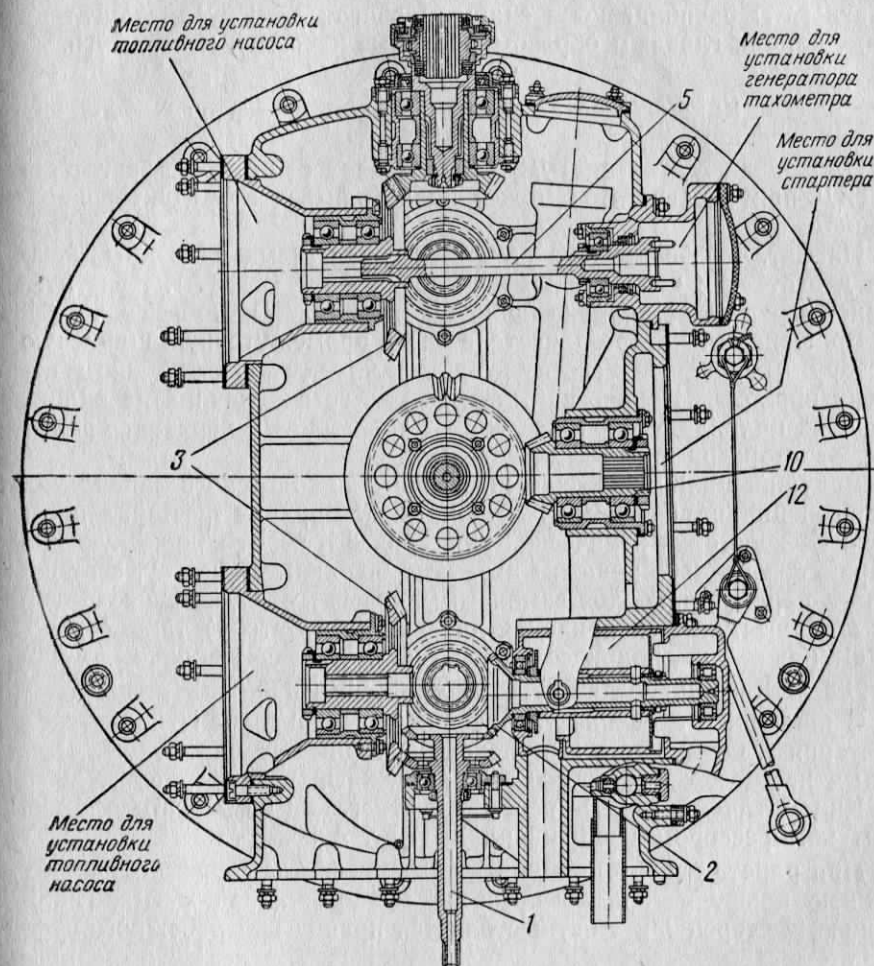


Фиг. 4.83. Кинематическая схема привода агрегатов ТРД с центробежным компрессором.



Фиг. 4.84. Коробка приводов двигателя ВК-1А.

1—шестерня привода масляного насоса и центрифуги, 2—шестерня центрифуги, 3—шестерня коническая ведомая, 4—ведомая шестерня стартера, 5—рессора генератора тахометра, 6—шестерня коническая ведущая верхняя, 7—шестерни цилиндрические ведомые, 8—рессора коробки приводов, 9—шестерня цилиндрическая ведущая, 10—шестерня стартера, 11—шестерня коническая ведущая, 12—центрифуга.



агрегатов), привод которых осуществляется от двигателя, либо непосредственно на двигателе. Обычно двигатели имеют несколько коробок приводов.

Размещение агрегатов снаружи двигателя обеспечивает легкий подход к ним и упрощает систему охлаждения. Поэтому чаще всего агрегаты располагаются снаружи двигателя. Внутри двигателя размещаются главным образом масляные насосы и центрифуги.

Кинематические схемы приводов агрегатов

Привод агрегатов в ТРД производится от ротора двигателя. В ТВД привод агрегатов может производиться от редуктора воздушного винта.

На фиг. 4.83 приведена кинематическая схема привода агрегатов двигателя с центробежным компрессором (ВК-1А). Конструктивное выполнение коробки приводов двигателя видно на фиг. 4.84.

Вращение от ротора двигателя через промежуточную шлицевую рессору 8 передается на ведущую цилиндрическую шестерню 9 коробки приводов. Коническая шестерня 4, установленная на валике ведущей цилиндрической шестерни, и шестерня 10 передает вращение от стартера ротору двигателя.

Ведущая цилиндрическая шестерня 9 находится в зацеплении с двумя цилиндрическими шестернями 7. Верхняя шестерня посажена на хвостовик конической шестерни 2 и через коническую шестерню 3 передает вращение верхнему топливному насосу, а от него — к коробке приводов самолетных агрегатов. С помощью рессоры 5 осуществляется привод к датчику (генератору) тахометра.

От нижней цилиндрической шестерни через две конических шестерни 11 и 3 приводится нижний топливный насос.

С шестерней 3 сцепляется двойная вертикальная коническая шестерня 1. От нижнего венца этой шестерни приводится блок масляных насосов, от верхнего — центробежный воздухоотделитель.

Кинематическая схема передач к агрегатам на двигателе с осевым компрессором изображена на фиг. 4.85.

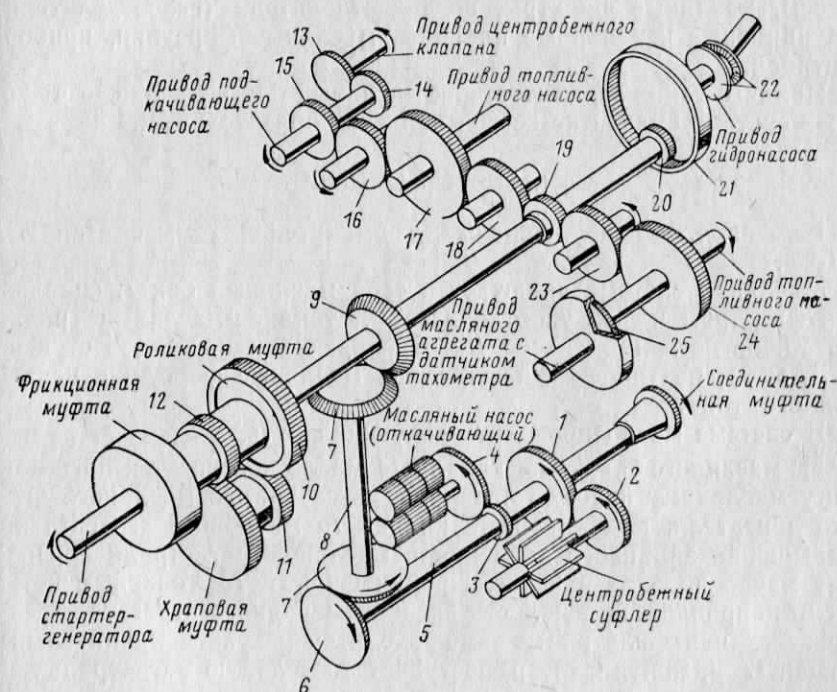
При работе двигателя вращение от ротора передается через переднюю цапфу ротора компрессора соединительной муфтой. С помощью шестерен 1 и 2 осуществляется привод центробежного суфлера.

Шестерня 1 устанавливается на шлицах ведущего валика 5 носка переднего корпуса компрессора. Носок является центральной передачей для привода коробки агрегатов, откачивающего масляного насоса и центробежного суфлера.

Ведущий валик носка выполнен за одно целое с шестерней 3, которая через шестерню 4 передает вращение откачивающему масляному насосу. На ведущем валике 5 напрессована шестерня 6, которая через две конические шестерни 7 и центральную рессору 8 коробки агрегатов передает вращение шестерне 9.

На хвостовике шестерни 9 имеется два ряда шлицев: внутренние и наружные. Через внутренние шлицы хвостовика шестерня 20 с помощью шестерни 21 и двух конических шестерен 22 осуществляется привод гидронасоса. На наружные шлицы хвостовика насажена шестерня 19, от которой движение передается коробке агрегатов.

От шестерни 19 через промежуточные шестерни 18 и 23 вращение передается шестерням 17 и 24 привода топливных насосов. От шестерни 24 передается вращение через шестерню 25 к масляному агрегату и датчику тахометра. От шестерни 17 через шестерни 16 и 15 приводится центробежный подкачивающий насос и далее с помощью шестерен 14 и 13 — центробежный клапан.



Фиг. 4.85. Кинематическая схема привода агрегатов ТРД с осевым компрессором.

1, 2, 3, 4, 6, 7, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24; 25—шестерни; 5—ведущий валик, 8—рессора.

Фрикционная, храповая и роликовая муфты вместе с шестернями 10, 11 и 12 образуют двухскоростной привод, предназначенный для передачи крутящего момента от стартера к ротору двигателя при запуске, а после запуска — от двигателя к генератору.

СИСТЕМЫ СМАЗКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ. СУФЛИРОВАНИЕ

Смазка в газотурбинных двигателях предназначена для уменьшения износа деталей и отвода от них тепла, выделяющегося при трении.

В турбореактивных двигателях смазке подвергаются подшипники ротора двигателя, подшипники и шестерни привода агрегатов, а также шлицевые муфты. В турбовинтовых двигателях, кроме того, смазываются детали редукторов.

В систему смазки газотурбинного двигателя могут входить следующие элементы: масляный бак, масляный радиатор, масляные насосы, масляные фильтры, воздухоотделители (газоотделители), редукционные и запорные клапаны, масляные форсунки, приборы контроля.

Наличие таких элементов, как масляный бак и масляный радиатор в системе смазки не всегда является обязательным.

§ 1. СИСТЕМЫ СМАЗКИ

На фиг. 4.86 изображена схема замкнутой системы смазки ТРД РД-9Б.

Масляная система включает в себя масляный бак 1, снабженный фильтром и воздухоотделителем, топливо-масляный радиатор 23, нагнетающий насос 15, откачивающий насос (со ступенями 5, 6, 7), центробежный суфлер 8, масляные форсунки центробежного типа.

В системе масло проходит следующий путь.

Из масляного бака 1 по каналу 14 масло поступает к нагнетающему масляному насосу 15, являющемуся частью масляного агрегата двигателя. Редукционный клапан 16 масляного агрегата при превышении заданного давления в масляной магистрали перепускает масло на вход в насос. Пройдя фильтр 18 тонкой очистки, масло направляется в полость крышки масляного агрегата. В случае засорения фильтра масло проходит через предохранительный клапан 17, и, минуя фильтр, поступает в масляную магистраль двигателя.

Из масляного агрегата основная часть масла через обратный клапан 19 (он препятствует перетеканию масла из бака в магистраль при неработающем двигателе) под давлением поступает в основной масляный канал коробки агрегатов. Часть масла из полости крышки коробки агрегатов по трубопроводу поступает к центробежному клапану 13 и к электромагнитному крану.

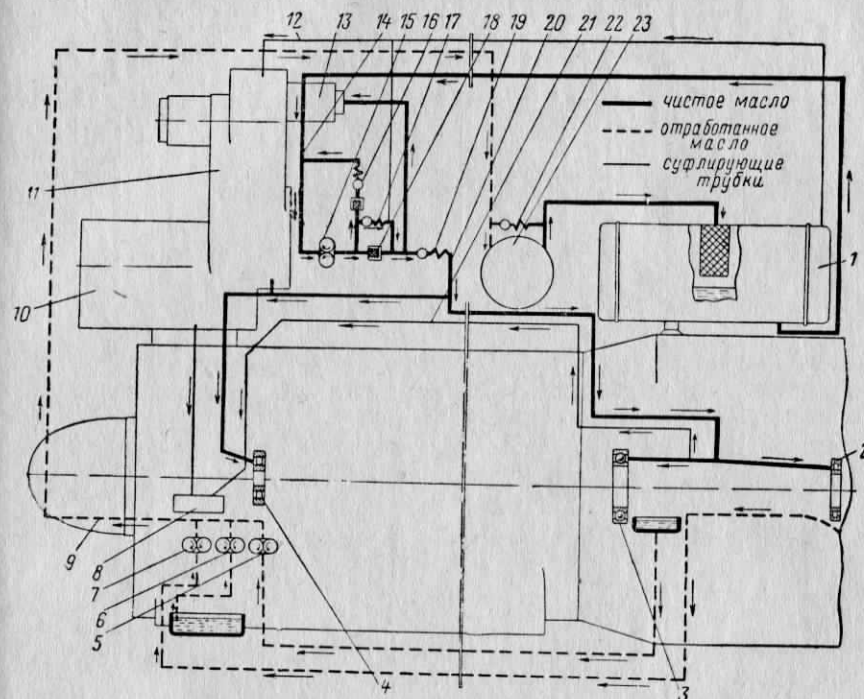
Из основного масляного канала коробки агрегатов масло направляется по нескольким направлениям:

а) по внутренним каналам литых корпусов на смазку коробки агрегатов 11 и двухскоростного привода 10;

б) на смазку носка переднего корпуса компрессора (центральной передачи) и переднего подшипника 4 компрессора;

в) на смазку заднего подшипника 3 компрессора и подшипника 2 турбины.

Вращающиеся детали и узлы коробки агрегатов, двухскоростного привода, носка переднего корпуса компрессора смазываются под



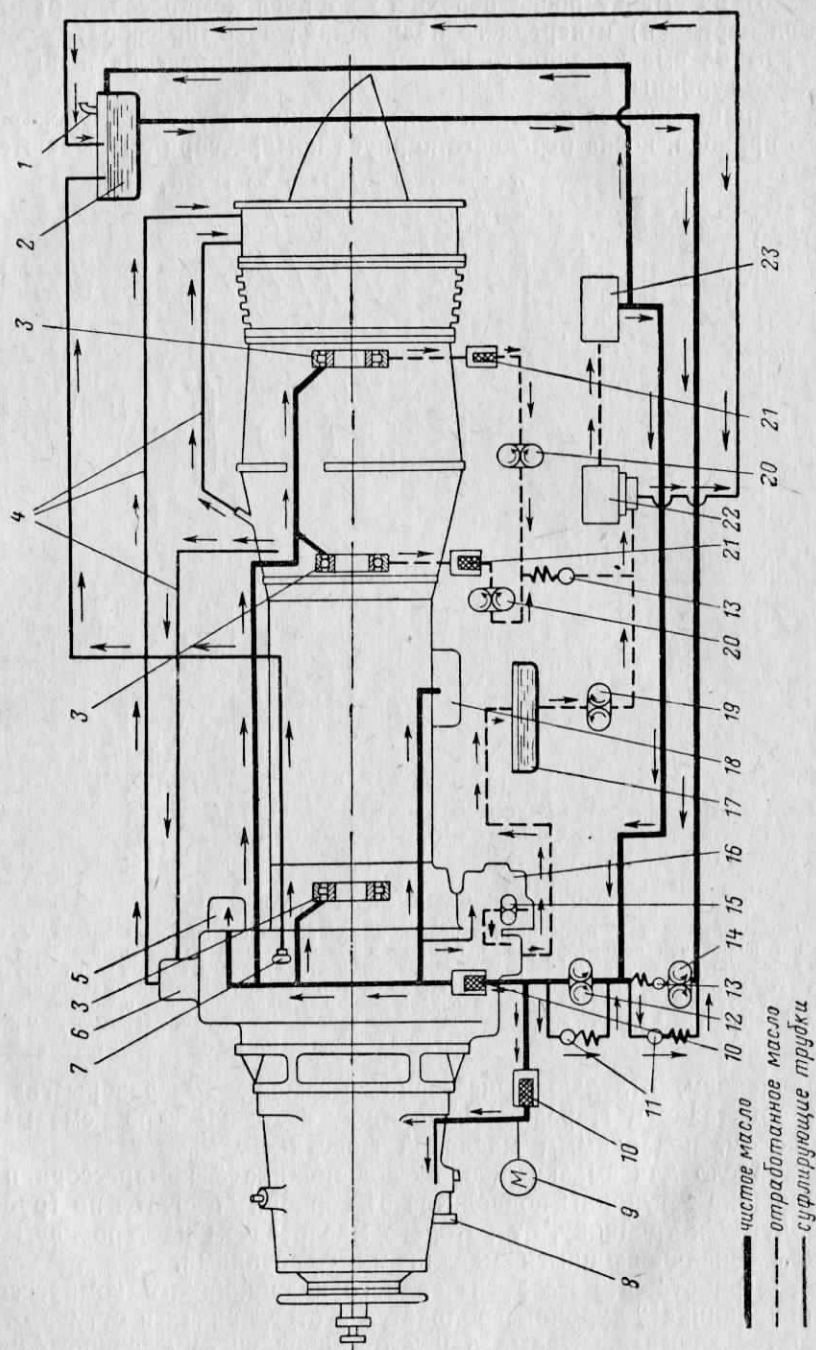
Фиг. 4.86. Схема системы смазки ТРД.

1—масляный бак, 2—подшипник турбины, 3—задний подшипник компрессора, 4—передний подшипник компрессора, 5, 6, 7—ступени откачивающего масляного насоса, 8—центробежный суфлер, 9—трубопровод, 10—двухскоростной привод, 11—коробка агрегатов, 12—канал, 13—центробежный клапан, 14—канал, 15—нагнетающий масляный насос, 16—редукционный клапан, 17—предохранительный клапан, 18—фильтр тонкой очистки, 19—обратный клапан, 20—трубопровод, 21—канал, 22—клапан, 23—топливо-масляный радиатор.

давлением, отдельные шестерни смазываются разбрызгиванием (барботажем). Передний подшипник 4 компрессора смазывается маслом, подводимым масляной форсункой.

Масло для смазки заднего подшипника 3 компрессора и подшипника 2 турбины подводится от коробки агрегатов по трубопроводу 20 к тройнику, от которого масло затем идет по двум трубкам, оканчивающимся масляными форсунками.

Отработанное масло из заднего подшипника 3 компрессора и подшипника 2 турбины собирается в отстойниках и оттуда откачивается двумя ступенями 5 и 7 откачивающего масляного насоса.



Фиг. 4. 87. Схема системы смазки ТВД АИ-20А.

1—суфлер масляного бака, 2—масляный бак, 3—подшипники, 4—трубы суфлирования, 5—регулятор оборотов, 6—центробежный суфлер, 7—суфлер центрального привода, 8—масляный бак, 9—манометр для измерения крутящего момента, 10—нагнетающая секция масляного насоса, 11—обратные клапаны, 12—масляные фильтры тонкой очистки, 13—масляный бак, 14—масляный бак, 15—масляный бак, 16—масляный бак, 17—масляный бак, 18—масляный бак, 19—масляный бак, 20—масляный бак, 21—масляный бак, 22—масляный бак, 23—масляный бак.

Масло, которое сливается из коробки агрегатов, носка переднего корпуса компрессора и переднего подшипника компрессора попадает в маслоотстойник переднего корпуса компрессора. Из него масло откачивается ступенью 6 откачивающего масляного насоса.

Из трех ступеней откачивающего насоса масло по трубопроводу 9 отводится для охлаждения в топливо-масляный радиатор 23. В нем масло охлаждается путем отвода тепла топливом, проходящим по трубкам радиатора. При повышенном гидравлическом сопротивлении в радиаторе клапан 22 перепускает масло из входной полости на выход. В топливо-масляном радиаторе, кроме охлаждения, производится очистка масла и частичное отделение из него воздуха. Охлажденное и очищенное масло после радиатора поступает в масляный бак 1.

В масляной системе предусмотрено суфлирование масляных полостей с помощью центробежного суфлера 8. Полости переднего и заднего подшипников компрессора и подшипника турбины каналом 21 сообщаются с суфлером. Полость масляного бака сообщена с суфлером каналом 12. Воздух, отделенный от масла, отводится в атмосферу.

Расход масла газотурбинными двигателями составляет $0,25 \div 1,2$ л/ч.

Часть этого масла через лабиринтные уплотнения проникает в проточную часть двигателя и уносится газами, часть через систему суфлирования уносится в атмосферу. Кроме этого, часть масла выгорает и разлагается во время работы.

Количество масла, которое должно прокачиваться в единицу времени через двигатель, называется прокачкой масла. Эта величина для современных ТРД составляет $0,3 \div 0,5$ л/мин (на каждые 1000 н тяги) и для ТВД — $15 \div 40$ л/мин (на каждые 1000 кВт эквивалентной мощности).

Схема системы смазки ТВД АИ-20А изображена на фиг. 4. 87. Эта система — закрытая, короткозамкнутая. В такой системе масло циркулирует по замкнутому контуру, минуя масляный бак самолета. Масло, находящееся в баке, непрерывно пополняет убыль его в системе в процессе работы двигателя.

Смазка осуществляется в следующей последовательности. Из нагнетающей секции 12 масло-

насоса масло, пройдя фильтры 10, поступает в систему по двум направлениям: по одному — в редуктор для смазки его деталей, по другому — для смазки подшипников 3 ротора, агрегатов и их приводов, а также для питания ряда агрегатов гидравлического действия (регулятора оборотов воздушного винта, командно-топливного агрегата и др.).

Отработанное масло из коробки приводов самолетных агрегатов откачивается насосом 15 в маслосборник 17 в нижней части корпуса переднего подшипника компрессора. В маслосборник сливается также масло из редуктора, из переднего подшипника компрессора и из коробки центрального привода.

Из маслосборника масло отбирается откачивающей секцией 19 маслонасоса и направляется в центробежный воздухоотделитель 22. Туда же поступает масло, откачиваемое двумя секциями 20 маслонасоса из полостей заднего подшипника компрессора и подшипника турбины.

После отделения от воздуха масло направляется для охлаждения в воздушно-масляный радиатор 23, а из него — на вход в нагнетающую секцию масляного насоса.

Назначение насоса подпитки 14 в данной системе заключается в том, чтобы компенсировать убыль масла в системе (по мере его расходования) путем подачи его из масляного бака и восстановления, таким образом, определенного давления на входе в нагнетающий масляный насос. Насос подпитки служит также и для первоначального заполнения системы маслом.

Суфлирование масляных полостей заднего подшипника компрессора и подшипника турбины осуществляется с помощью центробежного суфлера 6, а суфлирование масляных полостей корпуса переднего подшипника и центрального привода — через масляный бак 2.

§ 2. МАСЛЯНЫЕ НАСОСЫ

Масляные насосы предназначены для подачи масла под давлением к трущимся деталям и для откачки масла от них.

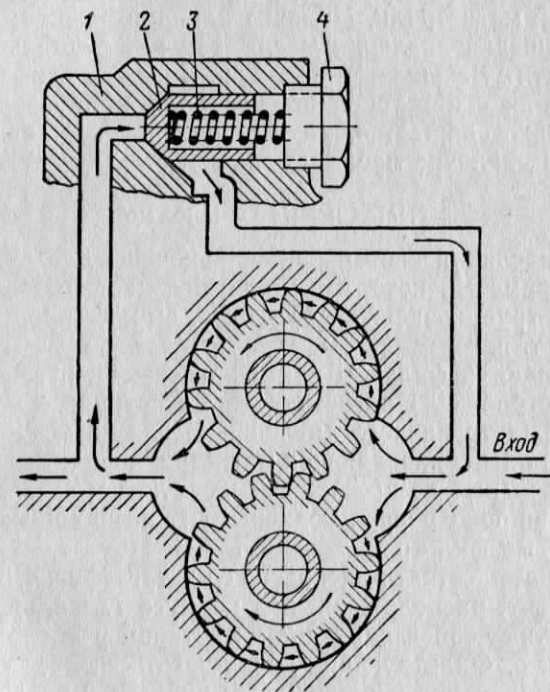
В качестве насосов масляных систем, производительность которых доходит до 350 л/мин, применяются шестеренчатые насосы. Схема масляного шестеренчатого насоса изображена на фиг. 4. 88.

Масляный насос состоит из нагнетающей и нескольких откачивающих секций. Каждая секция представляет собой пару шестерен, помещенных в корпусе. На корпусе имеются окна входа и выхода масла.

Работа секции маслонасоса заключается в следующем. При вращении шестерен в направлении, указанном стрелками, масло поступает через окно входа, захватывается зубьями шестерен и переносится ими на сторону нагнетания. Когда зубья шестерен войдут в зацепление, они выдавят масло из впадины в нагнетающую магистраль.

Производительность нагнетающего маслонасоса должна быть больше потребной прокачки масла через двигатель в 1,5—2,5 раза. Необходимо это для обеспечения выносливости маслосистемы, так как с подъемом самолета на высоту производительность насоса уменьшается.

Откачивающие насосы должны иметь большую, примерно в 2—3 раза, производительность, чем нагнетающие. Объясняется это тем, что к нагнетающим насосам подходит вспененное масло, содержащее большое количество воздуха и имеющее большой объем.



Фиг. 4. 88. Схема масляного насоса и редукционного клапана.

1—корпус, 2—клапан, 3—пружины, 4—винт.

Для поддержания заданного давления масла в нагнетающей магистрали двигателя, равного 0,35—0,5 Мн/м² [3,5—5,0 кг/см²], в системе устанавливается редукционный клапан. Клапан может быть установлен либо в корпусе маслонасоса, либо в нагнетающей магистрали.

Устройство редукционного клапана видно из фиг. 4. 88. Редукционный клапан состоит из собственно клапана 2, который пружиной 3 прижимается к гнезду, выполненному в корпусе 1. Затяжка пружины 3 регулируется винтом 4.

Так как производительность насоса больше, чем прокачка масла через двигатель, то при закрытом редукционном клапане давление масла за насосом будет возрастать до давления, на которое отрегулирован редукционный клапан. При достижении этого давления клапан начнет открываться, в нагнетающую магистраль будет поступать не все масло, а только часть его. Остальное масло будет проходить через клапан.

При уменьшении числа оборотов и по мере увеличения высоты полета уменьшается производительность насоса. При отсутствии редукционного клапана при этом резко падало бы давление масла в нагнетающей магистрали. Наличие клапана позволяет избежать резкого уменьшения давления масла, так как с уменьшением производительности уменьшается перепуск масла через редукционный клапан. Начиная с некоторой высоты полета, производительность насоса настолько снижается, что редукционный клапан полностью закрывается и давление масла в большой степени снижается.

§ 3. МАСЛЯНЫЕ ФИЛЬТРЫ

Фильтры масляной системы предназначены для очистки масла от вредных примесей, которыми являются частицы металла (продукты износа трущихся деталей), грязь, смола (продукты окисления масла) и т. п.

Устанавливаются фильтры как в нагнетающей, так и в откачивающей магистралях. В нагнетающей магистрали до насоса устанавливается фильтр низкого давления, после насоса — фильтр высокого давления. В откачивающей магистрали фильтры также могут устанавливаться как до насоса, так и после него.

Наиболее широко распространены в газотурбинных двигателях сетчато-дисковые фильтры.

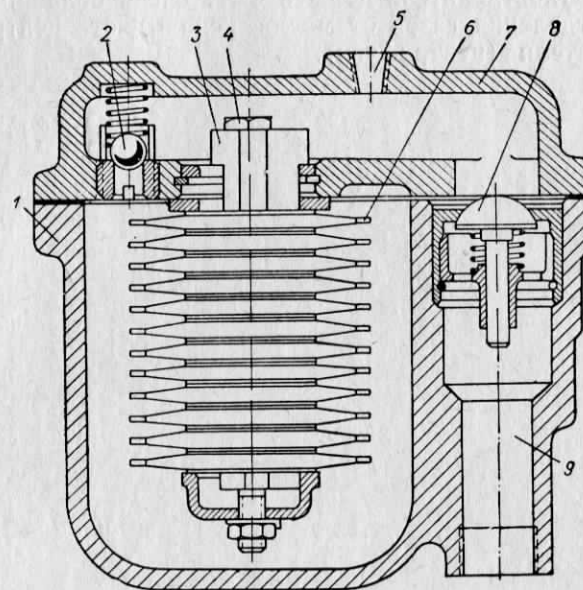
Основная часть сетчато-дискового фильтра (фиг. 4. 89) — фильтрующий элемент, расположенный в корпусе 1. Фильтрующий элемент представляет собой каркас 3, на котором расположены фильтрующие диски 6. Фильтрующие диски изготавливаются из латунной или стальной проволоки (число клеток 225—5000 на 1 см²). Фильтрующие латунные сетки имеют недостаточную прочность, поэтому под ними установлены более прочные поддерживающие стальные сетки. Поддерживающие сетки имеют 30—40 клеток на 1 см².

Масло, поступающее из насоса, заполняет кольцевую полость вокруг фильтрующего элемента. После этого масло проходит через сетки, отфильтровывается и через каркас попадает в магистраль 9.

Вредные примеси после фильтрации остаются снаружи сеток. Для очистки сеток фильтра периодически производится промывка фильтрующего элемента в бензине. Очистка фильтров производится без слива масла, достаточно только снять крышку 7 фильтра.

Фильтр снабжен предохранительным клапаном 2. Этот клапан предотвращает разрыв фильтрующей ткани сетки при засорении или обледенении сеток. Предохранительный клапан в этом случае

под действием увеличивающегося давления масла перепускает масло помимо фильтрующих элементов. Пружина клапана отрегулирована на давление 0,13—0,15 Мн/м² [1,3—1,5 кг/см²].



Фиг. 4. 89. Сетчато-дисковый масляный фильтр.

1—корпус, 2—предохранительный клапан, 3—каркас, 4—стяжной болт, 5—место для замера давления, 6—фильтрующие диски фильтра, 7—крышка фильтра, 8—запорный клапан, 9—магистраль выхода масла из фильтра.

Запорный клапан 8 предотвращает перетекание масла из масляного бака в двигатель в результате давления уровня масла в баке. Перетекание масла возможно в то время, когда двигатель на самолете не работает (на стоянке). Пружина запорного клапана отрегулирована на давление 0,02—0,05 Мн/м² [0,2—0,5 кг/см²].

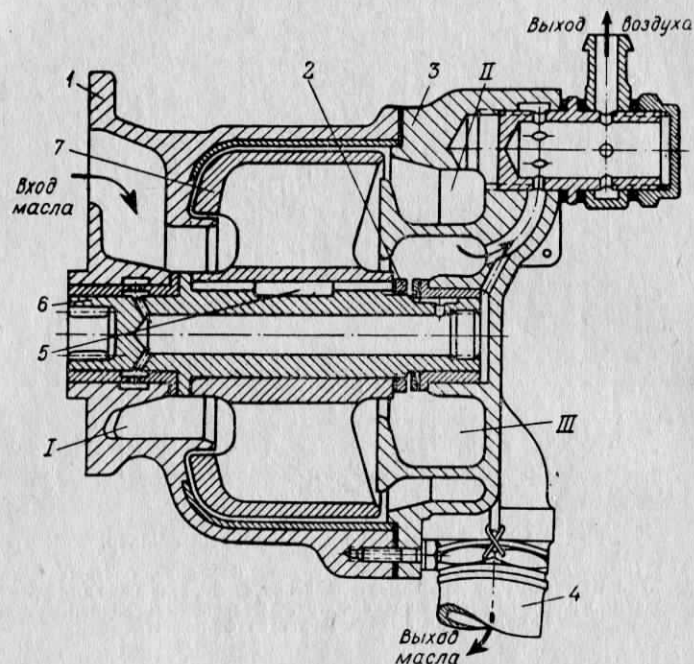
§ 4. ВОЗДУХООТДЕЛИТЕЛИ

Воздухоотделители устанавливаются в масляной системе двигателя для очистки масла от газов. Вспененное масло (насыщенное газами) плохо охлаждается в радиаторе. Оно обладает способностью увеличиваться в объеме, что отрицательно сказывается на производительности насоса и давлении, создаваемом насосом, и, в конечном счете, на высотности масляной системы.

Простейшим воздухоотделителем является лоточный воздухоотделитель. При попадании вспененного масла на лоток (лоток — алюминиевая диафрагма) оно растекается по нему и из масла выде-

ляется газ. Такие газоотделители применяют при небольшой прокачке масла и небольшом содержании в нем газов.

При большой прокачке и большом содержании газа в масле лоточный воздухоотделитель должен быть очень большим. В этом случае для отделения газов от масла используют центробежные воздухоотделители (центрифуги).



Фиг. 4.90. Центробежный воздухоотделитель.

1—корпус, 2—гайка, 3—крышка, 4—патрубок, 5—шпонка, 6—валик, 7—крыльчатка, I, II, III—полости.

На фиг. 4.90 представлен воздухоотделитель ТВД АИ-20А. Основной элемент воздухоотделителя — ротор, состоящий из крыльчатки 7, отлитой из магниевого сплава, и валика 6. Крыльчатка зафиксирована на валике шпонкой 5 и закреплена гайкой 2. Ротор расположен в бронзовых втулках, запрессованных в корпусе 1 и крышке 3 воздухоотделителя. Ротор воздухоотделителя приводится во вращение с помощью шлицев, выполненных внутри валика 6.

Масло, подаваемое откачивающим насосом, попадает в кольцевую полость I, а оттуда — внутрь ротора.

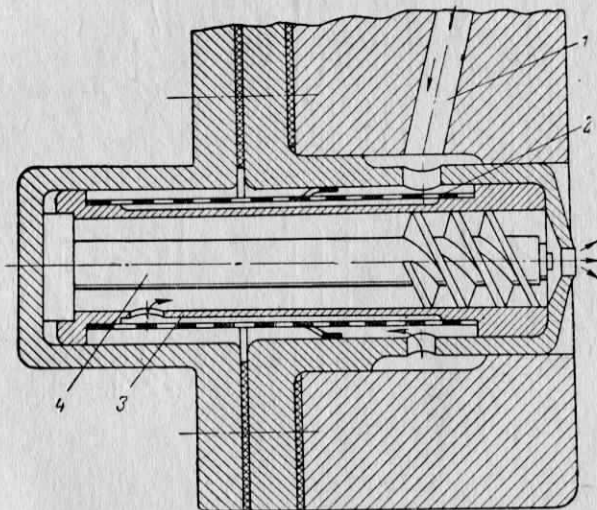
Под действием центробежных сил масло отбрасывается к периферии и попадает в кольцевую полость II крышки воздухоотдели-

теля, а оттуда по патрубок 4 направляется в воздушно-масляный радиатор. Воздух из центра ротора проходит в кольцевую полость III, оттуда направляется в масляный бак.

§ 5. МАСЛЯНЫЕ ФОРСУНКИ

Распыливание масла и дозировка подачи осуществляются в двигателе с помощью масляных форсунок. В ГТД применяют струйные и центробежные форсунки.

Центробежная масляная форсунка показана на фиг. 4.91. Масло в форсунке подводится через канал 1, затем через сетку 2



Фиг. 4.91. Центробежная масляная форсунка.

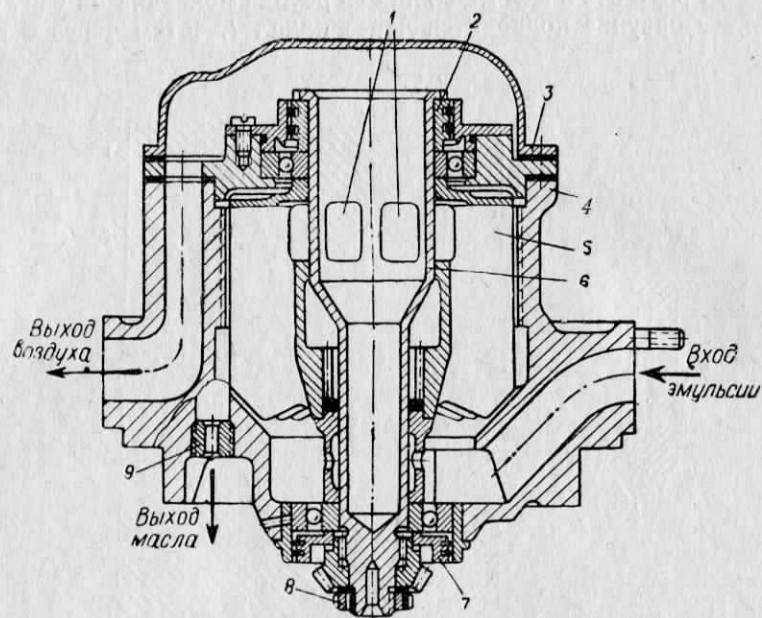
1—канал, 2—сетка, 3—втулка, 4—стержень.

и отверстия во втулке 3 попадает внутрь втулки. Пройдя через винтовую канавку на конце стержня 4 распылителя (где масло закручивается), оно выходит через калиброванное отверстие корпуса и распыливается на подшипник. Недостаток таких форсунок заключается в том, что распыливаемое масло смешивается с воздухом, вследствие чего ухудшается отвод тепла от подшипников.

Струйная форсунка очень проста по устройству и представляет собой трубку с калиброванным выходным отверстием диаметром 1,0—2,5 мм. Эти форсунки получили наибольшее распространение.

§ 6. СИСТЕМА СУФЛИРОВАНИЯ ДВИГАТЕЛЯ

Масляные полости двигателя и масляный бак сообщаются с атмосферой с помощью системы суфлирования. Суфлирование совершенно необходимо для нормальной работы двигателя. Нагрев масла, его испарение и прорыв газов в масляные полости через лабиринтные уплотнения при отсутствии суфлирования приводят к повышению давления масла в баках и масляных полостях двигателя и выбросу масла из системы.



Фиг. 4. 92. Центробежный суфлер.

1—окна валика, 2 и 7—втулки, 3—крышка, 4—корпус, 5—крыльчатка, 6—валик, 8—гайка, 9—жиклер.

На ряде двигателей масляные полости сообщаются с атмосферой с помощью суфлера.

Суфлер представляет собой канал, который сообщает масляные полости двигателя с атмосферой. В канале размещаются перегородки, которые пропускают воздух и пары, но препятствуют выходу масла.

На других двигателях, как это видно из приведенных выше описаний масляных систем ТРД и ТВД, воздух с парами масла из масляных полостей направляется в центробежный суфлер.

По конструкции и устройству он аналогичен центробежному воздухоотделителю. Устройство и принцип работы суфлера видны на фиг. 4. 92.

Ротор суфлера представляет собой крыльчатку 5 из алюминиевого сплава, соединенную с валиком 6 с помощью шлицев. Ротор вращается в двух шарикоподшипниках и делает 11 300 об/мин. Все детали ротора затянуты гайкой 8. Подшипники ротора уплотнены маслоуплотнительными бронзовыми кольцами, расположенными на втулках 2 и 7.

Эмульсия (смесь воздуха с маслом) поступает из двигателя, на вращающуюся крыльчатку и отбрасывается на стенки корпуса. Центробежными силами при этом масло отделяется от воздуха. Далее оно стекает по резьбе, выполненной на стенке корпуса 4, а затем направляется через жиклер 9 в корпус двигателя. Воздух через окна 1 валика 6 попадает под крышку 3 суфлера, а затем по каналу отводится из двигателя.

Глава XVI

СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПИТАНИЯ

Подача топлива в камеры сгорания газотурбинного двигателя в количестве, необходимом для данного режима, осуществляется системой топливопитания двигателя. Эта же система выполняет функции регулирования расхода топлива, поступающего в камеры.

В общем случае двигатель может иметь три системы топливопитания: основную, форсажную, пусковую.

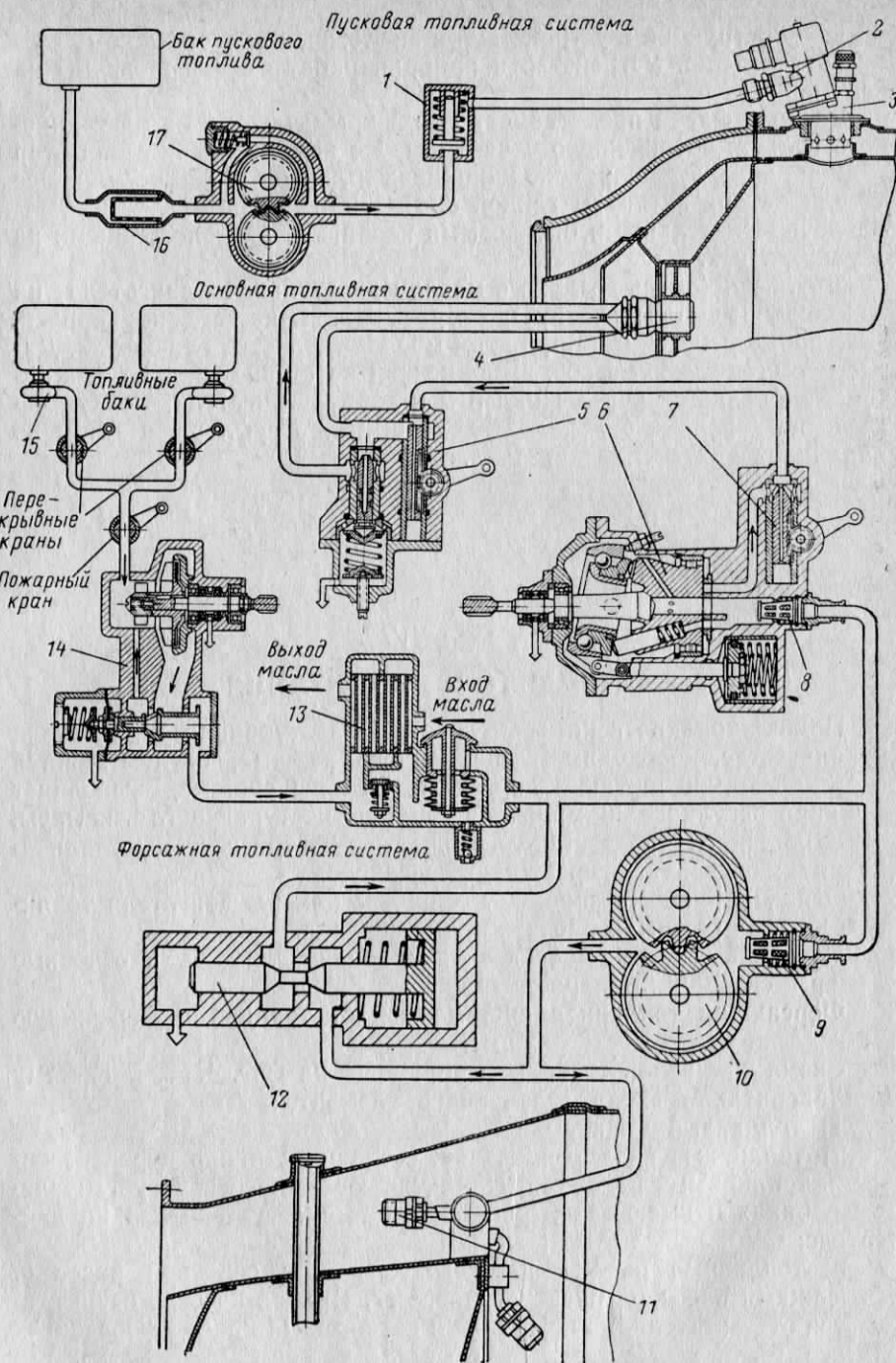
Основная система снабжает основные камеры двигателя топливом на всех режимах работы, кроме запуска.

Пусковая система обеспечивает подачу топлива в основные камеры сгорания в период запуска.

Форсажная топливная система подает топливо в форсажную камеру на форсажном режиме.

Схема топливной системы изображена на фиг. 4. 93. В систему топливопитания входят следующие элементы:

- 1) топливные баки;
- 2) топливные насосы подкачки, создающие напор перед основными топливными насосами. Подкачивающие насосы 15 установлены в баках и имеют электропривод, насос 14 установлен на двигателе;
- 3) топливные насосы высокого давления: основной насос 6, форсажный насос 10, пусковой насос 17. Привод насосов осуществляется от двигателя, но возможен и автономный привод форсажных насосов;



4) топливные фильтры, служащие для очистки топлива от механических примесей. Фильтр 16 служит для грубой очистки, фильтры 9 и 8 — для тонкой очистки (они устанавливаются перед жиклерами, золотниками);

5) топливные форсунки 2, 4 и 11, служащие для распыла топлива, вводимого в камеру сгорания и форсажную камеру;

6) масляно-топливный радиатор 13, служащий для охлаждения масла топливом. Радиатор не является обязательным элементом системы. При очень больших скоростях полета возникает необходимость охлаждения топлива воздухом в топливно-воздушных радиаторах, куда поступает воздух из специального холодильника;

7) агрегаты управления и регулирования подачи топлива 5, 7, 12;

8) трубопроводы и контрольно-измерительная аппаратура.

Ниже рассматриваются устройство и принцип работы основных элементов системы топливопитания.

§ 1. ТОПЛИВНЫЕ ФИЛЬТРЫ

Топливные фильтры устанавливаются в системе топливопитания для предохранения элементов системы от засорения посторонними механическими примесями. В топливных системах применяют фильтры различных типов: сетчатые, щелевые, пористые, сепарирующие.

Фетровый фильтр низкого давления изображен на фиг. 4.94. Фильтрующий элемент диска представляет собой проволочный каркас, обтянутый фетром.

Фильтрующий элемент 4 установлен в стакане 3 и притянут к корпусу 1 фильтра болтом 2. Вместо фетра в таких фильтрах применяется также бумага или нейлоновая ткань.

Все топливные фильтры нуждаются в периодической очистке. Кроме того, они подвержены обледенению, для предупреждения которого требуется принятие специальных мер.

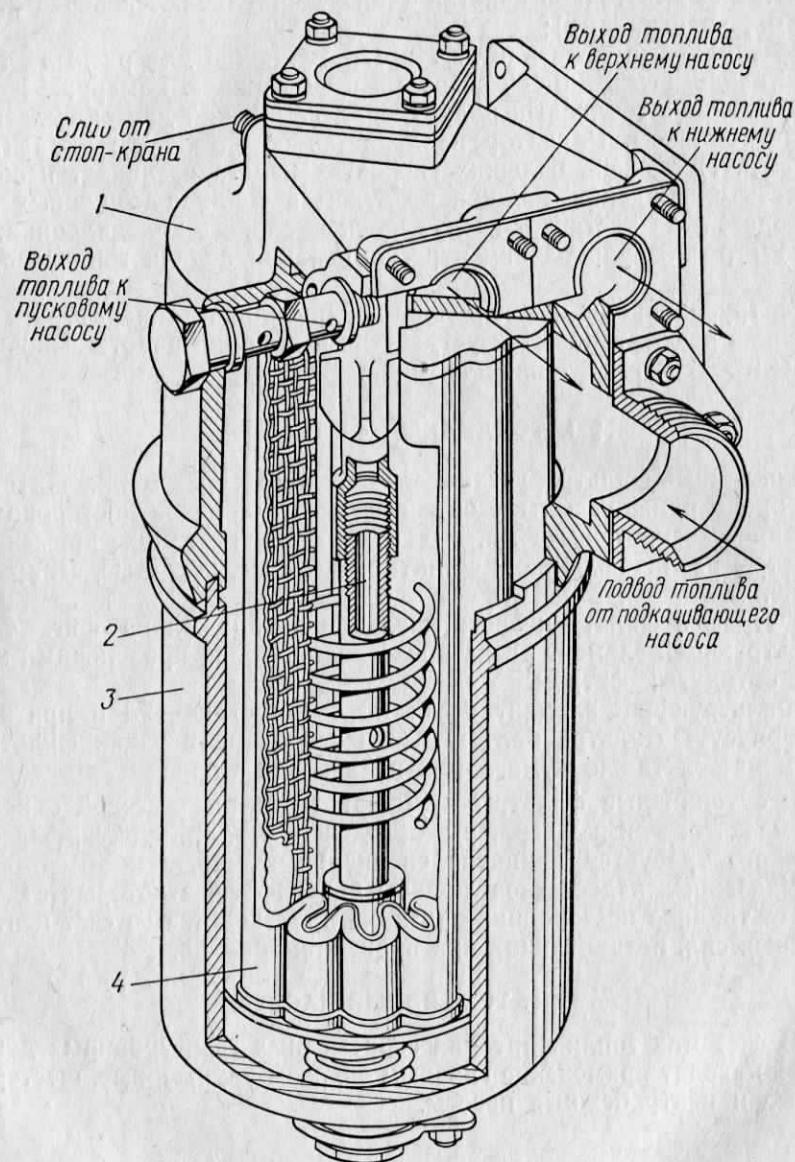
Указанных недостатков лишены центрифуги, в которых отделение от топлива посторонних примесей производится за счет центробежных сил, возникающих при вращении топлива.

§ 2. ТОПЛИВНЫЕ НАСОСЫ

В системах топливопитания современных газотурбинных двигателей находят применение главным образом плунжерные, шестеренчатые и центробежные насосы.

Фиг. 4.93. Схема системы топливопитания.

1—обратный клапан, 2—топливная форсунка, 3—воспламенитель, 4—топливная форсунка, 5, 7, 12—агрегаты управления и регулирования подачи топлива, 6—основной насос, 8 и 9—фильтры тонкой очистки, 10—форсажный насос, 11—топливная форсунка, 13—масляно-топливный радиатор, 14 и 15—подкачивающие насосы, 16—фильтр грубой очистки, 17—пусковой насос.



Фиг. 4.94. Фетровый фильтр низкого давления.
1—корпус, 2—болт, 3—стакан, 4—фильтрующий элемент.

Насосы основных систем обычно бывают плунжерными или шестеренчатыми, насосы пусковых систем — чаще всего шестеренчатые или коловратные. Подкачивающие насосы обычно бывают центробежного типа. Эти же насосы могут применяться и в основных системах при больших потребных расходах топлива при сравнительно невысоких давлениях перед форсунками $5\text{--}7 \text{ Мн/м}^2$ [$50\text{--}70 \text{ кг/см}^2$].

Привод основных топливных насосов осуществляется чаще всего от ротора двигателя. При больших расходах топлива может быть применен автономный привод.

Плунжерные и шестеренчатые насосы относятся к так называемым объемным насосам. В таких насосах за один рабочий цикл рабочие элементы насоса подают вполне определенное количество топлива независимо от величины давления на выходе из насоса. В то же время через центробежный насос, относящийся к лопаточным насосам, за один оборот ротора может проходить различное количество топлива в зависимости от условий входа топлива в насос и течения его по насосу.

Во всех топливных насосах при определенных условиях наблюдаются на входе так называемые кавитационные режимы течения топлива. При понижении давления топлива на входе в насос из топлива начинает выделяться растворенный в нем воздух. Когда давление станет меньше упругости паров топлива, начинается выделение паров топлива. Образующиеся пузырьки растут в объеме и в конечном итоге приводят к разрывам струи топлива.

Появление кавитации ведет к уменьшению производительности, снижению давления топлива за насосом и в ряде случаев приводит к разрушению насосов.

Кроме снижения давления на входе в насос, особенно заметного при полете на больших высотах, на развитие кавитации влияет температура топлива на входе в насос и величина упругости паров топлива (под упругостью паров топлива понимают давление насыщенных паров топлива при данной температуре). Чем выше температура топлива и больше упругость паров топлива, тем вероятней возникновение кавитации.

Таким образом, наиболее благоприятные условия для возникновения кавитации: а) при полете на больших высотах и больших скоростях, когда сильно падает давление в баках, а топливо в баках и трубопроводах в значительной степени нагревается; б) при применении топлив широких фракций, отличающихся большим давлением насыщенных паров (например, при применении топлива Т-2).

Для уменьшения кавитации необходимо повышение давления на входе в топливный насос до $0,35\text{--}0,4 \text{ Мн/м}^2$ [$3,5\text{--}4 \text{ кг/см}^2$], для чего служат подкачивающие топливные насосы.

Шестеренчатые насосы

Шестеренчатый топливный насос аналогичен по устройству такому же масляному насосу. Он состоит из пары шестерен, заключенных в корпус. Одна из шестерен является ведущей и получает вращение от внешнего источника мощности. Насос основной топливной системы, как правило, приводится во вращение от двигателя, пусковой шестеренчатый насос имеет привод от электродвигателя.

Так же как и в масляном насосе, зубья шестерен переносят топливо из полости всасывания в полость нагнетания, где входящие в зацепление зубья вытесняют топливо в нагнетающую магистраль. По сравнению с масляными топливные насосы отличаются большей производительностью и большим давлением на выходе.

Достоинствами шестеренчатых насосов являются простота и легкость конструкции, малые габариты и малая чувствительность к чистоте топлива.

К недостаткам насоса относятся повышенный износ зубьев шестерен, влияющий на производительность насоса, трудность получения очень высокого давления.

Кроме этого, производительность насоса при постоянных оборотах невозможно изменить. Поэтому если необходимо подавать в двигатель меньше топлива, приходится часть топлива перепускать со стороны нагнетания на сторону всасывания. Топливо при этом нагревается, на привод насоса затрачивается излишняя мощность.

Шестеренчатые насосы применяются на некоторых ГТД в качестве основных насосов системы топливопитания, например на ТВД АИ-20А, а на двигателе АМ-3 шестеренчатый насос подает пусковое топливо в камеры сгорания в процессе запуска двигателя.

Плунжерный насос

Плунжерные насосы получили наибольшее распространение в основных топливных системах. Плунжерный насос изображен на фиг. 4.95.

Работа плунжерного насоса происходит в следующей последовательности.

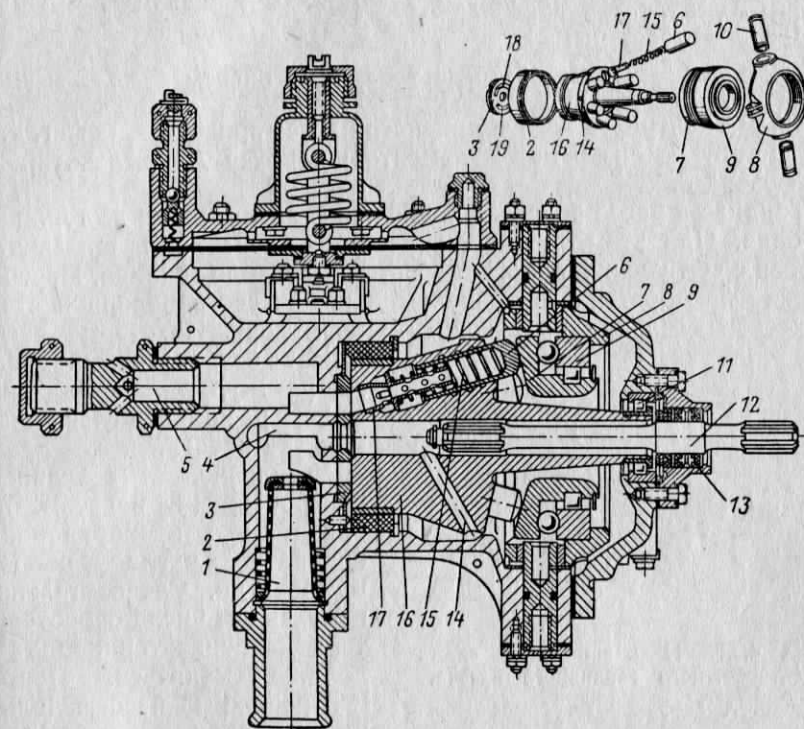
Ротор 16 насоса приводится во вращение от двигателя. В наклонно расположенных отверстиях ротора располагаются плунжеры 6.

Существующие насосы имеют от 5 до 11 плунжеров. В плунжере помещена пружина 15, усилием которой плунжер прижимается к наклонной шайбе 7.

При вращении ротора и наклонном положении шайбы 7 плунжеры совершают возвратно-поступательное движение. При движении плунжера под действием пружины пространство под плунжером становится больше, топливо из всасывающей магистрали через окно 18 всасывания распределительного золотника 3 поступает в пространство под плунжером. При обратном ходе плунжера

топливо из подплунжерного пространства нагнетается через окно 19 нагнетания в нагнетающую магистраль. Таким образом плунжер за один оборот ротора совершает один ход нагнетания и один ход всасывания.

Производительность насоса зависит (при прочих равных условиях) от хода плунжера. Чем больше ход плунжера, тем больше



Фиг. 4.95. Плунжерный топливный насос.

1—сетчатый фильтр, 2—медно-графитовый подшипник, 3—распределительный золотник, 4—канал всасывания, 5—канал нагнетания, 6—плунжер, 7—наклонная шайба, 8—корпус наклонной шайбы, 9—подшипник наклонной шайбы, 10—ось наклонной шайбы, 11—роликовый подшипник, 12—валик-рессора, 13—манжетное уплотнение, 14—наклонное сверление, 15—пружина плунжера, 16—ротор, 17—направляющая плунжера, 18—окно всасывания, 19—окно нагнетания.

поступает в подплунжерное пространство топлива при всасывании, тем больше его нагнетается насосом.

Изменение хода плунжера производится изменением угла наклона шайбы. Шайба связана с механизмом, который осуществляет ее поворот и фиксацию в определенном положении. Таким образом, каждому положению наклонной шайбы соответствует определенная производительность.

Число оборотов роторов плунжерных насосов — 4000—5000 об/мин. Максимальная производительность — 4000—7000 кг/ч.

К достоинствам плунжерных насосов следует отнести возможность получения переменной производительности при постоянных оборотах, а также обеспечение более высоких давлений перед форсунками.

Плунжерные насосы по сравнению с шестеренчатыми тяжелы и имеют большие габариты. Они также отличаются сложностью конструкции и технологии производства, чувствительностью к чистоте и сорту топлива.

Центробежные топливные насосы

Схема центробежного топливного насоса приведена на фиг. 4. 96. Он состоит из следующих элементов: корпуса 1, крыльчатки 2 и диффузора 3.

Топливо в насос подается подкачивающим насосом из топливного бака. При этом топливо увлекается лопатками крыльчатки, в связи с чем увеличивается скорость и давление топлива. Преобразование приобретенного топливом динамического напора в статическое давление происходит в диффузоре. Некоторые насосы имеют безлопаточный диффузор-улитку, представляющий собой расширяющуюся часть корпуса насоса.

Давление, создаваемое центробежным насосом, приблизительно пропорционально квадрату числа оборотов крыльчатки. Следовательно, с изменением числа оборотов ротора давление топлива также должно меняться. Поэтому центробежные насосы должны иметь клапан постоянного давления.

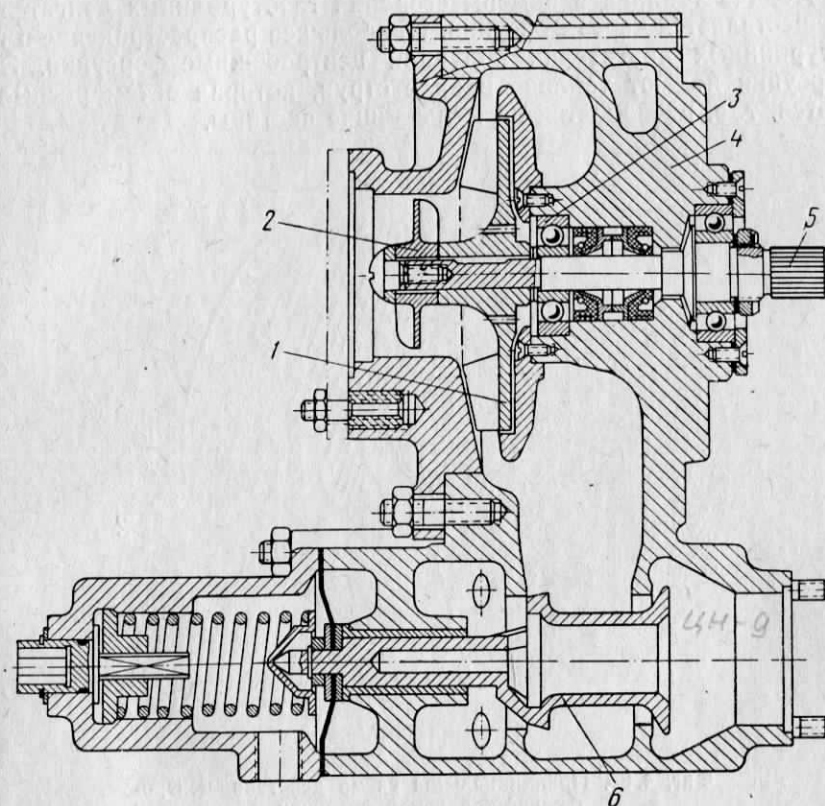
В частности, центробежный подкачивающий насос двигателя АМ-3 имеет автоматически действующий клапан, поддерживающий на выходе из насоса давление $0,16—0,26 \text{ Мн/м}^2$ [$1,6—2,6 \text{ кг/см}^2$].

Кавитация в центробежных насосах может быть уменьшена постановкой подкачивающих насосов, повышением давления на входе в насос с помощью каналов, связывающих выход из насоса со входом, а также постановкой перед входом в насос осевой крыльчатки. На фиг. 4. 97 показан центробежный насос, где кроме основной крыльчатки 1 имеется осевая крыльчатка (пропеллер) 2, производительность которой больше, чем основной, вследствие чего на входе в крыльчатку создается дополнительный подпор.

Клапан постоянного давления 6 обеспечивает изменение производительности насоса соответственно изменению потребного расхода

да топлива, благодаря чему сохраняется постоянство давления топлива на выходе из насоса.

Центробежные насосы имеют обычно крыльчатки с лопатками, загнутыми против вращения. Число оборотов крыльчаток 2000—3000 об/мин.



Фиг. 4. 97. Центробежный топливный насос.

1—основная крыльчатка, 2—осевая крыльчатка (пропеллер), 3—подшипник, 4—корпус, 5—валик, 6—клапан постоянного давления.

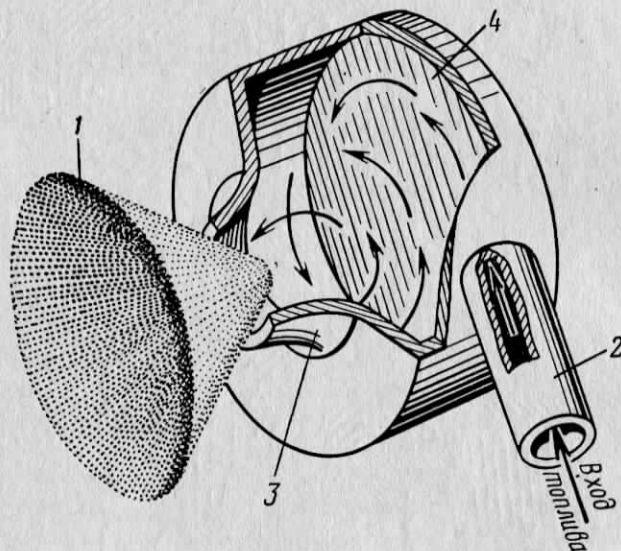
Центробежные насосы легки, имеют высокую производительность при малых габаритах и способность развивать большие напоры. Они так же, как и шестеренчатые насосы, менее чувствительны к чистоте и сорту топлива.

К недостаткам центробежных насосов относятся большая сложность регулирования давления и подачи топлива. Объясняется это тем, что давление, создаваемое насосом, зависит от числа оборотов крыльчатки и производительности насоса. Центробежные насосы обладают плохой всасывающей способностью, вследствие чего они нуждаются в предварительной заливке топлива.

Центробежные насосы могут использоваться как насосы высокого давления для подачи в основные и форсажные камеры, а также в качестве насосов подкачки.

§ 3. ТОПЛИВНЫЕ ФОРСУНКИ

Подача топлива в камеры сгорания газотурбинных двигателей осуществляется через форсунки. Наибольшее распространение в газотурбинных двигателях получили центробежные форсунки. Эти форсунки подают топливо в виде струи, которая затем распыливается, т. е. распадается на мельчайшие частицы.



Фиг. 4. 98. Принципиальная схема действия центробежной топливной форсунки.

1—конус распыливания топлива, 2—входной канал, 3—сопло, 4—камера закручивания топлива.

Схема действия центробежной форсунки изображена на фиг. 4. 98. В форсунку топливо из нагнетающей магистрали насоса попадает через канал 2, после чего топливо поступает в камеру закручивания 4, где приобретает интенсивное вращение. Благодаря этому топливо, выйдя через сопло 3 в камеру сгорания, под действием центробежных сил распыливается.

Рассмотренная нерегулируемая форсунка не может обеспечить работу двигателя на всех режимах. В самом деле, диапазон изменения расхода топлива в современных двигателях очень велик: максимальный расход (при максимальной тяге у земли) превышает минимальный (на большой высоте при сильном дросселировании)

в 40—50 раз. Для обеспечения такого диапазона изменения расхода нужно соответственно менять и давление топлива перед форсункой, так как расход топлива через форсунку и распыл его определяются давлением перед ней.

На минимальном расходе для обеспечения хорошего распыла необходим перепад давлений

$$\Delta p_f = p_f - p_2, \text{ равный } 0,3—0,6 \text{ Мн/м}^2 [3—6 \text{ кг/см}^2],$$

где p_f — давление перед форсункой;

p_2 — давление в камере сгорания.

При меньших перепадах давления топливо закручивается недостаточно, оно поступает из форсунки не струей, а в виде пузыря и плохо распадается на капли. Если сохранить площадь сечения сопла форсунки такой, которая обеспечивает нужное давление перед форсункой на малом расходе, то при работе на максимальном расходе давление должно вырасти до нескольких сотен меганьютонов на квадратный метр.

Наоборот, если площадь сопла форсунки обеспечит давление перед форсункой 4,5—5 Мн/м² [45—50 кг/см²] (таково в действительности давление топлива перед форсункой), то на малом расходе давление будет незначительным и распыливание топлива окажется невозможным. Поэтому для обеспечения нужного расхода топлива и хорошего его распыла на всех режимах работы двигателя форсунки выполняют автоматически регулируемые.

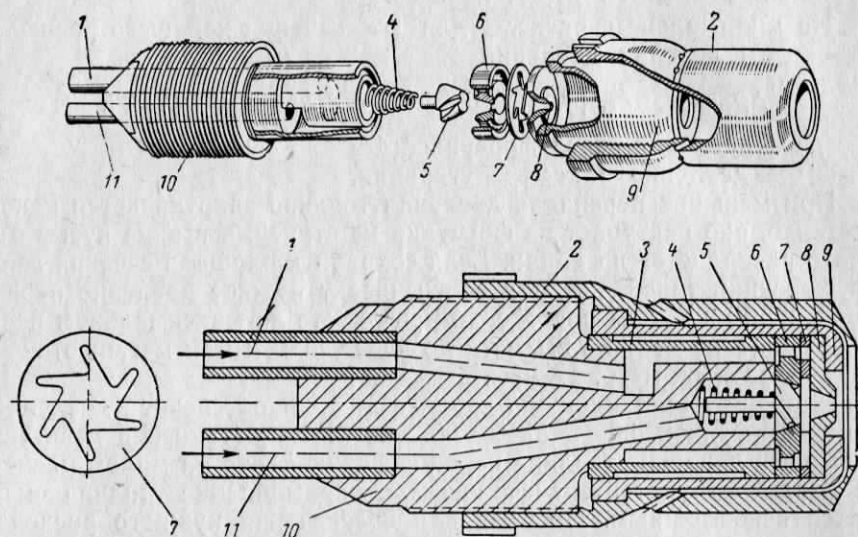
Регулируемой является двухсопловая форсунка двигателя ВК-1А, изображенная на фиг. 4. 99. По вспомогательному каналу 11 топливо от насоса поступает во внутреннюю (вспомогательную) форсунку. Пройдя завихритель 5 и сопло 8, топливо поступает в камеру сгорания.

При достижении определенного давления топлива открывается клапан автоматического распределителя топлива (АРТ) и топливо поступает в форсунку по основному каналу 1. Пройдя тангенциальные каналы пластинчатого завихрителя 7, топливо закручивается и через сопло попадает в камеру сгорания.

К автоматически регулируемым форсункам принадлежат также двухступенчатые форсунки, в которых регулирование достигается изменением скорости течения топлива на входе в камеру закручивания. Изменение скорости осуществляется дросселированием давления топлива, поступающего в камеру закручивания через каналы второй ступени.

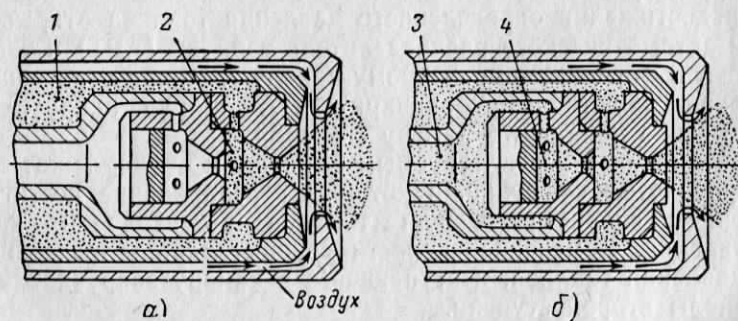
Из фиг. 4. 100 можно видеть, как устроена и работает двухступенчатая двухкамерная форсунка двигателя АМ-3. Форсунка имеет две ступени, каждая из которых снабжена своей камерой закручивания и соплом.

При малых расходах топливо проходит только по каналу первой ступени (фиг. 4. 100, а). В камеру закручивания 2 этой ступени топливо проходит через три тангенциальных канала малого диамет-



Фиг. 4.99. Двухсопловая форсунка двигателя ВК-1А.

1—основной канал, 2—колпачок, 3—штулка, 4—пружина, 5—завихритель, 6—гнездо завихрителя, 7—пластинчатый завихритель, 8—сопло, 9—стакан, 10—корпус форсунки, 11—вспомогательный канал.



Фиг. 4.100. Схема работы двухступенчатой форсунки двигателя АМ-3.

1—канал первой ступени, 2—камера закручивания первой ступени, 3—канал второй ступени, 4—камера закручивания второй ступени.

ра в стенке камеры закручивания, а затем через сопловое отверстие поступает в камеру сгорания.

При повышении расхода, а следовательно, и давления топлива игла распределителя топлива (на схеме он не показан) пропускает топливо одновременно и по каналу 3 второй ступени (фиг. 4.100, б). Затем топливо проходит через тангенциальные отверстия большего диаметра в камеру закручивания 4 второй ступени, закручивается в ней и поступает в камеру сгорания через сопловое отверстие.

Таким образом, благодаря наличию перед сопловым отверстием двух камер закручивания потоки топлива из каналов обеих ступеней смешиваются в камере закручивания первой ступени, где поступающее по каналу из второй ступени топливо дополнительно закручивается потоком из канала первой ступени. Такая совместная работа обеих ступеней особенно благоприятна для начала работы второй ступени.

§ 4. РЕГУЛИРОВАНИЕ В СИСТЕМЕ ТОПЛИВОПИТАНИЯ ДВИГАТЕЛЯ

На всех скоростях и высотах полета газотурбинный двигатель должен работать на наиболее выгодных режимах. Для поддержания заданного режима работы или изменения его в желаемом направлении в конструкции двигателей предусмотрены специальные устройства, воздействующие на параметры процесса. Воздействие на параметры процесса осуществляет система регулирования двигателя.

Для освобождения летчика от необходимости регулирования вручную двигатель снабжается автоматическими регуляторами, поддерживающими заданный режим работы. Для того чтобы изменить режим работы в желаемом направлении, летчик перемещает рычаг управления двигателем, связанный специальным механизмом с регуляторами двигателя.

Система автоматического регулирования должна обеспечить возможность изменения тяги (или мощности) двигателя в широком диапазоне (от максимальной до минимальной). При некотором положении рычага управления система регулирования обеспечивает работу двигателя на максимальном (взлетном) режиме. При перемещении летчиком рычага управления «на себя» (от положения, соответствующего максимальному режиму) происходит дросселирование двигателя и тяга (мощность) его уменьшается. Таким образом, двигатель может быть переведен на номинальный, крейсерский режим и режим малого газа.

Управление двигателем должно быть максимально упрощено. Летчик имеет возможность передвигать рычаг управления как угодно быстро, так как в системе регулирования имеются устройства, которые предохранят двигатель от возможных в этих условиях опасных перегрузок. Система регулирования должна обеспечить наилучшую для двигателя приемистость, т. е. способность быстро

переходить с одного режима работы на другой при перемещении рычага управления. Система регулирования должна также предохранять двигатель от перехода на неустойчивые режимы работы (помпаж, срыв пламени в камере сгорания).

Глава XVII

СИСТЕМЫ ЗАПУСКА

Мощность газовой турбины при максимальной температуре газов перед сопловым аппаратом становится больше мощности, потребной для вращения компрессора, только лишь начиная с некоторых определенных оборотов. Поэтому для запуска двигателя необходимо с помощью постороннего источника мощности сообщить двигателю необходимые обороты. После достижения этих оборотов при подводе в камеру сгорания топлива и воспламенения его двигатель сможет самостоятельно

работать с последующим выходом на рабочие режимы.

В систему запуска газотурбинного двигателя входят:

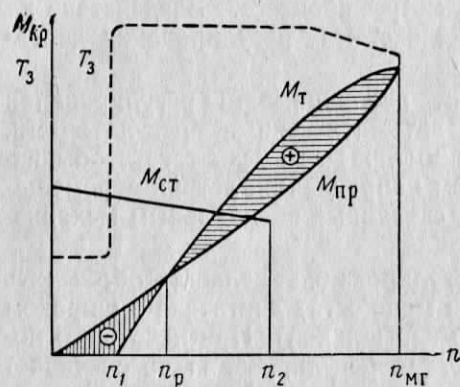
1) стартер — посторонний источник мощности, обеспечивающий раскрутку ротора двигателя от состояния покоя до определенных оборотов;

2) пусковая топливная система, служащая для подачи топлива при запуске в камеры сгорания;

3) электрическая система зажигания, необходимая для воспламенения топливо-воздушной смеси в процессе запуска двигателя;

4) система автоматического регулирования, элементы которой обеспечивают заданную последовательность включения агрегатов.

Запуск двигателя можно разделить на несколько этапов. Их можно проиллюстрировать на фиг. 4.101, где показано изменение крутящих моментов на валу двигателя и температуры газов перед турбиной по оборотам в процессе запуска: $M_{ст}$ — момент, развиваемый стартером; M_T — крутящий момент, развиваемый турбиной; $M_{пр}$ — крутящий момент, потребный для прокрутки двигателя.



Фиг. 4.101. Изменение крутящих моментов на валу ТРД при запуске.

Первый этап запуска начинается с запуска самого стартера и выхода его на рабочий режим. Продолжительность этого этапа невелика и зависит от типа стартера (на фигуре первый этап не показан).

Второй этап запуска продолжается с момента подключения стартера к валу двигателя до момента вступления в работу турбины. На этом этапе раскрутка двигателя производится одним только стартером.

На оборотах n_1 происходит подача топлива в камеры сгорания, образование топливо-воздушной смеси и поджигание ее с помощью воспламенителей. С этого момента, с момента начала работы турбины, начинается третий этап запуска. На этом этапе двигатель раскручивается как стартером, так и турбиной. M_T возрастает быстрее, чем $M_{пр}$, поэтому, начиная с оборотов n_p (где $M_T = M_{пр}$), появляется избыточный момент (до этих оборотов момент на роторе двигателя отрицательный). Заканчивается этап при достижении оборотов n_2 , когда происходит отключение стартера.

Четвертый этап запуска начинается с момента отключения стартера, т. е. от момента перехода двигателя на самостоятельную работу.

На этом этапе обороты возрастают за счет избыточного момента турбины по сравнению с моментом прокрутки. Возрастание оборотов происходит до оборотов $n_{мг}$, на которых снова $M_T = M_{пр}$. Эти обороты являются оборотами малого газа. На этом заканчивается запуск двигателя.

Температура газа перед турбиной изменяется при запуске следующим образом. До включения в работу турбины, т. е. на первом и втором этапах запуска, температура постоянна и практически равна температуре окружающего воздуха. С момента начала работы основной топливной системы температура T_3 резко возрастает до максимального значения и поддерживается постоянной. Перед выходом на режим малого газа температура T_3 снижается на $180—220^\circ$, что соответствует выходу двигателя на устойчивый режим малого газа.

§ 1. СТАРТЕРЫ

Стартер представляет собой двигатель, служащий для раскрутки ротора газотурбинного двигателя при запуске.

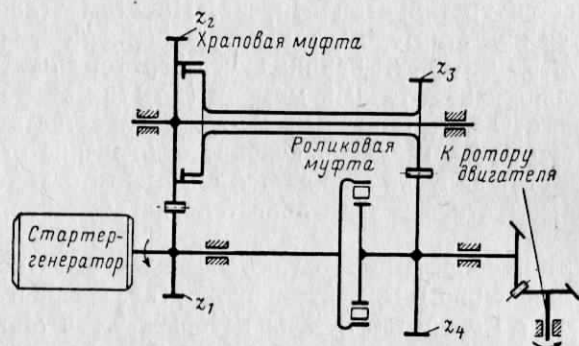
Стартер должен удовлетворять следующим требованиям:

- 1) обладать достаточной мощностью для обеспечения быстрого запуска двигателя при малой силе тяжести (весе) и габаритах как самого стартера, так и источников питания;
- 2) обеспечивать автоматизацию запуска;
- 3) иметь высокую эксплуатационную надежность.

В настоящее время существует большое число типов стартеров. Наибольшее распространение получили электрические и турбинные стартеры.

Электрические стартеры

Электрический стартер представляет собой электрический двигатель постоянного тока смешанного возбуждения. Мощность стартеров достигает в среднем 22 кВт [30 л. с.]. Питается стартер от бортовой сети или аэродромной аккумуляторной батареи напряжением 24—28 в. Применение смешанного возбуждения предохраняет стартер от разгона на холостом ходу (без нагрузки). Для той же цели в схеме управления имеется реле максимальных оборотов, которое отключает питание стартера при падении нагрузки ниже допустимой величины.



Фиг. 4. 102. Схема двухскоростной передачи в приводе к стартер-генератору.

Разновидностью электростартера является стартер-генератор. Во время запуска он работает как двигатель, а после запуска, работая как генератор, становится самолетным источником постоянного тока.

Применение стартер-генератора позволяет сделать систему более легкой, так как дает возможность обойтись без отдельного стартера, являющегося в полете бесполезным грузом.

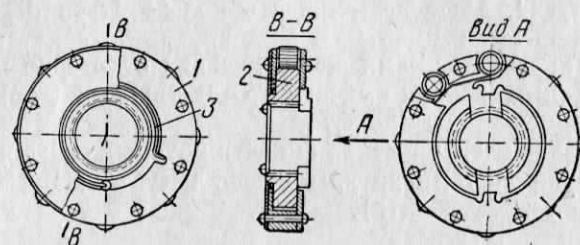
В привод к стартер-генератору включается автоматическая двухскоростная передача. Эта передача необходима для того, чтобы обеспечить работу стартер-генератора с соответствующими оборотами как на стартерном, так и на генераторном режимах. Схема одной из двухскоростных передач изображена на фиг. 4. 102.

Передача включает в себя наряду с шестернями две муфты свободного хода (храповую и роликовую).

При работе на стартерном режиме центробежная храповая муфта включена, поэтому крутящий момент от стартера передается через шестерни z_1 и z_2 , храповую муфту, шестерни z_3 и z_4 на вал, а оттуда через коробку приводов на ротор двигателя. Роликовая муфта при этом включена, так как обороты звездочки муфты, составляющей одно целое с шестерней z_4 , меньше оборотов наружной обоймы.

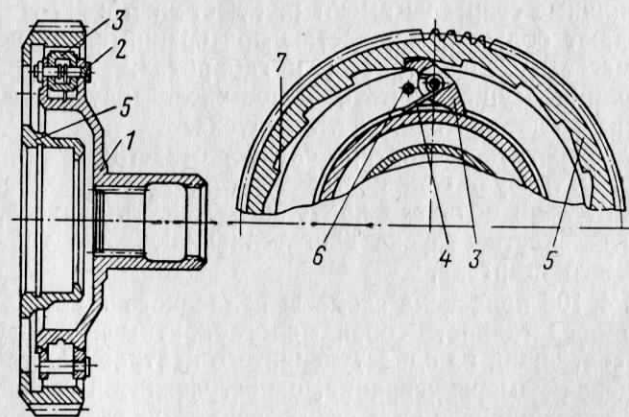
Пружина 3 (фиг. 4. 103) постоянно стремится повернуть сепаратор 1 муфты относительно звездочки 2 на заклинивание роликов.

Когда храповая муфта включена (фиг. 4. 104), это значит, что собачки 3 под действием пружин 4 отжаты на сцепление ведущей части муфты 5 с ведомой частью 1 по скосам 7.



Фиг. 4. 103. Роликовая муфта.
1—сепаратор, 2—звездочка, 3—пружина.

При отключении стартера обороты его быстро уменьшаются, а обороты шестерни z_4 (см. фиг. 4. 102) и звездочки муфты, составляющих одно целое, увеличиваются, так как ротор двигателя продолжает раскручиваться за счет турбины. Когда скорость звездочки муфты станет больше скорости наружной обоймы, ролики муфты заклиниваются. При этом храповая муфта выключается, так как на



Фиг. 4. 104. Центробежная храповая муфта.
1—ведомая часть муфты, 2—ось, 3—собачка, 4—пружина, 5—ведущая часть муфты, 6—упор, 7—скосы.

этих оборотах момент от центробежной силы собачек преодолевает упругость пружин и собачки выходят из зацепления, поворачиваясь на осях 2 до упора 6 (см. фиг. 4. 104).

Так как роликовая муфта включена, а храповая выключена, передача движения от двигателя к starterу идет напрямую, через роликовую и фрикционную муфты. Starter при этом работает в генераторном режиме.

Электрические starterы просты и надежны в эксплуатации, имеют малые габариты. Кроме того, они обеспечивают полную автоматизацию запуска, дают возможность пользоваться аэродромными источниками питания.

Основными недостатками электрических starterов являются:

- 1) большая потребная емкость и сила тяжести (вес) аккумуляторных батарей;
- 2) понижение электрической емкости батарей, связанное с уменьшением наружной температуры воздуха (увеличением удельного сопротивления электролита).

Газотурбинные starterы

Газотурбинный starter (турбостarter) представляет собой малогабаритный газотурбинный двигатель, обычно с центробежным компрессором. Он обладает всеми элементами обычного ГТД, но в то же время имеет и ряд особенностей, отличающих его от полноразмерного двигателя.

Запуск starterа производится обычно с помощью электродвигателя, причем запуск и вывод starterа на рабочий режим производится без нагрузки (для сокращения времени запуска starter при этом не соединен с двигателем).

Газотурбинные starterы имеют ряд достоинств:

- 1) обладают большой мощностью при сравнительно небольшой удельной массе (удельном весе) и габаритах;
- 2) позволяют осуществлять большое число запусков;
- 3) обеспечивают автономность запуска.

К числу недостатков starterа следует отнести:

- 1) конструктивную сложность;
- 2) сравнительно большую продолжительность запуска, так как в продолжительность запуска двигателя включается также время запуска самого starterа.

На фиг. 4. 105 приведена схема выполненного турбостarterа.

Starter представляет собой малогабаритный газотурбинный двигатель, состоящий из одноступенчатого центробежного компрессора, кольцевой камеры сгорания, одноступенчатой газовой турбины и редуктора. Редуктор включает передачу, гидравлическую муфту и центробежную храповую муфту.

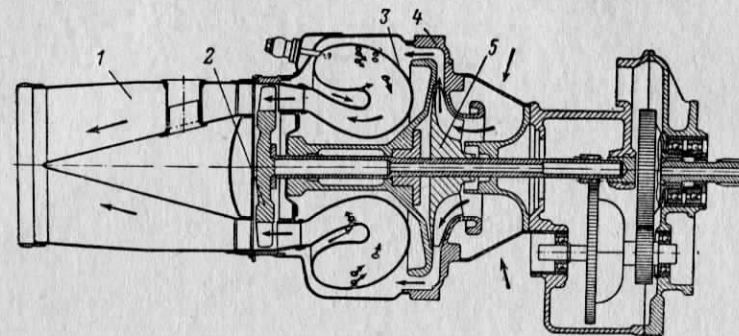
Компрессор starterа имеет одностороннюю крыльчатку 5, соединяющуюся с ротором двигателя при помощи шлицев, и лопаточный диффузор 4, представляющий собой кольцо с лопатками. Диффузор крепится винтами на корпусе компрессора.

Камера сгорания 3 starterа — кольцевая. Жаровая труба камеры имеет специальную форму для уменьшения длины starterа.

В жаровой трубе обеспечивается встречное движение топлива и воздуха.

Турбина 2 starterа — осевая, реактивная. Диск турбины штифтами закреплен на роторе starterа, установленном в подшипниках скольжения. Подшипники выполнены из стали и залиты свинцовой бронзой.

Горячие газы после турбины удаляются в атмосферу через выпускной патрубок 1 и выпускную трубу (на схеме она не показана). Труба после запуска автоматически закрывается заслонкой для то-



Фиг. 4. 105. Продольный разрез газотурбинного starterа.

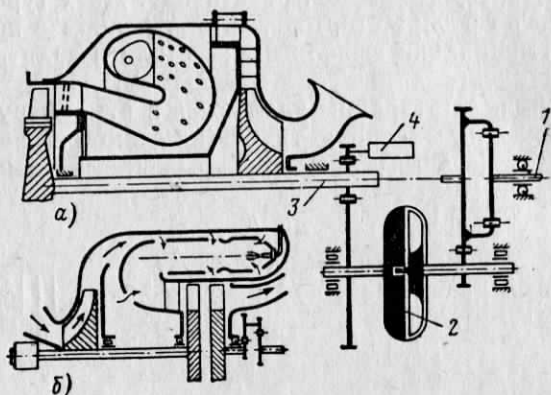
1—выпускной патрубок, 2—турбина, 3—камера сгорания, 4—лопаточный диффузор, 5—крыльчатка.

го, чтобы избежать авторотации (самовращения) ротора starterа во время полета. Управление заслонкой осуществляется специальным электромеханизмом.

Несколько характерных схем газотурбинных starterов приведено на фиг. 4. 106. В первой схеме (фиг. 4. 106, а) выходной вал 1 starterа и вал 3 ротора starterа соединены с помощью гидромуфты 2, которая обеспечивает быструю раскрутку ротора starterа до рабочих оборотов и позволяет плавно соединить starter с ротором двигателя. Запуск турбостarterа осуществляется электростартером 4.

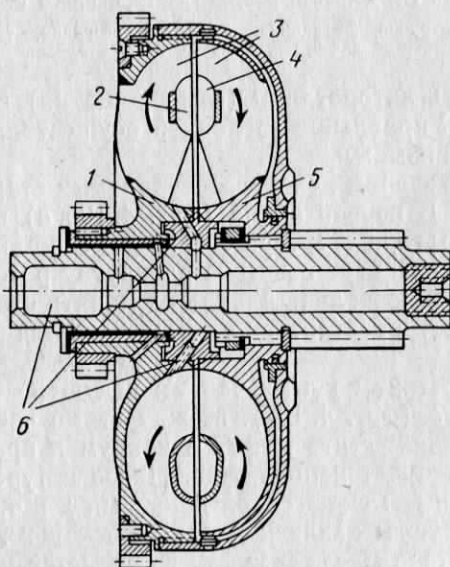
Гидромуфта состоит из двух частей: ведущей — насоса 1 и ведомой — турбины 5 (фиг. 4. 107). Между этими частями нет жесткой связи, и если поместить муфту в вакуум и вращать ведущую часть, то ведомая будет неподвижна. Насос и турбина имеют лопатки 3, соединенные между собой кольцами 2 и 4.

Работа гидромуфты заключается в следующем. Во время пуска и разгона starterа масло в муфту не подается и starter оказывается отключенным от ротора двигателя. Когда муфта заполняется маслом, то при вращении ведущей части масло под действием центробежных сил увлекается во вращение в направлении, указанном стрелками. Приобретенная маслом кинетическая энергия передается при этом лопаткам турбины, в результате чего и происходит



Фиг. 4.106. Принципиальные схемы газотурбинных стартеров.

1—выходной вал; 2—гидромуфта, 3—вал ротора, 4—электростартер.



Фиг. 4.107. Схема гидромуфты.

1—насос, 2 и 4—кольца, 3—лопатки, 5—турбина, 6—каналы.

ее вращения! Число оборотов турбины оказывается меньшим, чем число оборотов ведущей части насоса за счет неизбежных потерь энергии масла из-за гидравлических сопротивлений. Различие в оборотах ведущей и ведомой половин частей зависит, в частности, от заполнения муфты маслом. Различие в оборотах ведет к тому, что при равенстве передаваемых моментов мощности насоса и турбины не равны.

В муфте предусмотрен постоянный обмен масла, иначе при циркуляции возможен его перегрев. Подвод масла в муфту осуществляется по каналам 6, отвод — через специальные отверстия.

Достоинством гидравлической муфты является простота конструкции, малые габариты. Кроме того, муфта служит демпфером при резком изменении крутящего момента на ведущем валу. Недостаток муфты — отложение грязи в рабочих каналах, так как муфта при вращении с большими скоростями является сильной центрифугой.

Стартер, изображенный на фиг. 4.106, б, имеет две турбины. Первая турбина служит для привода компрессора стартера, вторая — для раскрутки ротора двигателя при запуске. При запуске стартер быстро выходит на рабочий режим, так как турбины друг с другом механически не связаны. Турбокомпрессор стартера работает как генератор газа для второй турбины, которая осуществляет раскрутку ротора двигателя.

Такая схема позволяет иметь большую окружную скорость крыльчатки компрессора и более высокую степень повышения давления. Поскольку число оборотов второй турбины относительно невелико, редуктор получается более легким и простым.

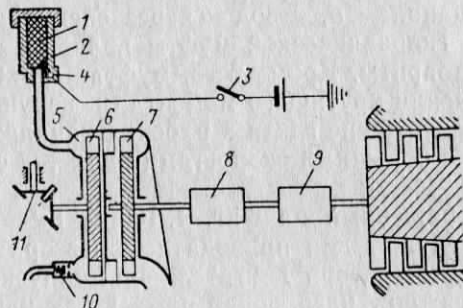
Пороховые стартеры

К турбинным стартерам относятся также пороховые стартеры, турбина которых работает на пороховых газах. Схема такого стартера представлена на фиг. 4.108. Нажатие на кнопку 3 включения обеспечивает поджигание заряда с помощью электрической искры воспламенителя (черного пороха) 4. Газы, образующиеся при горении порохового заряда 1, помещенного в патроннике 2, направляются в газосборник 5 и через окна предохранительной диафрагмы 6 поступают на лопатки газовой турбины 7. Крутящий момент турбины стартера передается ротору двигателя через редуктор 8 и муфту сцепления 9. Газы из турбины удаляются в атмосферу.

Наличие в стартере предохранительной диафрагмы 6 объясняется следующим. Отключение стартера от двигателя (резкое падение нагрузки) до полного выгорания порохового заряда может привести к росту оборотов турбины сверх предельно допустимой величины. Для предохранения турбины «от разноса» специальный регулятор через привод 11 поворотом диафрагмы 6 перекрывает доступ газам на турбину, возросшее давление газов открывает предохранительный клапан 10 и газы выходят в атмосферу.

Достоинством пороховых стартеров является большая мощность, создаваемая ими, что позволяет сократить время запуска двигателя.

В то же время они обладают весьма большими недостатками. В частности, пороховые газы вызывают сильное нагарообразование деталей турбины. Применение пороховых шашек в некоторых условиях (растрескивание шашек, вызванное отрицательной температурой) может привести к взрыву.



Фиг. 4.108. Принципиальная схема порохового стартера.

1—пороховой заряд, 2—патронник, 3—кнопка, 4—воспламенитель, 5—газосборник, 6—диафрагма, 7—газовая турбина, 8—редуктор, 9—муфта сцепления, 10—предохранительный клапан, 11—привод.

Газы, необходимые для вращения турбины стартера, могут быть получены также либо в генераторах газа, либо в специальных камерах сгорания.

К первому типу относятся парогазовые стартеры (фиг. 4.109). Перекись водорода H_2O_2 сжатым воздухом, подводимым из баллона 1, подается из бака 2 в парогазогенератор 3. В нем в присутствии катализатора происходит разложение перекиси водорода с образованием парогаса-смеси перегретого водяного пара с кислородом. Парогаз направляется на турбину 4, крутящий момент которой через редуктор 5 и муфту сцепления 6 передается ротору двигателя.

Недостатком такого стартера является низкая температура парогаса ($400—500^\circ C$) и взрывоопасность перекиси водорода.

Стартер, представленный на фиг. 4.110, имеет камеру сгорания, в которой происходит горение однокомпонентного топлива. Поступление этого топлива в камеру может происходить различным способом. В изображенной схеме для запуска поджигается пороховой заряд 6, образовавшиеся газы поступают в камеру сгорания 2 и начинают раскручивать турбину 3; одновременно они направляются по трубке 9 в цилиндр 8 и вытесняют порцию топлива из цилиндра

в камеру сгорания 2, где происходит разложение этого топлива. Крутящий момент турбины через редуктор 4 и муфту сцепления 5 передается ротору двигателя.

После запуска поршни 7 с помощью пружины 10 перемещаются в исходное положение (влево на фигуре). При этом они засасывают из бака 1 через обратный клапан 11 новую порцию топлива для последующего запуска.

Такие стартеры легки и развивают большую мощность при малых габаритах.

Турбины воздушных турбостартеров работают на сжатом воздухе, поступающем из баллонов или газотурбинного генератора (ГТГ) воздуха.

Схема стартера с подачей воздуха из баллона показана на фиг. 4.111. Воздух из баллона 1 через редукционные клапаны 2 и 4 поступает в камеру сгорания 10 и по трубке 5 в бак 8. Одновременно из бака 8 через форсунку 9 в камеру подается топливо. Благодаря сгоранию топлива воздух подогревается и через сопло 6 поступает на турбину 7. Через штуцер 3 к стартеру может быть присоединен аэродромный баллон.

Воздушный стартер требует очень большого расхода воздуха, что затрудняет осуществление автономного запуска. Кроме того, воздушные баллоны тяжелы и имеют большие габариты, что создает большие неудобства при применении таких стартеров.

Мощность воздушных стартеров $220—360 \text{ кВт}$ [$300—500 \text{ л. с.}$].

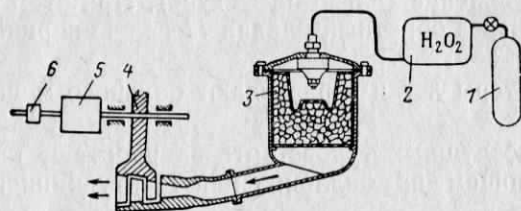
На тяжелых самолетах для питания воздушного стартера может быть использован газотурбинный генератор воздуха, состоящий из компрессора, камеры сгорания и турбины.

§ 2. ПУСКОВАЯ ТОПЛИВНАЯ СИСТЕМА

Основными элементами пусковой топливной системы (см. фиг. 4.93) являются: бак пускового топлива (если двигатель при запуске работает на бензине), установленный на самолете, пусковой насос 17, коллектор пускового топлива, пусковая форсунка (входит в состав воспламенителя 3), обратный клапан 1 и фильтр 16.

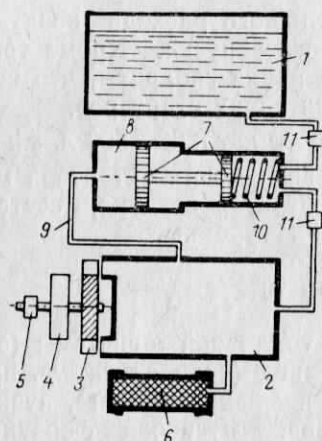
Пусковой топливный насос включается в работу электродвигателем. Из насоса топливо при запуске поступает через обратный клапан к пусковым форсункам. Обратный клапан в данной системе не допускает перетекания топлива из бака в коллектор и препятствует проникновению горячих газов из камеры сгорания в топливную систему, благодаря чему уменьшается опасность возникновения пожара на двигателе.

Пусковой насос снабжается редукционным клапаном, поддерживающим давление топлива перед пусковыми форсунками в пределах $0,16—0,24 \text{ Мн/м}^2$ [$1,6—2,4 \text{ кг/см}^2$].



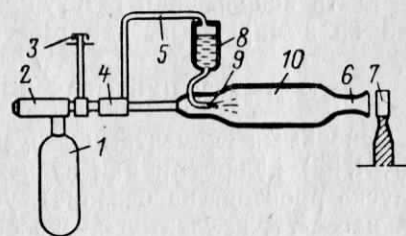
Фиг. 4.109. Принципиальная схема парогазового стартера.

1—баллон, 2—бак, 3—парогазогенератор, 4—турбина, 5—редуктор, 6—муфта сцепления.



Фиг. 4.110. Принципиальная схема стартера, работающего на продуктах разложения однокомпонентного топлива.

1—бак, 2—камера сгорания, 3—турбина, 4—редуктор, 5—муфта сцепления, 6—пороховой заряд, 7—поршни, 8—цилиндр, 9—трубка, 10—пружина, 11—обратные клапаны.



Фиг. 4.111. Принципиальная схема воздушного стартера.

1—баллон, 2 и 4—редукционные клапаны, 3—штуцер, 5—трубка, 6—сопло, 7—турбина, 8—бак, 9—форсунка, 10—камера сгорания.

Если запуск двигателя происходит на керосине, пусковой насос забирает керосин из магистрали, подводящей топливо к основным насосам.

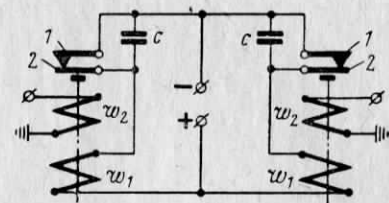
§ 3. СИСТЕМА ПУСКОВОГО ЗАЖИГАНИЯ

Элементами системы пускового зажигания газотурбинного двигателя являются: катушки зажигания, электрические запальные свечи, коллекторы проводов. Электрическая свеча с пусковой форсункой обычно объединены общим корпусом. Такой блок носит название пускового воспламенителя или воспламенительного устройства.

Катушки зажигания

Назначение пусковых катушек зажигания заключается в преобразовании постоянного тока низкого напряжения в ток высокого напряжения. В качестве примера рассмотрим устройство и работу пусковой катушки, установленной на двигателях ВК-1А и ВК-1Ф (фиг. 4.112).

Пусковая катушка состоит из двух индукционных катушек, включенных параллельно. Обе катушки размещены в одном блоке. Каждая из индукционных катушек состоит из сердечника, на котором размещены две обмотки (первичная w_1 и вторичная w_2), прерывательного механизма и конденсатора, включенного параллельно контактам прерывателя.



Фиг. 4.112. Принципиальная схема пусковой катушки.

1 и 2—контакты, w_1 —первичная обмотка, w_2 —вторичная обмотка, C —конденсатор.

Прерыватель состоит из двух контактов 1 и 2 (подвижного и неподвижного). Оба контакта выполнены из платиноиридиевого сплава. Подвижный контакт приварен к концу пластинчатой пружины.

Один конец первичной обмотки соединен с проводом низкого напряжения, другой — с пружиной подвижного контакта прерывателя. Один конец вторичной обмотки выведен на массу, а другой соединяется с проводом высокого напряжения.

Пусковая катушка работает следующим образом. При замыкании цепи низкого напряжения в сердечнике возникает магнитный поток. Под действием этого потока сердечник намагничивается и притягивает контакт прерывателя, разрывая первичную цепь. При этом исчезает ток в первичной цепи и магнитный поток сердечника. Под действием пружины контакты снова замыкаются и процесс повторяется.

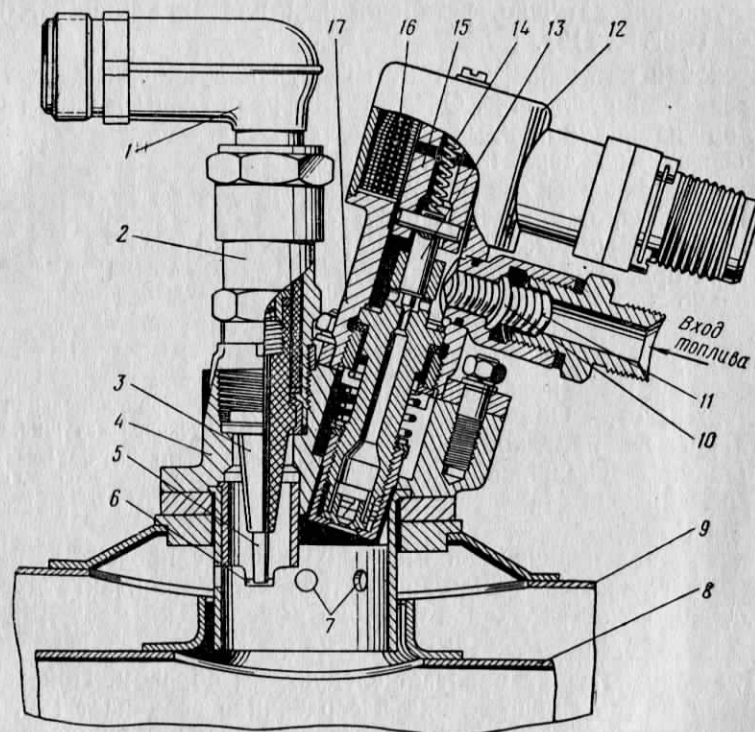
Резкое исчезновение магнитного потока в момент разрыва пер-

вичной цепи индуцирует во вторичной обмотке ток высокого напряжения (16 000—18 000 в).

Электродвижущая сила самоиндукции, возникающая в первичной обмотке, задерживает исчезновение тока в первичной цепи, что снижает резкость изменения магнитного потока. Кроме того, она вызывает обгорание контактов прерывателя, что снижает срок их службы. Для уменьшения вредного действия ЭДС самоиндукции в катушке служит конденсатор.

Воспламенители

На современных ГТД запальным устройством чаще всего является воспламенитель, в котором пусковая форсунка и электрическая свеча, являющаяся разрядником тока высокого напряжения, объединены в один блок. Один из таких воспламенителей показан на фиг. 4.113.

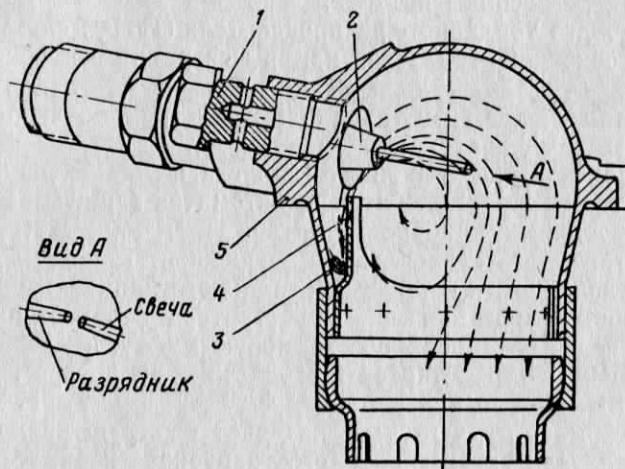


Фиг. 4.113. Пусковой воспламенитель двигателя ВК-1А.

1—угольник свечи, 2—пусковая свеча, 3—сердечник свечи, 4—корпус воспламенителя, 5—центральный электрод, 6—боковой электрод, 7—отверстия в камере воспламенителя, 8—жаровая труба камеры сгорания, 9—кожух камеры сгорания, 10—фильтр, 11—пружина фильтра, 12—соленоид, 13—игла клапана, 14—пружина иглы, 15—сердечник соленоида, 16—обмотка соленоида, 17—пусковая форсунка.

Электрическая свеча воспламенителя имеет один центральный электрод 5, заключенный в керамический сердечник 3. Электрод находится внутри корпуса свечи, а боковые электроды 6 — в корпусе 4 воспламенителя.

Пусковая центробежная форсунка 17 снабжена соленоидным клапаном 12. Игла 13 клапана под действием пружины 14 перекрывает доступ топлива при выключенной пусковой системе. Благодаря этому предупреждается прорыв горячих газов из камеры



Фиг. 4.114. Пусковой воспламенитель.

1—пусковая форсунка, 2—свеча, 3—отверстие для прохода воздуха, 4—экран, 5—корпус воспламенителя.

сгорания в пусковой топливный коллектор при работе двигателя на основных режимах.

На корпусе воспламенителя имеются отверстия 7, через которые подводится воздух в зону горения пускового топлива. Горение пускового топлива происходит частично в этой зоне, частично в самой камере сгорания.

Устойчивое горение в камерах воспламенителей достигается с помощью различного рода стабилизаторов. Воспламенитель, изображенный на фиг. 4.114, имеет стабилизирующее устройство козырькового типа. В корпусе 5 воспламенителя имеются отверстия 3 для подвода воздуха из камеры сгорания в камеру воспламенителя. Дефлектор (экран) 4, выполненный в виде козырька, служит для направления и закрутки воздуха (на фигуре направление воздуха показано стрелками). Благодаря этому в камере воспламенителя обеспечивается хорошее перемешивание топлива с воздухом, а следовательно, и хорошее воспламенение топливо-воздушной смеси.

§ 4. СИСТЕМА ЗАПУСКА ДВИГАТЕЛЯ АМ-3

В качестве примера выполнения автоматической системы запуска турбореактивного двигателя рассмотрим устройство и работу системы запуска двигателя АМ-3.

Система запуска двигателя состоит из следующих элементов (фиг. 4.115):

- 1) турбостартера;
- 2) пусковой топливной системы;
- 3) двух блоков пусковых катушек;
- 4) четырех воспламенителей;
- 5) пускового топливного распределителя (ПТР), служащего для дозирования основного топлива в камеры сгорания в процессе запуска;
- 6) релейной коробки и таходинамо — устройств, управляющих всеми агрегатами запуска;
- 7) кнопок запуска (одной для запуска на земле, другой — для запуска в воздухе), выключателей, автоматов защиты сети (АЗС);
- 8) контрольных приборов стартера.

Турбостартер установлен в передней части двигателя и крепится фланцем к корпусу центрального привода.

Крутящий момент с вала турбостартера передается на ротор двигателя через центробежную храповую муфту. Муфта автоматически отключает турбостартер при достижении ротором двигателя оборотов $n=1200$ об/мин.

Гидравлическая муфта обеспечивает быструю раскрутку турбостартера. Для этого при его запуске и раскрутке до 29 000 об/мин масло в муфту не подается. Поэтому вращение стартера на ротор двигателя не передается.

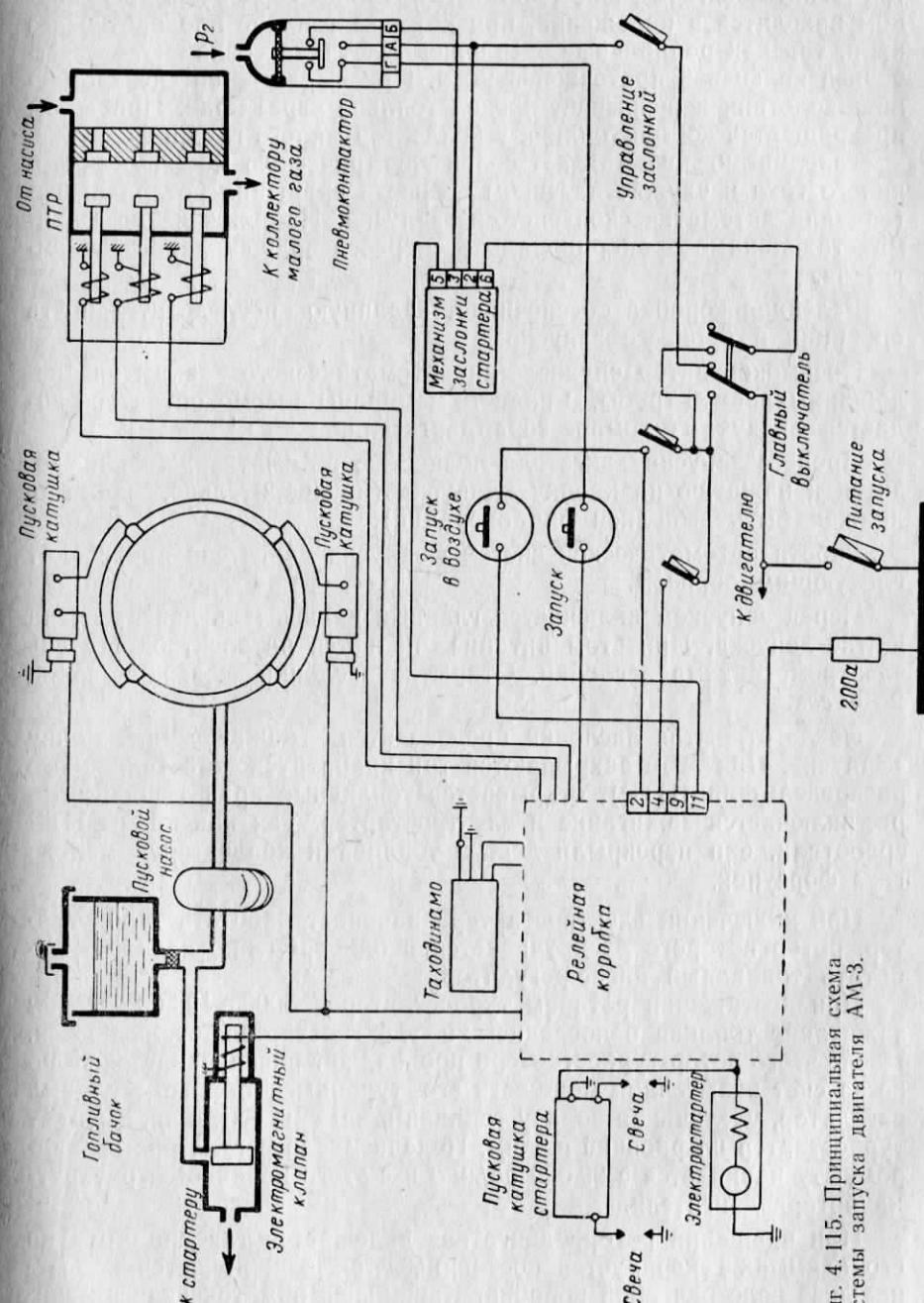
Специальный топливо-масляный регулятор обеспечивает подачу масла в муфту, начиная с 29 000 об/мин. Этот же регулятор в дальнейшем при увеличении скорости вращения увеличивает подачу масла в муфту пропорционально скорости вращения.

Питание турбостартера топливом происходит следующим образом. Из бака топливо через фильтр подводится к электромагнитному клапану, а затем к шестеренчатому насосу топливо-масляного регулятора. Оттуда топливо поступает к форсункам турбостартера (пусковым и основным).

Запуск турбостартера производится с помощью электростартера. Мощность стартера — 1200 вт. Зажигание топлива в турбостартере происходит от пусковой катушки с помощью двух свечей, входящих в воспламенители.

Пусковой топливный распределитель (ПТР) служит для ступенчатой подачи основного топлива в камеры сгорания двигателя при запуске.

ПТР представляет собой три электромагнитных золотниковых крана, объединенных в одном корпусе. Каждый кран состоит из электромагнита с сердечником, пружины и золотника. Если элек-



Фиг. 4.115. Принципиальная схема системы запуска двигателя АМ-3.

тромагнит обесточен, под действием пружины сердечник с золотником находится в положении, при котором топливо проходит через кран, так как радиальные сверления золотника совпадают с внутренней кольцевой проточкой втулки. При выключении электромагнита золотник перекрывает проход топлива через кран. При этом прекращается доступ топлива в коллектор малого газа и форсунки.

Таходинамо представляет собой электрическую машину постоянного тока и служит датчиком скорости вращения ротора двигателя для автоматической системы запуска. Напряжение на зажимах таходинамо пропорционально скорости вращения ротора двигателя.

Релейная коробка обеспечивает заданную последовательность операций в процессе запуска.

Пневмоконтактор служит для автоматического закрытия заслонки выхлопной трубы. В полость мембраны пневмоконтактора подается воздух из компрессора двигателя.

Процесс запуска двигателя полностью автоматизирован и сводится к нажатию на кнопку «Запуск» (предварительно, конечно, должен быть выполнен ряд операций).

Работа автоматической системы запуска двигателя происходит следующим образом.

Перед запуском включается главный выключатель двигателя на щитке запуска. При этом питание подается на электродвигатель электромеханизма заслонки. Открытие заслонки совершается за 2—4 сек.

После открытия заслонки производится нажатие на кнопку «Запуск». При этом закрываются три крана пускового топливного распределителя (ПТР), открывается топливный кран турбостартера, включается зажигание и электростартер. Так как краны ПТР сработали, они перекрыли доступ топлива к коллектору малого газа форсунок.

При включении электростартера начинает работать турбостартер, ротор которого раскручивается и одновременно начинает работать топливный насос-регулятор.

При достижении ротором турбостартера 8000—12 500 об/мин зажигание топлива в последнем и электростартер отключаются. После этого ротор турбостартера продолжает раскручиваться только за счет избыточной мощности его турбины. Топливо-масляный регулятор, увеличивая подачу топлива в камеры сгорания, выводит турбостартер на рабочий режим. Подача масла регулятором в гидромуфту начинается с 29 000 об/мин и с этого начинается раскрутка ротора двигателя.

При вращении ротора двигателя включается таходинамо и на его клеммах генерируется постоянный ток. Ток подается на сигнальные реле релейной коробки. Каждая из обмоток реле рассчитана на срабатывание при определенном напряжении, а напряже-

ние, как указывалось, пропорционально скорости вращения ротора двигателя.

Сигнальные реле при последовательном срабатывании выполняют следующие операции:

1) при достижении $n=240—280$ об/мин обеспечивают включение пусковых катушек и электродвигателя пускового насоса;

2) при достижении $n=260—340$ об/мин открывают 1-й кран ПТР, начинается подача основного топлива в камеры сгорания двигателя, происходит зажигание этого топлива, вследствие чего вступает в работу газовая турбина;

3) при достижении $n=740—880$ об/мин происходит выключение пускового насоса и зажигания, открывается 2-й клапан ПТР, увеличивается количество топлива, подаваемого в камеры сгорания двигателя;

4) при достижении $n=1150—1250$ об/мин происходит открытие 3-го крана ПТР и выключение электрической системы запуска.

При достижении $n=1800—1940$ об/мин срабатывает пневмоконтактор, воздействуя на механизм, который закрывает заслонку в выхлопной трубе турбостартера.

Глава XVIII

РЕДУКТОРЫ ТУРБОВИНТОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Необходимость применения редукторов чисел оборотов в ТВД была показана в гл. VII. Передаточное число для ТВД составляет 10—15 (передаточное число — отношение числа оборотов ротора двигателя к числу оборотов вала винта).

Необходимое передаточное число в ТВД может быть обеспечено с помощью одного или нескольких редукторов. Схемы возможного размещения редукторов в ТВД представлены на фиг. 4.116.

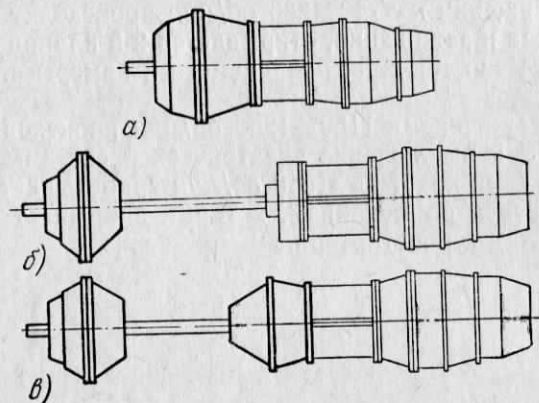
В первой схеме (а), применяемой наиболее часто, редуктор размещен в передней части двигателя и представляет собой одно целое с конструкцией двигателя.

Во второй схеме (б) редуктор представляет собой отдельный конструктивный агрегат, связанный с ротором двигателя трансмиссионным валом. Такая схема может быть применена при постановке ТВД на тяжелом самолете (в крыле или фюзеляже), когда двигатель расположен на достаточно большом расстоянии от винта. Поскольку трансмиссионный вал отличается большой длиной и приводится непосредственно от ротора двигателя с большими оборотами, то возникает опасность возникновения критических режимов работы, когда вал может потерять устойчивость. Во избежание этого применяют два редуктора (схема в): один из редук-

торов (дополнительный) размещается непосредственно на двигателе, второй (основной) выполняется как отдельный конструктивный агрегат.

Рассмотренные схемы расположения редукторов относятся к наиболее распространенному в настоящее время случаю применения на самолете тянущих винтов.

Редуктор является одним из наиболее ответственных узлов турбовинтового двигателя. К редуктору предъявляют ряд специфических требований, основными из которых являются:



Фиг. 4.116. Схемы возможного размещения редукторов в ТВД.

1) малые габариты и сила тяжести (вес) при обеспечении необходимого передаточного числа (степени редукции);

2) высокий КПД редуктора. Под КПД редуктора понимают отношение мощности, подводимой к винту, к избыточной мощности на валу турбины (т. е. мощности, подводимой к редуктору). КПД современных редукторов равен 0,97—0,99.

3) надежность и долговечность работы.

В ТВД наибольшее распространение получили соосные редукторы, в которых ось ротора двигателя совпадает с осью вала винта. Встречаются также и редукторы со смещенными осями. В этих редукторах, применяемых главным образом на спаренных ТВД (спарках), ось вала винта смещена относительно оси ротора.

Соосные редукторы сложны и трудоемки в производстве, но они обладают большими достоинствами по сравнению с редукторами со смещенными осями. В частности, в соосных редукторах форма корпуса симметрична относительно оси, благодаря чему и вход воздуха в компрессор получается симметричным.

В этих редукторах также относительно мала нагрузка на зубья, что в конечном счете приводит к уменьшению габаритов и силы тяжести (веса) передачи.

В зависимости от величины передаваемой мощности редуктор ТВД должен приводить либо один винт, либо два соосных винта. В зависимости от этого различают редукторы, приводящие один винт и два соосных винта.

§ 1. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ РЕДУКТОРОВ ТВД

Соосные редукторы, применяемые для привода одиночных винтов, могут выполняться простыми или планетарными, либо по более сложным схемам.

На фиг. 4.117 показана схема простого редуктора для привода одиночного винта. Передача от ведущей шестерни z_1 к ведомой z_4 осуществляется двумя парами цилиндрических шестерен z_2 и z_3 с внешним зацеплением. Направление вращения ротора двигателя и вала винта в этой схеме совпадают.

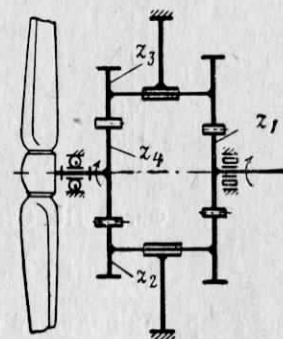
С целью уменьшения нагрузки на зубья шестерен и опоры валов редуктора иногда применяют несколько пар промежуточных шестерен, равномерно расположенных по окружности, что, однако, не всегда осуществимо. Например, при больших передаточных числах шестерни получаются настолько большими, что ими значительно перекрывается вход воздуха в компрессор. Применение в этом случае только двух промежуточных шестерен позволяет осуществить боковой подвод воздуха к компрессору.

Большое распространение на ТВД получили соосные планетарные редукторы. Они позволяют при тех же диаметральных размерах, как и у простых передач, получить большие передаточные числа.

Схема планетарного редуктора для привода одиночного винта показана на фиг. 4.118. Ведущая шестерня 1 находится в зацеплении с сателлитами 2, вращающимися на осях сателлитодержателя (водила), соединенного с валом винта. При вращении сателлиты обкатываются по неподвижной шестерне 3, передавая вращение через водило на винт.

При одних и тех же размерах шестерен, а значит, при одних и тех же диаметральных размерах редуктора планетарные редукторы позволяют получить более высокие передаточные числа, чем простые.

Для получения более высоких передаточных чисел применяют двухступенчатые редукторы, представляющие собой комбинации двух последовательно соединенных соосных редукторов (простых и планетарных).

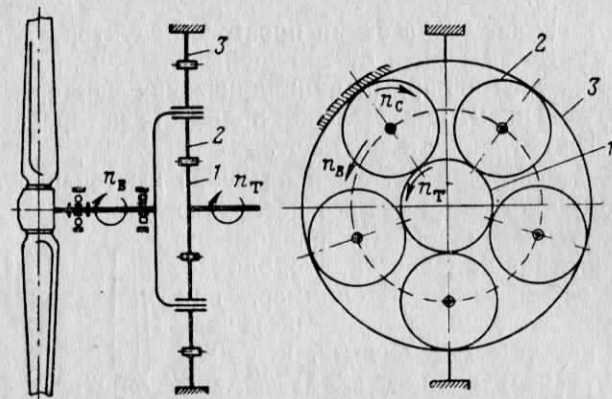


Фиг. 4.117. Схема простого редуктора для привода одиночного винта.

Наибольшее передаточное число обеспечивает дифференциальный редуктор. Схема редуктора представлена на фиг. 4.119.

В дифференциальном редукторе ведущая шестерня 2 находится в зацеплении с шестернями-сателлитами 3, вращающимися на осях водила (сателлитодержателя) 1, соединенного с валом 8 винта. В этом редукторе в отличие от планетарного свободной оказывается и шестерня внутреннего зацепления 4.

Шестерня 2, водило 1 и шестерня 4 являются дифференциалом-механизмом с двумя степенями свободы. В самом деле, при задан-



Фиг. 4.118. Схема планетарного редуктора для привода одиночного винта.

1—ведущая шестерня, 2—сателлиты, 3—неподвижная шестерня.

ных оборотах ведущей шестерни 2, числа оборотов шестерни 4 и водила 1 могут быть различными. Введение в систему цепи замыкания уничтожает одну степень свободы.

Цепь замыкания образована шестерней 5, вращающейся вместе с валом винта, паразитной шестерней 6 и шестерней 7, вращающейся вместе с шестерней 4. В таком редукторе передача мощности на винт происходит по двум направлениям: через водило 1 и через цепь замыкания.

По рассмотренной схеме выполнен редуктор ТВД АИ-20А, изображенный на фиг. 4.120.

Привод от ротора двигателя к редуктору осуществляется полым валом-рессорой 7, изготовленным из стали 40ХНМА.

На концах вала выполнены эвольвентные шлицы. На передние шлицы вала свободно установлена ведущая шестерня 8 редуктора, задними шлицами вал соединяется с валом компрессора.

Ведущая шестерня 8 выполнена из стали 12Х2Н4А и находится в зацеплении с шестью шестернями-сателлитами 11. Сателлиты изготовлены из стали 12Х2Н4А и установлены в корпусе 6 сателлитов на двух рядах роликов 9. Каждый сателлит установлен на оси 10

и монтируется в окнах корпуса сателлитов, изготовленного из стали 40ХНМА. Корпус сателлитов с помощью шлицев соединяется с внутренними шлицами вала 17 винта. Сами сателлиты находятся в зацеплении с шестерней 5, изготовленной из стали 38ХМЮА. Таким образом, сателлиты, обкатываясь при вращении по шестерне 5, увлекают за собой корпус 6 сателлитов, а значит, и вал винта. Воздушный винт при этом получает около 30% крутящего момента, передаваемого ротором двигателя.

Шестерня 5 внутреннего зацепления соединена с ведущей шестерней 2 перебора (цепи замыкания). Соединение это осуществлено с помощью ступицы 4 планетарного механизма. Ступица наружными шлицами соединена с шестерней 5 (для этого используется передняя часть зубцов венца шестерни), внутренними — с ведущей шестерней 2.

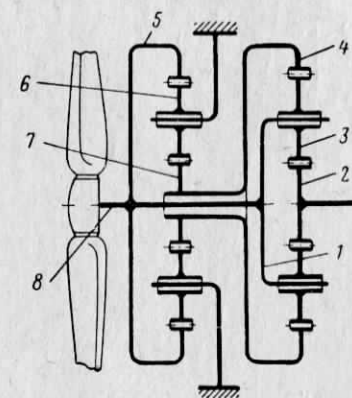
Ведущая шестерня 2 перебора находится в зацеплении с шестью промежуточными шестернями 13. Эти шестерни вращаются вокруг своих осей 12, запрессованных в неподвижный корпус 3 перебора, соединенный с картером редуктора через механизм измерителя крутящего момента.

Ступица 14 перебора, изготовленная из стали 12Х2Н4А, наружными шлицами соединяется с шестерней внутреннего зацепления 1, а внутренними шлицами — с валом 17 винта. Таким образом на вал винта передается остальная часть крутящего момента.

Пустотелый вал, служащий для передачи крутящего момента воздушному винту, изготовлен из стали 40ХНМА. Он установлен в картере редуктора на двух подшипниках: роликовом 16 (опорном) и шариковом 15 (радиально-упорном), воспринимающем тягу винта и передающем ее на картер редуктора. На фланце вала винта имеются торцовые шлицы для крепления втулки воздушного винта.

На ТВД, мощность которых превышает 3600—4400 кВт [5000—6000 л. с.], устанавливаются два соосных винта, вращающихся в противоположные стороны. Для привода этих винтов применяются редукторы, представляющие различные комбинации простых и планетарных редукторов, а также дифференциальные редукторы.

Комбинированные редукторы позволяют получить сравнительно большие передаточные числа. В то же время они отличаются большой конструктивной сложностью и громоздкостью.

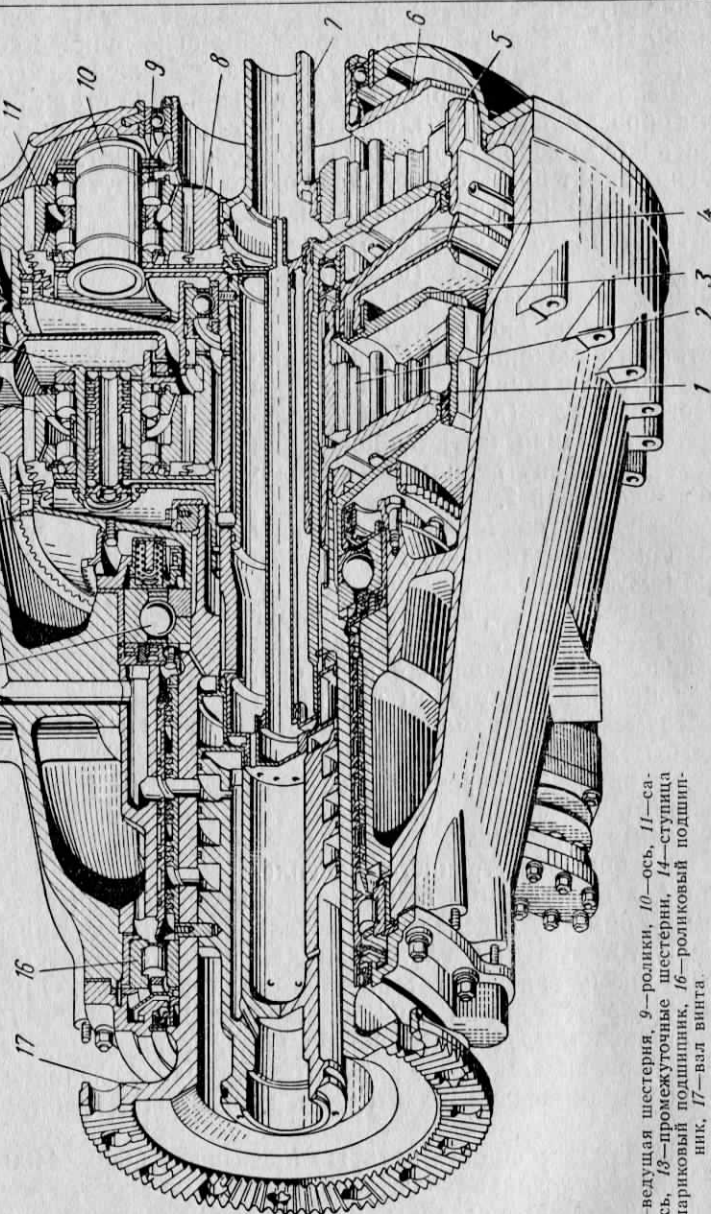


Фиг. 4.119. Схема дифференциального редуктора.

1—водило, 2—ведущая шестерня, 3—шестерня-сателлит, 4—шестерня внутреннего зацепления, 5—шестерня, 6—паразитная шестерня, 7—шестерня, 8—вал винта.

Фиг. 4. 120. Редуктор турбовинтового двигателя АИ-20А.

1—шестерня внутреннего зацепления, 2—шестерня перебора, 3—корпус, 4—ступица планетарного механизма, 5—шестерни внутреннего зацепления, 6—корпус сателлитов, 7—ведущий

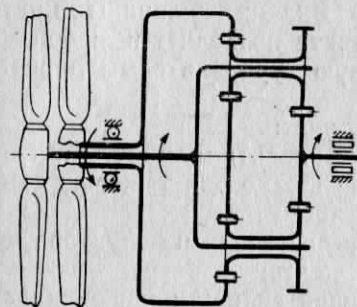


вал-рессора, 8—ведущая шестерня, 9—ролики, 10—ось, 11—сателлиты, 12—ось, 13—промежуточные шестерни, 14—ступица перебора, 15—шариковый подшипник, 16—роликовый подшипник, 17—вал винта.

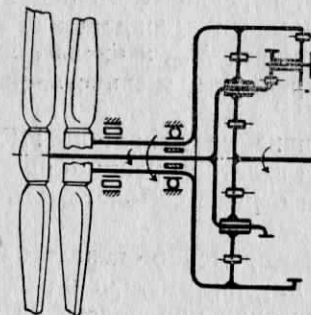
Схема дифференциального редуктора для привода двух соосных винтов приведена на фиг. 4.121.

В этом редукторе имеются две степени свободы. При заданных оборотах ведущего вала обороты переднего и заднего винтов различны: они зависят от мощности, передаваемой винтами.

Например, если увеличить шаг лопастей переднего винта (затяжелить винт), то обороты его будут уменьшаться. Для того чтобы обороты ведущего вала остались постоянными, необходимо соответственно увеличить обороты заднего винта, т. е. перевести ло-



Фиг. 4. 121. Схема дифференциального редуктора для привода двух соосных винтов.



Фиг. 4. 122. Схема дифференциального замкнутого редуктора для привода двух соосных винтов.

пасти винта на малый шаг. Изменение оборотов винтов приведет к соответствующему изменению мощности, передаваемой винтами.

При одновременном облегчении обоих винтов их обороты возрастут. Для сохранения оборотов постоянными необходимо уменьшить мощность, подводимую от турбины к ведущему валу при сохранении оборотов ротора двигателя постоянными.

Дифференциальный редуктор более прост и легок по сравнению с комбинированным и отличается меньшими габаритами. К недостаткам дифференциального редуктора следует отнести сложность системы регулирования винтов. В этой системе должно быть два регулятора, каждый из которых приводится от своего вала (так как в этом редукторе две степени свободы). Кроме этого, разные величины крутящего момента на винтах приводят к появлению реактивного момента, передаваемого на узлы крепления двигателя к самолету.

Указанные недостатки отсутствуют в дифференциальном замкнутом редукторе, полученном из редуктора с двумя степенями свободы путем наложения связи между двумя главными звеньями. Схема замкнутого дифференциального редуктора изображена на фиг. 4. 122.

В дифференциальных замкнутых редукторах значительно упрощается регулирование винтов. Устраняется здесь также и вредное влияние реактивных моментов на самолет, так как при равенстве углов установки лопастей обоих винтов одинаковыми будут как мощности, потребляемые винтами, так и крутящие моменты.

§ 2. УСТРОЙСТВА ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА В РЕДУКТОРАХ

Устройствами, позволяющими измерить величину крутящего момента, передаваемого редуктором, являются измерители крутящего момента (сокращенно ИКМ). Знание величины крутящего момента $M_{кр}$ и числа оборотов винта позволяет в любой момент определить мощность, развиваемую турбовинтовым двигателем.

Наличие на двигателе ИКМ позволяет:

- 1) на взлетном режиме правильно установить мощность, потребную для отрыва самолета, что особенно важно для тяжелых самолетов;
 - 2) своевременно оценить перегрузку двигателя и редуктора при полете на максимальной скорости у земли;
 - 3) летчику при полете на крейсерской скорости поддерживать работу двигателя на экономическом режиме;
 - 4) при выходе из строя двигателя привести в действие автомат, который установит лопасти винтов во флюгерное положение, чем предотвратит поломку двигателя при авторотации винтов.
- Применяемые в ТВД измерители крутящего момента работают по одному из следующих способов:

- 1) использования реактивного действия крутящего момента на неподвижные элементы редуктора;
- 2) использования деформации кручения одного из валов редуктора под действием крутящего момента.

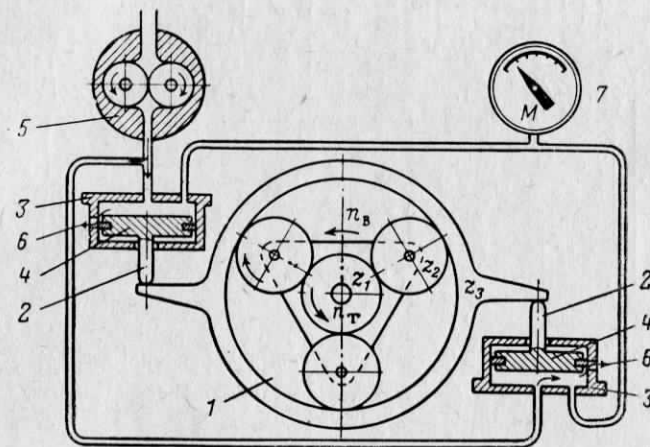
На фиг. 4.123 изображена принципиальная схема гидравлического ИКМ рычажного типа, используемого для замера крутящего момента в планетарном редукторе. В этой схеме неподвижная шестерня 1 редуктора под действием окружных усилий стремится повернуться, при этом она выступом воздействует на шток 2 гидроцилиндра 3, установленного в картере. В полость под поршень 4 подводится от насоса 5 масло, слив масла осуществляется через отверстие 6.

На установившемся режиме работы ($M_{кр} = \text{const}$) усилие на поршень со стороны неподвижной шестерни уравновешивается силой давления масла под поршнем. При увеличении $M_{кр}$ и усилия со стороны неподвижной шестерни поршень переместится, вследствие чего будет прикрываться отверстие 6. Давление масла под поршнем будет возрастать до тех пор, пока усилие на поршень со стороны масла не станет равным усилию со стороны шестерни. Та-

ким образом, давление масла оказывается пропорциональным величине крутящего момента.

При соответствующей тарировке указателя 7 давления масла по нему можно производить отсчет $M_{кр}$.

Гидравлические ИКМ значительно усложняют конструкцию редуктора, требуют специальной маслосистемы и не обеспечивают высокую точность.



Фиг. 4.123. Принципиальная схема гидравлического измерителя крутящего момента (ИКМ) рычажного типа.

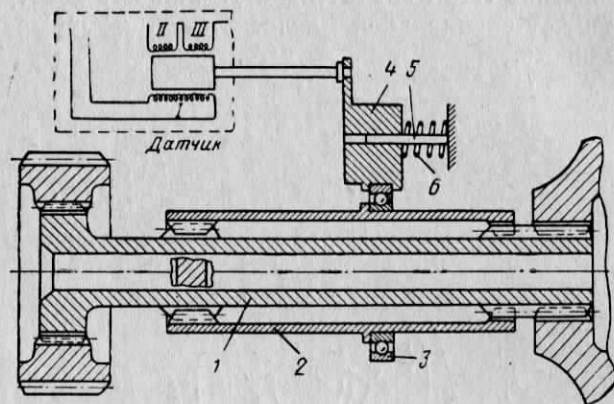
1—неподвижная шестерня, 2—шток, 3—гидроцилиндр, 4—поршень, 5—насос, 6—отверстие, 7—указатель давления масла.

Рассмотренный ИКМ применяется главным образом в редукторах для привода одиночного винта. В дифференциальных редукторах, где отсутствуют реакции от крутящего момента на неподвижные элементы редуктора, применить такой ИКМ не представляется возможным. В этом случае пользуются торсионными ИКМ, работа которых основана на использовании деформации кручения вала под действием крутящего момента (эти ИКМ замеряют угол закрутки участка упругого вала).

На фиг. 4.124 приведена принципиальная схема одного из торсионных ИКМ, в котором для замера угла закрутки используется электромеханическая следящая система. На ведущем валу 1, передающем крутящий момент редуктору, на шлицах посажена втулка 2. Одним концом (левым) втулка соединена с валом винтовыми шлицами, другим концом — прямыми.

При закрутке вала под действием осевой силы в винтовых шлицах втулка будет перемещаться вдоль вала вправо. Величина этого перемещения пропорциональна углу закрутки и крутящему моменту.

Перемещение втулки через подшипник 3 передается на траверсу 4, установленную на направляющих 5 в корпусе. Обратное перемещение втулки, подшипника и траверсы осуществляется пружинами 6. С траверсой 4 жестко связан сердечник индуктивного датчика.



Фиг. 4.124. Принципиальная схема торсионного ИКМ.
1—вал, 2—втулка, 3—подшипник, 4—траверса, 5—направляющая, 6—пружина.

чика линейных перемещений, включенного в электрическую цепь замера. Перемещение сердечника изменяет напряжение в обмотках II и III. Указатель фиксирует разность этих напряжений, пропорциональную $M_{кр}$.

Основными преимуществами электромеханического ИКМ является большая точность в измерениях и сравнительная простота конструкции.

Глава XIX

ЖИДКОСТНЫЕ РАКЕТНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Основными конструктивными элементами ЖРД являются:

1) камера сгорания, состоящая из головки, собственно камеры сгорания и сопла. В камере сгорания происходит сжигание топлива и преобразование тепла в кинетическую энергию струи газов, в результате чего создается реактивная тяга. В камере осуществляется сложный термодинамический процесс и имеют место колоссальные тепловые потоки;

2) система топливопитания двигателя, состоящая из топливных баков, устройства для принудительной подачи компонентов топлива в камеру, коммуникаций и арматуры;

3) система зажигания, предназначенная для зажигания топлива при запуске. Двигатели, работающие на самовоспламеняющемся топливе, системы зажигания не имеют.

§ 1. КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ЖРД

Наибольшее распространение получили цилиндрическая и сферическая (шарообразная и близкие к ней формы) камеры сгорания.

Достоинством цилиндрической камеры сгорания (фиг. 4.125) является простота конструкции и изготовления, а также высокая прочность. Организовать внешнюю систему охлаждения такой камеры проще, чем любой другой. Такие камеры снабжены плоскими головками и нашли широкое применение в двигателях как малых и средних, так и больших тяг.

К цилиндрическим камерам принадлежит камера, называемая «полутепловое сопло». Такая камера имеет минимально возможный диаметр, равный диаметру минимального (критического) сечения сопла. В частности, такая камера была установлена на двигателе «Скраймер», описание которого приведено ниже.

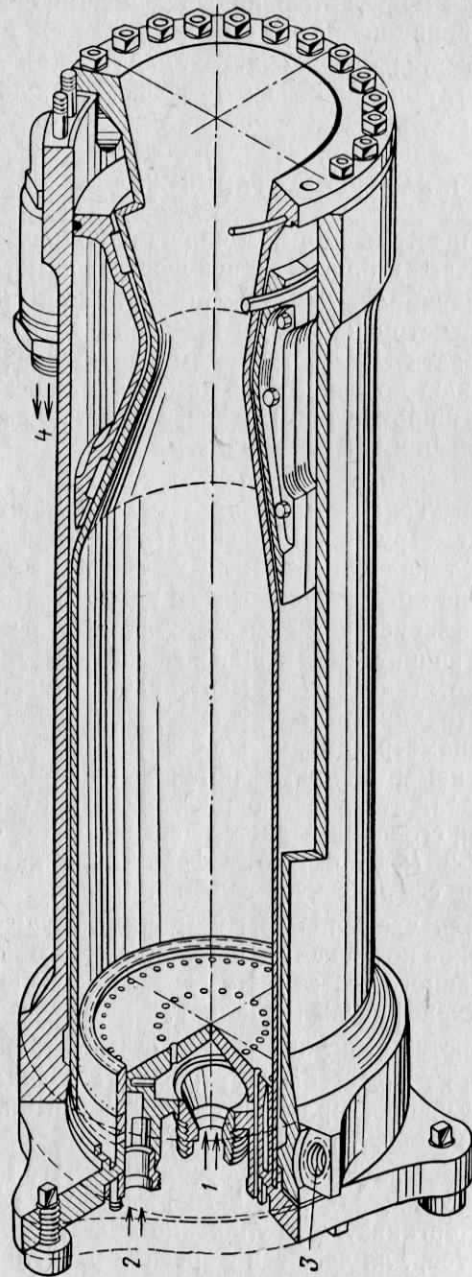
Преимуществом сферических камер сгорания является наименьшая поверхность, а значит, и меньшая передача тепла в систему охлаждения. К недостаткам этих камер следует отнести, в частности, сложность конструкции и изготовления камеры, а также сравнительно большой диаметр камеры, что сказывается на массе снаряда. Сферические камеры применяются в двигателях больших тяг с большой продолжительностью работы. Примером ЖРД со сферической камерой сгорания является двигатель А-4, стоявший на немецкой ракете V-2 (фиг. 4.126). Сферические камеры имеют главным образом и сферическую головку.

Головка (передняя часть камеры сгорания) осуществляет распыливание и испарение компонентов топлива с целью получения однородной смеси заданного состава. На головке располагаются форсунки, осуществляющие распыл топлива.

В ЖРД применяются форсунки струйные и центробежные.

Струйная форсунка может быть выполнена в виде отверстия диаметром 1—2,5 мм, просверленного непосредственно в головке, либо в форсунке, установленной на головке.

Струя жидкости на выходе из форсунки имеет угол конуса, равный 10—15°. Для достижения хорошего распыла при применении струйных форсунок организуют соударение между собой струй подаваемых компонентов, для чего оси форсунок располагают под углом друг к другу. При этом могут соударяться как одинаковые компоненты, так и разные.



Фиг. 4.125. Цилиндрическая камера сгорания ЖРД.

1—ввод окислителя, 2—ввод горючего, 3 и 4—места подвода и отвода охлаждающего компонента в рубашке камеры сгорания.

Центробежные форсунки распыливают компоненты топлива благодаря центробежным силам, развивающимся в закрученном топливе. По способу получения закрутки эти форсунки делятся на:

а) тангенциальные (фиг. 4.127, а), в которых отверстие для входа топлива расположено по касательной к оси форсунки;

б) шнековые (фиг. 4.127, б), в которых закручивание топлива создается с помощью винтового завихрителя (шнека).

Распыл с помощью центробежных форсунок является более совершенным.

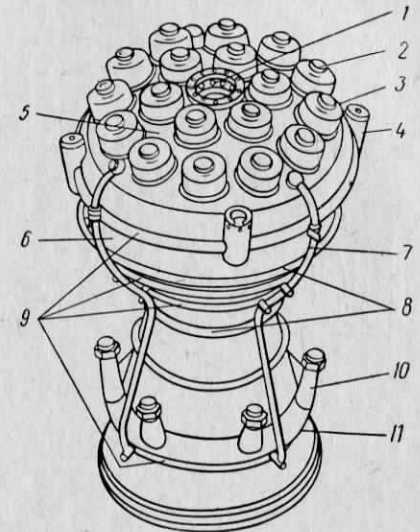
Струйные форсунки отличаются простотой и дешевизной. Центробежные форсунки более сложны, но они обеспечивают более тонкий распыл топлива, так как струя на выходе имеет угол конуса $60-100^\circ$, что обеспечивает хорошее распределение компонентов по сечению камеры. У центробежных форсунок также обеспечивается пересечение струй выходящего топлива.

В ЖРД применяют также форсунки, подающие не только окислитель или горючее, но и оба компонента вместе. Это форсунки с предварительным смешением топлива (фиг. 4.128). Горючее и окислитель поступают через отдельные отверстия и смешиваются в камере форсунки, откуда смесь поступает в камеру двигателя. Такие форсунки позволяют достичь высокого качества перемешивания компонентов.

Хорошее перемешивание компонентов топлива и равномерное распределение топливной смеси по сечению камеры обеспечивается надлежащим распределением форсунок на головке.

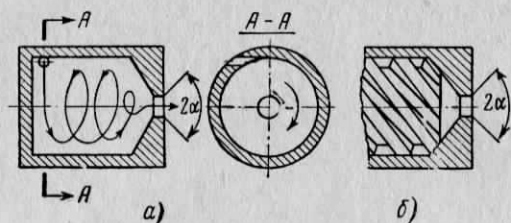
На фиг. 4.129, а показан один из возможных вариантов размещения форсунок. В этой схеме, где форсунки размещены в шахматном порядке, каждая форсунка горючего окружена четырьмя форсунками окислителя.

Лучшие результаты дает сотовое размещение форсунок (фиг. 4.129, б). При этом способе размещения каждая форсунка горючего окружена шестью форсунками окислителя, что обеспечивает лучшее смесеобразование.

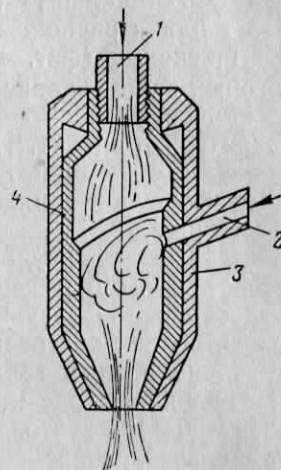


Фиг. 4.126. Сферическая камера сгорания ЖРД.

1—фланец для крепления главного спиртового клапана, 2—кислородная форсунка, 3—форкамера, 4—силовые опоры, 5—головка камеры, 6—камера сгорания, 7—трубопровод системы охлаждения, 8—гофр для компенсации теплового расширения наружной оболочки камеры, 9—кольцевые пояса для подачи в камеру этилового спирта, 10—штуцер для подвода этилового спирта в межрубашечное пространство, 11—кольцевой коллектор горючего.

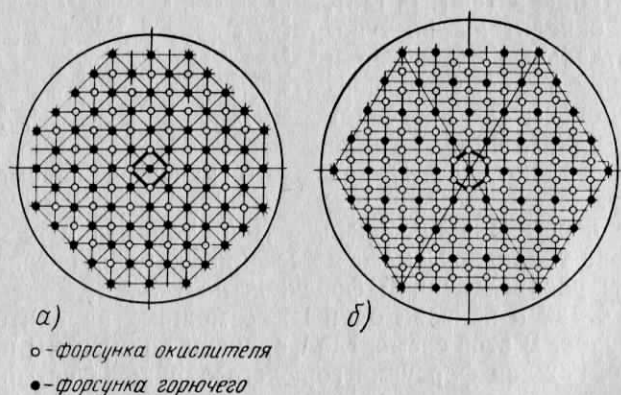


Фиг. 4.127. Типы центробежных форсунок.



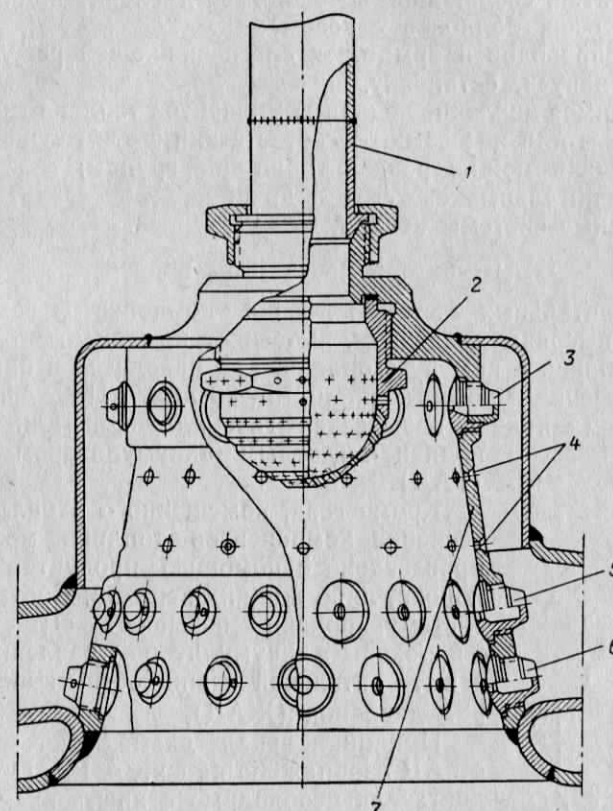
Фиг. 4.128. Форсунка с предварительным смешением в ней компонентов.

1—горючее, 2—окислитель,
3—камера форсунки, 4—завихритель.



Фиг. 4.129. Схемы расположения форсунок.

Один из возможных вариантов размещения форсунок показан на фиг. 4.130. На боковой поверхности конуса 7 форкамеры расположены струйные 4 и центробежные 3 форсунки горючего и ком-



Фиг. 4.130. Форкамера головки ЖРД.

1—труба, 2—струйная форсунка окислителя, 3—центробежная форсунка горючего, 4—струйные форсунки горючего, 5 и 6—комбинированные форсунки, 7—конус форкамеры.

бинированные (струйные и центробежные) форсунки горючего 5 и 6. Окислитель (жидкий кислород) по трубе 1 подается в мощную струйную форсунку 2 с большим числом отверстий, расположенную в основании конуса форкамеры. На головке двигателя размещено 18 таких форкамер.

§ 2. СИСТЕМЫ ПОДАЧИ КОМПОНЕНТОВ ТОПЛИВА В ЖРД

Система подачи ЖРД обеспечивает подачу компонентов топлива в камеру сгорания во время работы двигателя в необходимом количестве. Кроме этого, система должна обеспечить заправку топливом и слив его в случае необходимости.

Система подачи топлива состоит из следующих элементов:

- 1) топливных баков для размещения топливных компонентов — горючего и окислителя;
- 2) агрегатов, создающих необходимое давление подачи компонентов (насосов, баллонов с газом);
- 3) трубопроводов и арматуры, обеспечивающей регулирование двигателя, запуск, остановку.

Необходимое давление подачи компонентов топлива может быть создано газом или насосами. В соответствии с этим существующие системы подачи можно разделить на две группы:

- 1) вытеснительные системы подачи;
- 2) насосные системы подачи.

Вытеснительные системы подачи

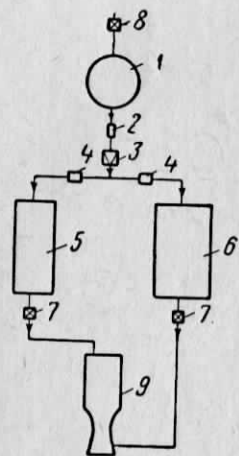
В вытеснительных системах подачи компонентов газ, находящийся под высоким давлением, вытесняет компоненты топлива из топливных баков в камеру сгорания. Газ находится в баках (баллонах), давление в которых равно $15\text{--}30 \text{ Мн/м}^2$ [$150\text{--}300 \text{ кг/см}^2$]. Такая система подачи называется газобаллонной или системой подачи с газовым аккумулятором давления (ГАД).

Кроме газа, помещенного в баллонах, вытеснение компонентов топлива может быть произведено с помощью продуктов сгорания пороха, либо жидких веществ. Соответственно систему подачи называют вытеснительной с пороховым аккумулятором давления (ПАД) и вытеснительной с жидкостным аккумулятором давления (ЖАД).

Принципиальная схема системы подачи с ГАД изображена на фиг. 4. 131. При запуске двигателя необходимо открыть пусковой клапан 2 на аккумуляторе давления (баллоне сжатого газа) 1.

Газовый аккумулятор давления представляет собой баллон с соответствующей арматурой, в котором сосредоточен запас сжатого воздуха или другого газа, предназначенного для вытеснения компонентов топлива из баков в камеру сгорания двигателя. Газовый баллон обычно имеет шарообразную форму. Изготавливают баллоны из высокопрочных хорошо свариваемых сталей. Зарядка баллона газом производится перед стартом через зарядный кран 8.

В качестве рабочего газа чаще всего используют дешевый и имеющийся в большом количестве сжатый воздух. Если компоненты



Фиг. 4. 131. Вытеснительная система подачи с газовым аккумулятором давления.

1—баллон сжатого газа, 2—пусковой клапан, 3—редуктор давления, 4—обратные клапаны, 5—бак горючего, 6—бак окислителя, 7—запорные клапаны, 8—кран заправки баллона сжатого газа, 9—камера сгорания.

топлива могут входить в химическое взаимодействие с воздухом, применяют сжатый азот. Гелий применяют при очень низких температурах компонентов, так как при этом воздух или азот могут конденсироваться и растворяться при соприкосновении с компонентами.

Необходимой принадлежностью вытеснительной системы подачи с ГАД является редуктор давления. Редуктор понижает давление газа до давления подачи и, кроме того, поддерживает постоянным давление газа в баках (баллонах). Это необходимо для того, чтобы расход окислителя и горючего в камере, а значит, и тяга оставались постоянными. Если не поддерживать давление в баллонах постоянным, то по мере израсходования газа давление в них будет понижаться, следовательно, будет изменяться подача топлива в камеру.

Вытесненное из баков горючее и окислитель поступают в камеру сгорания 9. Изменение давления в камере и расхода компонентов производится с помощью редуктора 3 и клапанов 7.

Система подачи компонентов с ГАД получила распространение благодаря своей простоте и надежности. Недостатком системы является наличие тяжелых топливных баков и газового баллона (он выполняется толстостенным, так как содержит газ под высоким давлением).

Принципиальная схема вытеснительной системы подачи с ПАД изображена на фиг. 4. 132. ПАД представляет собой устройство, предназначенное для выработки горячего газа, служащего для вытеснения компонентов топлива из баков в камеру сгорания двигателя.

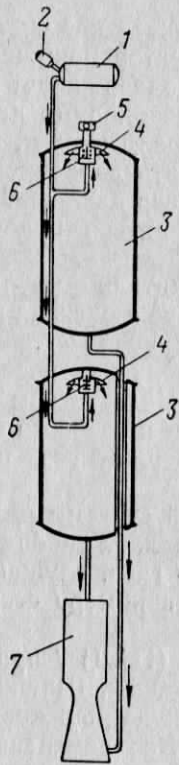
В пороховых аккумуляторах давления (ПАД) 1 применяют бездымные пороха в виде бронированных шашек. Шашки помещают в специальной толстостенной камере, откуда пороховые газы через сопло поступают в топливные баки. Воспламенение основного порохового заряда производится воспламенителем 2 из бездымного пороха. Воспламенитель зажигают пиропатроном. Образовавшиеся при сгорании газы поступают в баки и вытесняют горючее и окислитель в камеру сгорания 7.

На входе пороховых газов в топливные баки устанавливают отражатели 4. Они должны предотвратить удар струи горячего газа на поверхность жидкости.

Для того чтобы давление газа в ПАД, а следовательно, и давление подачи не превышало заданной величины, на пороховых аккумуляторах давления устанавливают клапан 5 постоянства давления, который сбрасывает избыточное давление газа.

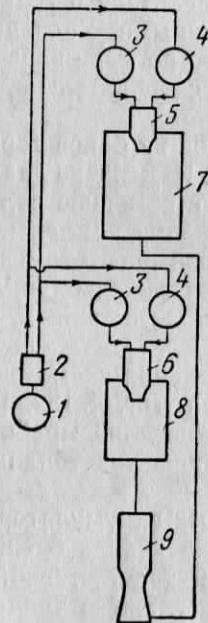
Обратные клапаны 6 в системе служат для предотвращения попадания одного из компонентов в бак другого компонента через основную камеру.

Пороховые аккумуляторы давления более легки и компактны, чем газовые. Недостатком их является зависимость работы аккумуля-



Фиг. 4.132. Вытеснительная система подачи с пороховым аккумулятором давления.

1—пороховой аккумулятор давления, 2—воспламенитель, 3—топливные баки, 4—отражатели, 5—клапан постоянного давления, 6—обратный клапан, 7—камера сгорания.



Фиг. 4.133. Вытеснительная система подачи с жидкостным аккумулятором давления.

1—баллон сжатого воздуха, 2—редуктор давления воздуха, 3 и 4—баки для вспомогательных компонентов топлива, 5 и 6—газогенераторы, 7—бак основного окислителя, 8—бак основного горючего, 9—камера сгорания.

латора от внешних условий (внешние условия влияют на скорость горения пороха).

Жидкостный аккумулятор давления (ЖАД) представляет собой устройство, вырабатывающее из двух самореагирующих компонентов топлива горячий газ, служащий для вытеснения компонентов топлива из баков в камеру сгорания двигателя. Принципиальная схема ЖАД изображена на фиг. 4.133.

Компоненты вспомогательного топлива с помощью сжатого воздуха подаются из специальных баков 3 и 4 в газогенераторы 5 и 6, расположенные в баках 7 и 8 основных компонентов топлива. В газогенераторах происходит самовоспламенение вспомогательных компонентов и образование газа, необходимого для вытеснения основных компонентов из баков. Если используются несамовоспламеняющиеся компоненты, их воспламенение при запуске производится с помощью пиропатронов.

Устройство газогенераторов 5 и 6 почти одинаковое. ЖАД окислительного бака работает с избытком окислителя, а ЖАД бака с горючим — с избытком горючего. Сделано это с той целью, чтобы в баках окислителя и горючего не было догорания.

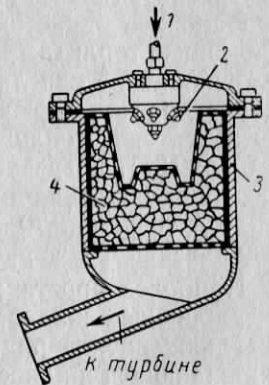
Насосные системы подачи

В насосной системе подачи каждый компонент топлива поступает из своего бака в насос, а затем в камеру сгорания. Насосы могут иметь привод либо от основного двигателя, стоящего на летательном аппарате, либо автономный привод от турбины.

Насосы для подачи горючего и окислителя вместе с турбиной, служащей для их привода, составляют турбонасосный агрегат (ТНА). Чаще всего применяют центробежные насосы, как более легкие, с малыми размерами и обеспечивающие большую производительность.

Рабочим телом для газовой турбины ТНА могут служить: продукты разложения перекиси водорода или другого вещества с большой теплотой разложения; газы, отбираемые от основной камеры сгорания двигателя; газы, получаемые при сгорании компонентов топлива в отдельном генераторе; пороховой газ, полученный при медленном сгорании порохового заряда. Турбины чаще всего выполняют двухступенчатыми, со ступенями скоростей.

В качестве примера выполнения газогенератора рассмотрим схему парогенератора, в котором происходит разложение концентрированной (80—82%) перекиси водорода. Газогенератор (фиг. 4.134) представляет собой сосуд 3, в котором происходит



Фиг. 4.134. Принципиальная схема парогенератора.

1—трубка, 2—форсунка, 3—сосуд, 4—катализатор.

реакция разложения перекиси водорода, поступающей по трубке 1 и подаваемой форсунками 2. Реакция происходит в присутствии катализатора 4, который может находиться либо в твердом, либо в жидком виде. Жидким катализатором является раствор перманганата калия KMnO_4 . При разложении перекиси водорода получается парогаз, давление которого $2\text{--}3 \text{ Мн/м}^2$ [$20\text{--}30 \text{ кг/см}^2$] и температура $380\text{--}480^\circ \text{С}$. Пройдя турбину, отработавший парогаз выбрасывается в атмосферу.

На фиг. 4.135 приведен пример конструктивного выполнения одного из турбонасосных агрегатов. ТНА состоит из газовой турбины 3, насоса 2 окислителя и насоса 5 горючего. В качестве рабочего тела для турбины используется парогаз, который, пройдя через сопло и рабочие лопатки 6 турбины, попадает в поворотную камеру 7, после чего снова направляется на рабочие лопатки турбины. Таким образом, турбина, имея один ряд лопаток, работает как двухступенчатая турбина со ступенями скорости.

§ 3. ОХЛАЖДЕНИЕ ЖРД

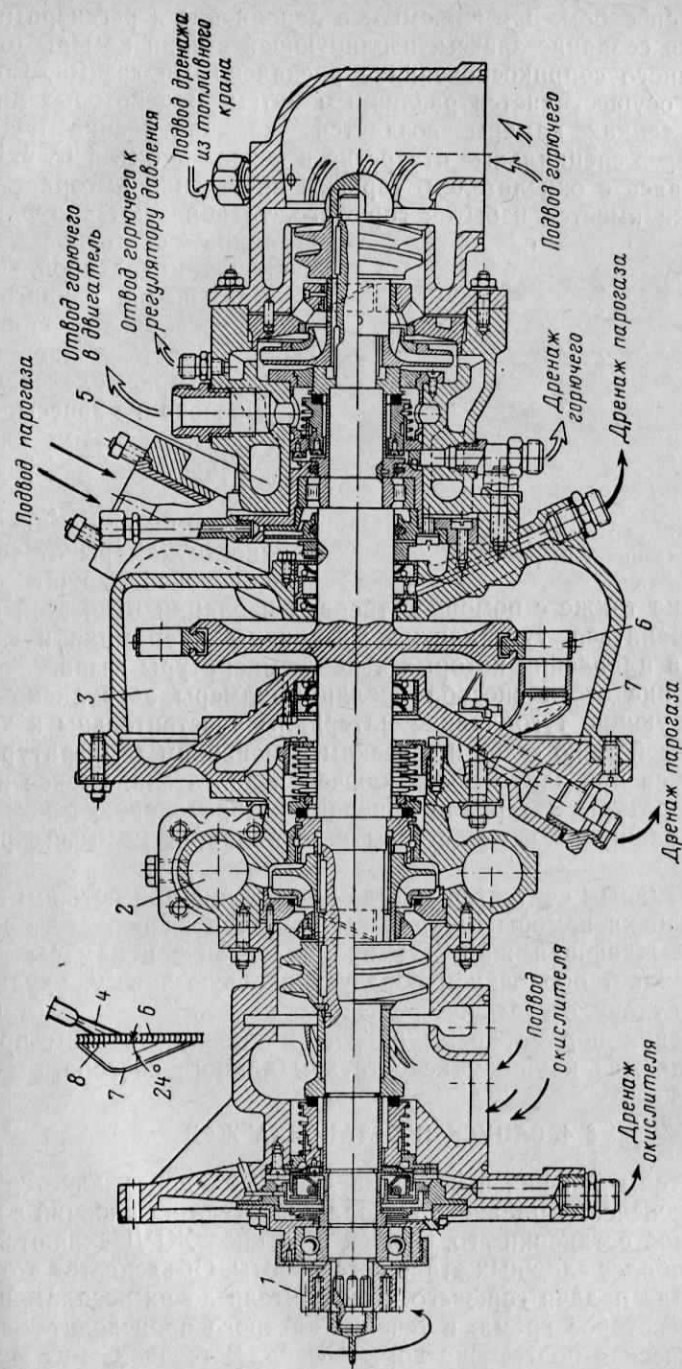
Процесс сгорания в камере ЖРД характеризуется наличием очень больших потоков тепла. Оболочка камеры при больших тепловых потоках теряет необходимую прочность, что может привести к разрушению двигателя. Поэтому для защиты камер сгорания в ЖРД принимают специальные меры. Одной из таких мер является организация охлаждения камеры.

Наиболее экономичен способ наружного охлаждения камеры с помощью топливных компонентов. Часто в этом случае применяется охлаждение окислителем, расход которого в несколько раз превышает расход горючего. При этом способе охлаждения один из компонентов топлива принудительно движется в рубашке (фиг. 4.136), нагревается, а затем поступает к форсункам. Такой способ охлаждения называют регенеративным, так как при этом тепло, переданное оболочкой камеры охлаждающей жидкости, в дальнейшем возвращается в камеру сгорания.

Наиболее проста рубашка с кольцевым каналом для прохода охлаждающей жидкости. Жидкость имеет в этом случае продольное движение. В ряде случаев, когда нужна большая скорость охлаждающей жидкости, а величина щели для прохода ее в рубашке получается меньше $1\text{--}1,5 \text{ мм}$, рубашку выполняют с винтовыми каналами, как это было сделано на двигателе «Скраймер».

Для охлаждения камеры могут быть применены оба компонента, при этом один из них охлаждает камеры, другой — сопло (смешение компонентов в системе охлаждения недопустимо).

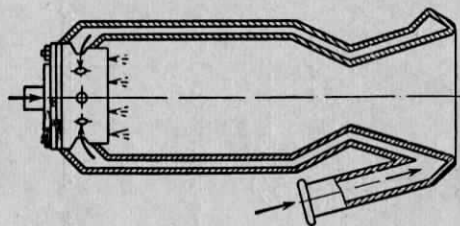
Для охлаждения может быть использована также и вода, но ее применение требует больших запасов воды на летательном аппарате. В частности, такой способ охлаждения был применен на самолетном двигателе, изображенном на фиг. 4.137.



Фиг. 4.135. Турбонасосный агрегат.

1—шестерня, 2—насос окислителя, 3—турбина, 4—сопло, 5—насос горючего, 6—рабочие лопатки турбины, 7—поворотная камера, 8—направляющие лопатки.

Другим способом, применяемым в дополнение к регенеративному, является создание завесы, изолирующей стенки камеры от непосредственного соприкосновения с раскаленными газами. Создание завесы осуществляется различным путем. В некоторых двигателях на стенках камеры создается жидкая пленка подачей горючего через специальные отверстия в поясах 9 (см. фиг. 4.126). Перемешиваясь с окислителем, горючее постепенно выгорает. Так как у стенки имеется избыток горючего, то образуются продукты



Фиг. 4.136. Схема регенеративного охлаждения камеры ЖРД.

сгорания с относительно низкой температурой. Применение данного способа несколько снижает экономичность двигателя, так как горючее, пошедшее на образование завесы, хотя и сгорает, но в этом случае с меньшей эффективностью.

Изоляция внутренней поверхности камеры от тепловых потоков может быть осуществлена также с помощью твердой изоляции. Для этой цели могут применяться тугоплавкие материалы (керамика и т. п.), температура плавления которых выше температуры газов. Применение этого способа изоляции камеры затруднено тем, что существующие тугоплавкие материалы чувствительны к химическому воздействию газов и к резким изменениям температур, наблюдающимся при запуске и выключении двигателя. Резкое изменение температуры материала приводит к образованию в нем трещин и выкрашиванию, следствием чего является местный прогар камеры.

Перспективным считается метод охлаждения, при котором внутренняя оболочка камеры и сопла выполняется из пористого материала. Охлаждающая жидкость проникает внутрь камеры через поры, охлаждает оболочку и образует паровую завесу, ухудшающую теплоотдачу от газов.

Загрязнения пор во время работы и вызванный этим прогар камеры являются крупным недостатком данного способа.

§ 4. ЗАПУСК И ОСТАНОВКА ЖРД

К средствам запуска и останова двигателя предъявляется требование обеспечения плавного выхода двигателя на рабочий режим и безотказной остановки его. Запуск и останов ЖРД являются одними из наиболее сложных этапов его работы. Объясняется это тем, что от начала подачи горючего и окислителя до их воспламенения проходит некоторое время, в течение которого происходит испарение и химическая подготовка компонентов. В течение этого време-

ни в камере сгорания накапливается горючая смесь. При скоплении к началу воспламенения достаточно большого количества горючей смеси воспламенение ее произойдет с сильным нарастанием давления. При превышении допустимого давления произойдет разрушение двигателя. Для предупреждения скопления большого количества компонентов при запуске и для предупреждения взрыва пусковая система должна обеспечить воспламенение компонентов топлива не позднее чем через 0,03 сек после поступления их в камеру. С этой же целью пусковые клапаны открываются не полностью, пусковой расход компонентов и давление в камере получаются значительно меньше расчетных. Такой запуск, когда вначале воспламеняется небольшое количество топлива, называется ступенчатым. В частности, на двигателе А-4 при полной тяге 260 кН [26 т] предварительная ступень тяги (при малой подаче топлива) равна 80 кН [8 т].

Кроме ступенчатого запуска, возможен так называемый «пущечный запуск». При таком запуске вначале в топливных баках создается давление, равное или близкое к рабочему давлению подачи. Затем происходит резкое открытие отсечных клапанов или разрывных мембран, преграждающих горючему и окислителю доступ в камеры. Компоненты топлива под действием высокого давления быстро устремляются через трубопроводы в камеру сгорания. При воспламенении смеси давление в камере может очень резко возрасти.

При запуске должен быть обеспечен определенный порядок поступления компонентов в камеру. Так как одновременное поступление компонентов в камеру осуществить невозможно, допускается опережение подачи одного из компонентов на доли секунды.

Для воспламенения компонентов топлива при запуске применяются различные системы зажигания. Пиротехническое зажигание производится с помощью пиропатрона, воспламеняемого электрической нитью накаливания. Пиропатрон горит в течение нескольких секунд и дает факел пламени с температурой 2000° С.

При химическом зажигании используют самовоспламеняющиеся компоненты топлива. Особенно просто осуществляется химическое зажигание в двигателях, работающих на самовоспламеняющихся топливах. Если двигатель работает на несамовоспламеняющихся компонентах, пусковая система вначале подает пусковые компоненты, основные компоненты подают только при наличии в камере мощного факела пламени.

В двигателях небольших тяг применяют зажигание с помощью электрической свечи, расположенной на головке двигателя. Малая тепловая мощность свечи мешает широкому применению этого способа.

Процесс запуска современных ЖРД полностью автоматизирован.

Остановка ЖРД производится либо путем закрытия отсечных клапанов, стоящих на пути компонентов топлива, либо после полной выработки топлива из баков. На некоторых двигателях осуществляется ступенчатая остановка, при этом двигатель вначале переводится на меньшую тягу, а затем полностью останавливается.

После остановки двигателя из-за неплотного прикрытия отсечных клапанов возможно подтекание компонентов топлива и скопление их в камере. Воспламенение скопившегося в горячей камере топлива может привести в ряде случаев к взрыву. Для предупреждения этого принимают ряд мер, как-то: в эксплуатации двигателя после его остановки камеру сгорания продувают воздухом или азотом, а при конструктивном оформлении двигателя отсечные клапаны располагают как можно ближе к форсункам и т. д.

§ 5. ПРИМЕРЫ ВЫПОЛНЕНИЯ ЖИДКОСТНЫХ РАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Жидкостный ракетный двигатель «Скраймер»

Принципиальная схема ЖРД «Скраймер» приведена на фиг. 4.137. Парогазогенератор (ПГГ) двигателя работает на тех же компонентах топлива, что и двигатель. Подача компонентов в ПГГ происходит из пусковых бачков, откуда компоненты вытесняются с помощью азота. ПГГ охлаждается водой, которая после охлаждения частично впрыскивается в сопловую часть ПГГ, снижая температуру продуктов сгорания газов до 625°C .

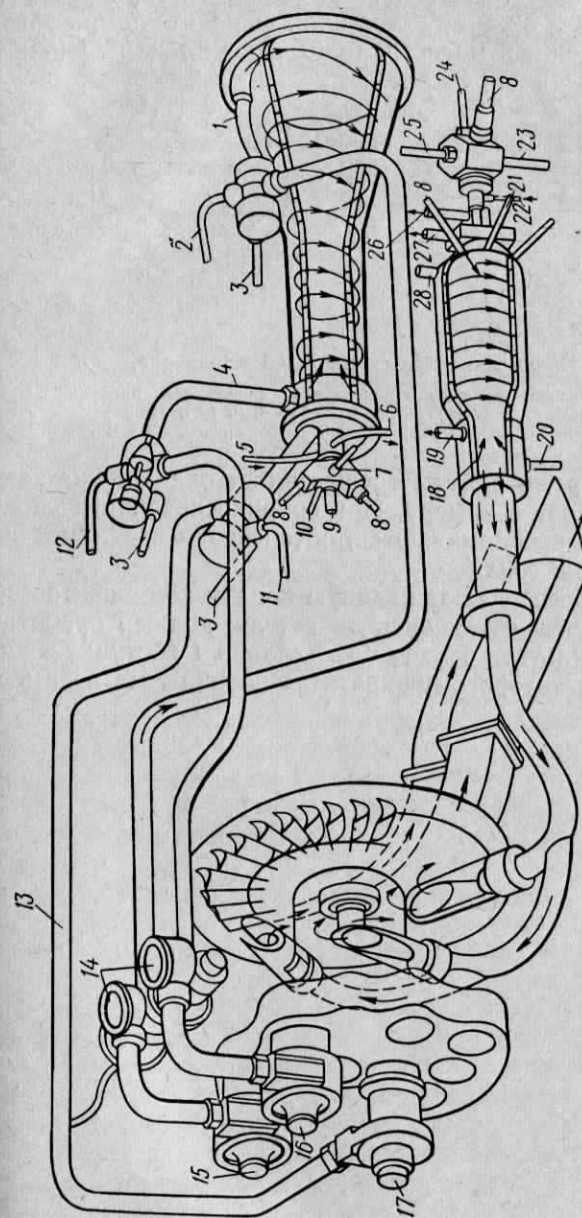
Продукты сгорания из ПГГ направляются по трем соплам на турбину турбонасосного агрегата. Турбина вращает три насоса: для горючего, окислителя и воды. Мощность турбины около 250 квт [350 л. с.] при 20 000 об/мин.

Запуск двигателя форкамерный. В форкамеру, представляющую собой небольшую камеру сгорания, по трубкам подается при запуске небольшое количество горючего и окислителя. Воспламенение их производится электрической искрой. Образовавшийся пусковой факел поджигает в дальнейшем топливо, подаваемое в основную камеру сгорания. Аналогично производится и запуск ПГГ.

Жидкостный ракетный двигатель «Эрликон»

Принципиальная схема двигателя приведена на фиг. 4.138. Двигатель — одnorазового действия, устанавливался на зенитной ракете Эрликон. Тяга двигателя — 10 000 н [1000 кг]. Двигатель работал на керосине и азотной кислоте. Подача компонентов — вытеснительная.

Работа двигателя осуществляется в следующей последовательности. Доступ азота высокого давления из баллона 1 происходит при срабатывании пускового пироклапана 4. Азот, пройдя редуктор 5, где давление снижается от 30 до 4 Мн/м² [от 300 до 40 кг/см²], поступает в баки окислителя и горючего 3 и 2, снабженные поршнями. Действуя на поршни, азот вытесняет компонен-



Фиг. 4.137. Принципиальная схема ЖРД «Скраймер».

1—подвод воды в основную камеру, 2—перепуск воды, 3—подача азота в систему управления, 4—подвод горючего в основную камеру, 5—подвод воды в запальное устройство, 6—отвод воды из запального устройства, 7—подвод горючего в запальное устройство основной камеры, 8—свечи запального устройства, 9—подвод жидкого кислорода в запальное устройство основной камеры, 10—подвод газа, 11—перепуск жидкого кислорода, 12—перепуск горючего, 13—подвод жидкого кислорода в основную камеру, 14—главные регуляторы расхода, 15—насос для подачи воды, 16—насос для подачи

горючего, 17—насос для подачи жидкого кислорода, 18—впрыск воды в камеру, 19—выпуск охлаждающей воды, 20—подвод воды для впрыска в парогазогенератор, 21—подвод жидкого кислорода в парогазогенератор, 22—вход воды в запальное устройство парогазогенератора, 23—подвод газа, 24—подача кислорода в запальное устройство парогазогенератора, 25—подача горючего в запальное устройство парогазогенератора, 26—выход воды из запального устройства парогазогенератора, 27—подвод охлаждающей воды, 28—форсунки для горючего.

1—баллон, 2 и 3—баки горючего и окислителя, 4—пусковой пироклапан, 5—редуктор, 6, 7, 10—магистраль, 8—бачок, 9, 12 и 13—клапаны, 11—пироклапан.

Клапаны 9 и 13 обеспечивают плавную подачу компонентов при запуске. Для того чтобы остановить двигатель, должен сработать пироклапан 11, в результате чего газ из баллона 1 поступит в клапан 12, при закрытии которого прекратится подача газа в камеру.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Двигатели выполняют однорядными и двухрядными. Задний ряд цилиндров двухрядной звезды смещают относительно переднего ряда, образуя шахматное расположение цилиндров, чем обеспечивается равномерное их охлаждение.

На фиг. 5.01, помещенной в конце книги, представлен продольный разрез двухрядного звездообразного двигателя воздушного охлаждения АШ-82Т. В нижней части фигуры показан цилиндр переднего ряда, а в верхней части — цилиндр заднего ряда. Конструктивно все цилиндры двигателя аналогичны.

В цилиндрах 1 помещены поршни 2, которые посредством шатунов 3 связаны с коленчатым валом 4, установленным на опорах, закрепленных в картере 5 двигателя.

Каждый ряд цилиндров имеет кулачковую шайбу 6 и другие детали газораспределения, приводимые в действие от коленчатого вала.

Для обеспечения воздушному винту наиболее выгодных чисел оборотов двигатель снабжается редуктором с выходным валом 7, который служит для соединения с воздушным винтом. Передаточное отношение редуктора подбирается таким образом, чтобы обороты винта не превышали 1500—1800 *об/мин*. Эти числа оборотов для большинства винтов являются оптимальными.

При установке поршневого двигателя на вертолете в приводной трансмиссии предусматривается дополнительный редуктор и в этом случае число оборотов несущего винта составляет 150—300 *об/мин.*

В поршневом двигателе преобразование тепла, выделяющегося при сгорании топлива внутри цилиндра двигателя, происходит путем последовательного чередования следующих процессов:

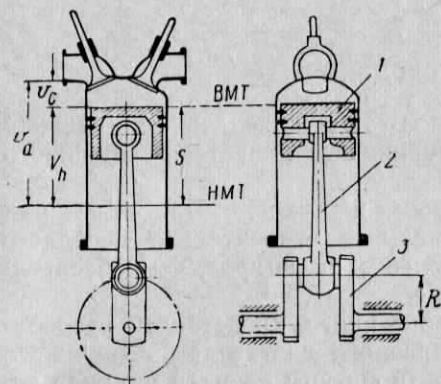
- 1) впуска свежей смеси или впрыска топлива в цилиндр;
- 2) сжатия; 3) сгорания; 4) расширения; 5) выпуска отработанных газов.

Передача работы от газа к валу двигателя производится при помощи кривошипно-шатунного механизма (фиг. 5.1), состоящего из поршня 1, шатуна 2 и кривошипа 3, находящихся в кинематической связи. Этот механизм преобразует поступательно-возвратное движение поршня во вращательное движение коленчатого вала.

Крайние положения, которые занимает поршень при своем перемещении в цилиндре, называются верхней мертвой точкой (ВМТ) и нижней мертвой точкой (НМТ). Расстояние, проходимое поршнем между ними, называется ходом поршня и обозначается буквой S . Поршень совершает один ход за пол-оборота коленчатого вала, т. е. за 180° , и ход поршня равен двум радиусам кривошипа $S=2R$. Вследствие перемещения поршня происходит изменение внутреннего объема цилиндра. Принято различать три характерных объема цилиндра: объем камеры сжатия, рабочий объем и полный объем.

Объем цилиндра над поршнем, когда поршень находится в ВМТ, называется камерой сжатия или камерой сгорания и обозначается знаком v_c .

Объем цилиндра, соответствующий ходу поршня, называется рабочим объемом и



Фиг. 5.1. Кривошипно-шатунный механизм.

1—поршень, 2—шатун, 3—кривошип коленчатого вала.

обозначается v_h . Его легко определить по диаметру и ходу поршня.

$$v_h = \frac{\pi D^2}{4} S.$$

Объем цилиндра принято выражать в литрах.

Рабочий объем всех цилиндров двигателя (v_{hi}) называется литражом, который равен произведению рабочего объема одного цилиндра на число цилиндров.

Рабочий объем v_h вместе с объемом камеры сжатия v_c составляют полный объем цилиндра v_a

$$v_a = v_c + v_h.$$

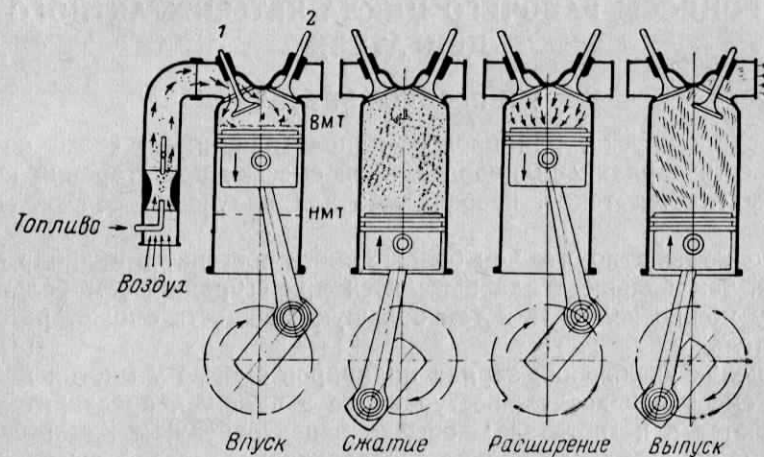
Отношение полного объема к объему камеры сгорания называется степенью сжатия и обозначается ϵ :

$$\epsilon = \frac{v_a}{v_c} = \frac{v_c + v_h}{v_c} = 1 + \frac{v_h}{v_c}.$$

У бензиновых авиадвигателей степень сжатия $\epsilon=5\div 8$.

Совокупность всех процессов, совершающихся в цилиндре поршневого двигателя и обеспечивающих преобразование тепловой энергии в механическую работу, называется рабочим циклом двигателя.

Часть рабочего цикла, осуществляющая за 1 ход поршня, называется тактом. Из этого следует, что один рабочий цикл в цилиндре четырехтактного двигателя совершается за 2 оборота коленчатого вала.



Фиг. 5.2. Схема работы четырехтактного двигателя.

1—впускной клапан, 2—выпускной клапан.

На фиг. 5.2 представлена схема работы четырехтактного двигателя. В первом такте поршень перемещается от ВМТ к НМТ, при этом впускной клапан 1 открыт. Свежая смесь устремляется в цилиндр, заполняя освобождающийся объем.

Во втором такте поршень движется от НМТ к ВМТ, при этом впускной 1 и выпускной 2 клапаны закрыты. Вследствие сокращения объема смесь сжимается. В конце процесса сжатия, примерно за $20\text{--}40^\circ$ по углу поворота коленчатого вала до ВМТ, смесь воспламеняется от электрической искры. Воспламенение смеси до ВМТ (опережение зажигания) необходимо для того, чтобы смесь успела сгореть в возможно меньшем объеме, что приводит к повышению мощности и экономичности двигателя.

В третьем такте поршень повторяет движение 1-го такта, но при этом оба клапана закрыты и продукты сгорания, расширяясь, перемещают поршень.

В четвертом такте поршень повторяет движение 2-го такта, но при этом выпускной клапан 2 открыт и цилиндр очищается от образовавшихся в нем продуктов сгорания. Дальше рабочий цикл двигателя повторяется в прежней последовательности тактов.

Глава XX

ПРОЦЕССЫ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ

§ 1. ПРОЦЕСС ВПУСКА

Процесс впуска, или процесс наполнения, имеет своей целью произвести зарядку цилиндра свежей смесью, при сгорании которой выделяется тепло, необходимое для получения полезной работы.

Вполне понятно, что чем больше смеси поступит в цилиндр двигателя, тем больше тепла выделится при сгорании, тем большую работу можно получить и тем большую мощность сможет развить двигатель.

В целях увеличения заряда цилиндров смесью у многих двигателей смесь или воздух, поступающие в цилиндр, предварительно сжимаются в нагнетателе — обычно в центробежном компрессоре. Такая принудительная подача предварительно сжатой свежей смеси или воздуха в двигатель называется наддувом.

Кроме повышения мощности в земных условиях, наддув также используется как способ поддержания мощности с поднятием на высоту.

Образование топливо-воздушной смеси в карбюраторных двигателях начинается в карбюраторе, продолжается во всасывающих трубопроводах и заканчивается в цилиндре.

В двигателях с непосредственным впрыском смесеобразование происходит непосредственно в цилиндрах. В этом случае в цилиндр поступает чистый воздух через впускные клапаны, а подача топлива в цилиндры через форсунки начинается через 30—50° поворота коленчатого вала от ВМТ в такте впуска.

Регулировка качества топливо-воздушной смеси, т. е. соотношение топлива и воздуха в смеси осуществляется специальными устройствами, предусмотренными в карбюраторе или в топливной аппаратуре непосредственного впрыска.

При рассмотрении схемы четырехтактного рабочего процесса отмечалось, что открытие и закрытие впускных и выпускных клапанов в точности соответствуют положению поршня в ВМТ или

НМТ. В действительности же для улучшения работы двигателя оказывается целесообразным произвести смещение фаз газораспределения. Так, например, впускной клапан начинает открываться с опережением, т. е. когда поршень в такте выпуска не дойдет до ВМТ на 15—50° по углу поворота коленчатого вала. Этот угол называется углом опережения открытия впускного клапана (точка 1 на фиг. 5.3).

Наполнение цилиндра свежей смесью происходит вследствие снижения давления внутри цилиндра, создающегося при движении поршня от ВМТ к НМТ. Примерно можно считать, что давление смеси в конце впуска у двигателя без наддува

$$p_a = (0,8 \div 0,9) p_0,$$

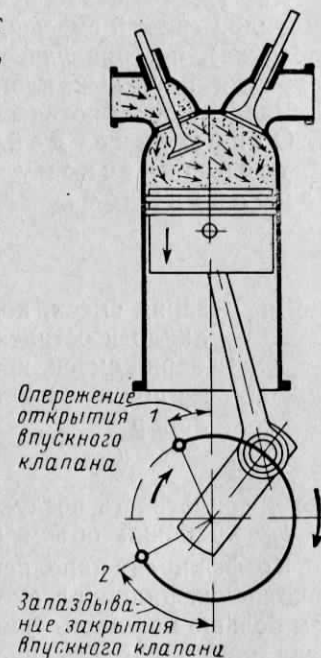
где p_0 — атмосферное давление.

К моменту открытия всасывающего клапана в цилиндре существует повышенное давление остаточных газов p_r . В связи с этим при всасывании из атмосферы (у двигателей без наддува) смесь начинает поступать в цилиндр только после того, как давление в цилиндре станет меньше, чем давление в окружающей среде.

У двигателей с наддувом смесь или воздух начинают поступать в цилиндр сразу же после открытия впускного клапана.

Температура смеси (или воздуха) в процессе впуска также изменяется. При испарении топлива следовало бы ожидать снижения температуры смеси, однако вследствие соприкосновения последней с нагретыми деталями (стенками патрубков и цилиндра, клапанами, днищем поршня), а также смешения с горячими остаточными газами, температура смеси в конце всасывания поднимается у двигателей с всасыванием из атмосферы до 340—360° К, а у двигателей с наддувом 380—400° К.

Для увеличения заряда свежей смеси впускной клапан закрывается с запазданием (точка 2 на фиг. 5.3), т. е. уже в процессе движения поршня в направлении к ВМТ (в такте сжатия). Угол поворота коленчатого вала, считая от момента достижения поршнем НМТ до момента закрытия впускного клапана, называется углом запаздывания закрытия впускного клапана. Этот угол составляет 40—65°.



Фиг. 5.3. Графическое изображение опережения открытия и запаздывания закрытия впускного клапана.

Как указывалось выше, смесь в процессе наполнения приобретает большую скорость и поэтому, несмотря на движение поршня от НМТ к ВМТ, смесь продолжает поступать в цилиндр, т. е. происходит дозарядка за счет скоростного напора. В связи с имеющимся опережением открытия и запаздыванием закрытия впускного клапана общая продолжительность процесса впуска или фаза открытия впускного клапана составляет $250\text{--}280^\circ$ по углу поворота коленчатого вала.

Как уже отмечалось, мощность двигателя зависит от заряда цилиндра свежей смесью. Под зарядом понимают количество смеси (воздуха), поступившей в цилиндр и оставшейся в нем к моменту закрытия впускных клапанов.

Различают теоретический и действительный заряды смеси.

Отношение действительного заряда смеси к теоретическому называется коэффициентом наполнения η_v

$$\eta_v = \frac{m_d}{m_T},$$

где m_d — заряд смеси, который в действительности поступил в цилиндр и остался в нем;

m_T — заряд смеси, который может поместиться в рабочем объеме цилиндра при температуре и давлении на впуске в цилиндр

$$m_T = \rho v_h,$$

где ρ — плотность воздуха на впуске в цилиндр двигателя;

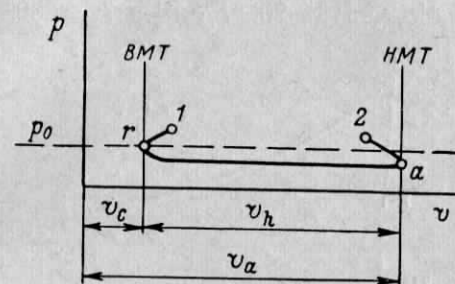
v_h — рабочий объем цилиндра.

Коэффициент наполнения характеризует степень совершенства заполнения цилиндра смесью. Чем выше коэффициент наполнения, тем больше мощность двигателя. У авиационных двигателей без наддува при работе на расчетном режиме коэффициент наполнения находится в пределах $0,75\text{--}0,9$, а у двигателей с наддувом — $1,10\text{--}1,12$.

Увеличение коэффициента наполнения достигается: уменьшением гидравлических сопротивлений во всасывающей системе, снижением температуры деталей, с которыми соприкасается смесь, за счет более интенсивного охлаждения и подбора для их изготовления более теплопроводных материалов, а также лучшей очисткой цилиндров от остаточных газов и соответствующим подбором фаз газораспределения.

На фиг. 5.4 изображен процесс впуска смеси у двигателя без нагнетателя. Линия впуска $1\text{--}r\text{--}a\text{--}2$ характеризует изменение давления внутри цилиндра в процессе наполнения. Точка 1 соответствует моменту открытия, а точка 2 — моменту закрытия впускного клапана. Естественно, что у двигателя с нагнетателем линия впуска в результате избыточного давления пройдет выше, чем у двигателя без нагнетателя. В случае впуска воздуха из атмосферы

поршень при своем движении преодолевает давление p_0 , которое действует на него со стороны картера. В направлении движения поршня создается давление p_a , меньшее p_0 , поэтому осуществление впуска смеси требует затраты соответствующей работы.



Фиг. 5.4. Графическое изображение процесса впуска у двигателя без нагнетателя.

§ 2. ПРОЦЕСС СЖАТИЯ

Назначение процесса сжатия обусловливается необходимостью лучшего использования тепла и получения большей работы газов в процессе их последующего расширения. Вследствие сжатия смеси создается ряд благоприятных условий для ее сгорания. Сжатая смесь занимает меньший объем, ввиду этого меньше времени затрачивается для распространения пламени по всему объему смеси. Скорость сгорания сжатой смеси увеличивается, а время, в течение которого происходит сгорание, уменьшается.

Процесс сжатия в цилиндре осуществляется вследствие сокращения объема, которое имеет место при движении поршня от НМТ к ВМТ. Впускной и выпускной клапаны при этом закрыты.

Если бы сжатие смеси осуществлялось при постоянной температуре, то по закону Бойля—Мариотта давление p_c в конце такта сжатия было бы

$$p_c = p_a \epsilon,$$

где $\epsilon = \frac{v_a}{v_c}$ — степень сжатия.

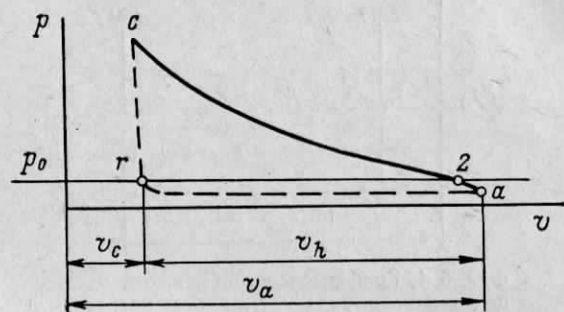
Следует отметить, что повышение степени сжатия увеличивает теплоиспользование и работу цикла. Так, например, при увеличении ϵ от 6 до 7 мощность двигателя возрастает приблизительно на 6%. Но для двигателей легкого топлива (бензиновых) максимальное значение степени сжатия ограничивается главным образом опасностью перехода процесса сгорания во взрывную форму, т. е. появлением детонации, о которой будет сказано ниже.

В действительности в цилиндре во время сжатия увеличение давления происходит не только в результате уменьшения объема

при движении поршня к ВМТ, но и вследствие увеличения температуры смеси.

У современных поршневых авиадвигателей с наддувом давление и температура в конце такта сжатия составляют:

$$p_c = 1-2 \text{ Мн/м}^2 [10-20 \text{ кг/см}^2] \text{ и } T_c = 650-750^\circ \text{ К.}$$



Фиг. 5.5. Графическое изображение процесса сжатия.

Графическое изображение процесса сжатия показано на фиг. 5.5 сплошной линией, а предшествующий процесс — пунктиром. Линия $a-2-c$ показывает изменение давления и объема смеси в такте сжатия для двигателя без нагнетателя.

Совершенно ясно, что у двигателя с нагнетателем линия сжатия пройдет выше, чем у двигателя без нагнетателя.

§ 3. ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ

В двигателях легкого топлива процесс сгорания начинается с момента прохождения между электродами запальной свечи искры, воспламеняющей смесь. В первый период горения, длящийся $8-10^\circ$ по углу поворота коленчатого вала, происходят подготовительные химические процессы без повышения давления. Он называется периодом скрытого горения.

Далее в процессе сгорания имеет место период, в течение которого наблюдается повышение давления и который называется периодом видимого горения.

Промежуток времени от момента появления искры до момента достижения максимального давления называется условно продолжительностью сгорания, которая составляет примерно $0,0003-0,01 \text{ сек.}$ При прочих равных условиях продолжительность сгорания смеси определяется скоростью распространения пламени. Скорость распространения фронта пламени в течение процесса сгорания изменяется в широких пределах. В среднем при нормальном процессе сгорания скорость распространения пламени составляет $20-30 \text{ м/сек.}$ К концу сгорания давление и температура в цилиндре

ре достигают максимальной величины. Так, давление достигает $6-8 \text{ Мн/м}^2 [60-80 \text{ кг/см}^2]$, а температура $2600-2800^\circ \text{ К.}$

Сильное влияние на скорость сгорания оказывает состав смеси. Установлено, что при $\alpha=0,85-0,90$ скорость сгорания смеси наибольшая. При очень богатых или очень бедных смесях работа двигателя становится невозможной из-за нарушения устойчивого горения. Коэффициенты избытка воздуха, при которых прекращается распространение пламени по объему, называются пределами воспламеняемости. Для богатой бензино-воздушной смеси предел воспламеняемости составляет $\alpha=0,3-0,4$, для бедной смеси — $\alpha=1,3-1,5$.

На продолжительность сгорания оказывают влияние и такие факторы, как температура смеси, степень сжатия, наличие в цилиндре остаточных газов и вихревых движений, число оборотов коленчатого вала, число и расположение свечей, форма камеры сгорания и др.

Чем выше температура смеси перед ее сгоранием, тем больше скорость сгорания.

При увеличении степени сжатия скорость сгорания смеси увеличивается, так как увеличивается температура смеси к моменту ее воспламенения.

При дросселировании двигателя количество остаточных газов резко возрастает и скорость сгорания снижается. Следует, однако, заметить, что присутствие остаточных газов в количестве до 10% от количества свежей смеси почти не влияет на скорость сгорания.

При увеличении числа свечей уменьшается продолжительность сгорания, так как, например, при двух противоположно расположенных свечах пламя распространяется с двух сторон, что при той же скорости движения пламени сокращает время сгорания. Практически не применяется более двух свечей на цилиндр во избежание усложнения системы зажигания.

Форма камеры сгорания влияет на продолжительность сгорания, так как от нее зависит расстояние от запальной свечи до наиболее удаленной точки объема смеси. Наилучшей формой камеры сгорания является шарообразная форма или форма, близкая к ней.

Из сказанного можно сделать вывод, что все факторы, от которых зависит скорость сгорания и которые влияют на продолжительность процесса сгорания, определяют собой своевременность выделения тепла в рабочем цикле, что имеет очень важное практическое значение.

Опытным путем установлено, что наиболее выгодные условия для работы двигателя имеют место в том случае, когда максимальное давление в цилиндре соответствует положению поршня в такте расширения на $10-15^\circ$ ниже ВМТ по углу поворота коленчатого вала.

Так как весь процесс сгорания по углу поворота коленчатого вала очень короток, то для обеспечения указанного выше условия

необходимо смесь поджигать с опережением, т. е. в конце такта сжатия, до достижения поршнем ВМТ.

Угол поворота коленчатого вала от момента зажигания смеси до момента прихода поршня в ВМТ называется углом опережения зажигания. Если угол опережения зажигания будет мал, то сгорание смеси будет происходить в процессе расширения, т. е. в большом объеме, что увеличит потери тепла в стенки цилиндра, максимальное давление и температура в цилиндре снизятся, вследствие чего уменьшится мощность и экономичность двигателя. При слишком раннем опережении зажигания сгорание смеси может закончиться еще в такте сжатия, что приведет к излишней затрате работы на сжатие и к уменьшению мощности двигателя. Поэтому должен быть подобран такой угол опережения зажигания, при котором своевременное поджигание смеси даст наилучшее использование тепла. Этот наивыгоднейший угол опережения зажигания подбирается опытным путем.

На величину наивыгоднейшего угла опережения зажигания влияют следующие факторы: состав смеси, степень сжатия, число свечей, число оборотов. Например, при $\alpha = 0,85-0,9$, при прочих равных условиях, угол опережения зажигания должен быть наименьшим, так как скорость сгорания при этом составе смеси наибольшая. Увеличение степени сжатия и увеличение числа свечей требует также уменьшения угла опережения зажигания. Для авиационных двигателей при работе на номинальном числе оборотов наивыгоднейший угол опережения зажигания составляет $20-45^\circ$ до ВМТ.

Практически при работе двигателя в получении наивыгоднейшего угла опережения зажигания учитываются обороты коленчатого вала. Для изменения момента образования искры в зависимости от числа оборотов двигателя, т. е. для изменения угла опережения зажигания в конструкции магнето применяются специальные устройства, называемые механизмами опережения зажигания.

Все рассмотренные выше положения относятся к осуществлению нормального процесса сгорания. Однако при работе двигателя может возникать ненормальное или детонационное сгорание.

Детонационным сгоранием или детонацией называется такое сгорание смеси, которое происходит с очень большой скоростью, достигающей $1500-2000$ м/сек, что соответствует скорости сгорания взрывчатых веществ.

Детонация может возникнуть при чрезмерном увеличении степени сжатия, температуры поступающего в цилиндр воздуха, давления наддува, температуры горячих деталей, с которыми соприкасается смесь, и т. д. На возникновение детонации сильное влияние оказывают свойства применяемого топлива и состав смеси. Обычно склонны к детонации бедные смеси.

Здесь мы не будем подробно останавливаться на теоретических основах возникновения детонации, отметим лишь, что детонация

происходит вследствие того, что при высоких температурах и давлениях в камере сгорания в объеме смеси, сгорающей в последнюю очередь, до прохождения через нее пламени образуются нестойкие химические соединения, так называемые перекиси. По мере дальнейшего сжатия движущимся фронтом пламени перекиси достигают такой концентрации, при которой происходит их самовоспламенение (взрыв) со скоростью распространения пламени $1500-2000$ м/сек, т. е. начнется детонационное сгорание.

Характерными признаками детонации являются:

1) из выхлопных патрубков выбрасываются хлопья черного дыма, частота появления которых возрастает с увеличением интенсивности детонации;

2) слышен металлический звон в цилиндрах, вызываемый действием ударных волн;

3) наблюдается повышение температуры головок цилиндров, температуры масла и охлаждающей жидкости;

4) наблюдается тряска и неустойчивая работа двигателя.

Работа двигателя с детонацией недопустима, так как она может вызвать повреждение ряда его деталей: прогар клапанов, прогар и разрушение поршней, обгорание электродов свечей, пригорание и поломку поршневых колец, выход из строя вкладышей коренных подшипников и другие дефекты. Детонация приводит к падению мощности двигателя и заметному снижению его экономичности.

Существенной мерой предупреждения детонации является повышение антидетонационных качеств (октанового числа) топлива. В качестве антидетонатора, добавляемого к бензину, применяется тетраэтиловый свинец в смеси с соединениями хлора и брома. Эта присадка носит название этиловой жидкости.

§ 4. ПРОЦЕСС РАСШИРЕНИЯ

В рабочем цикле двигателя единственным процессом, производящим полезную работу, является процесс расширения. В процессе расширения тепло, выделяющееся при сгорании топлива, превращается в работу. За начало процесса расширения условно следует принимать положение поршня, соответствующее ВМТ (иногда началом расширения считают точку, соответствующую максимальному давлению в цилиндре).

Как было отмечено, процесс сгорания практически заканчивается при положении поршня на $10-15^\circ$ ниже ВМТ в такте расширения. Этой точке соответствуют наибольшие значения температуры и давления газов в цилиндре: $p_z = 5-8$ Мн/м² [$50-80$ кг/см²], $T_z = 2500-2600^\circ$ К.

Далее процесс расширения сопровождается интенсивным теплообменом между рабочими газами и деталями (главным образом между газами и стенками цилиндра). Отдача тепла в стенки цилиндра составляет $6-7\%$ от общего количества тепла, внесенного топ-

ливом. По мере движения поршня к НМТ температура и давление газов падают как в результате превращения тепла в работу, так и вследствие теплоотдачи в стенки цилиндра и различного рода потерь. В конце процесса расширения температура газа составляет $1500\text{--}1900^\circ\text{K}$, а давление $0,4\text{--}1\text{ Мн/м}^2$ [$4\text{--}10\text{ кг/см}^2$].

Сила, действующая на поршень и производящая работу, составляет $100\text{--}150\text{ кН}$ [$10\,000\text{--}15\,000\text{ кгГ}$]. Эта сила, действуя на поршень, перемещает его к НМТ и через шатун приводит во вращение коленчатый вал, от которого вращение передается на воздушный винт.

На фиг. 5.6 показан процесс расширения.

Точка z характеризует конец процесса видимого сгорания и начало фактического расширения; точка b — окончание расширения; точка 4 — момент открытия выпуск-

ного клапана.

Следует отметить, что фактически и после точки z в такте расширения горение еще продолжается, т. е. происходит догорание.

§ 5. ПРОЦЕСС ВЫПУСКА

Назначением процесса выпуска является очистка цилиндра от продуктов сгорания и подготовка его к новому такту впуска. Процесс выпуска должен протекать так, чтобы давление остаточных газов, т. е. давление в конце выхлопа, было минимальным. Кроме того, осуществление такта выхлопа должно происходить с минимальной затратой работы. Чем меньше продуктов сгорания останется в цилиндре, тем больше получится заряд цилиндра свежей смесью и тем больше будет мощность двигателя.

Начало процесса выпуска определяется моментом открытия выпускного клапана. Во всех современных быстроходных двигателях выхлопной клапан открывается с опережением в тот момент, когда поршень в такте расширения не дойдет до НМТ на $45\text{--}75^\circ$ по углу поворота коленчатого вала. Это способствует уменьшению работы, затрачиваемой на выталкивание продуктов сгорания движущимся поршнем, и улучшает очистку цилиндра от продуктов сгорания, так как значительная часть продуктов сгорания будет удалена из ци-

линдра через заблаговременно открывшийся выпускной клапан (вследствие значительной разности давлений внутри цилиндра и в окружающей среде).

Выпускной клапан обычно закрывается с запаздыванием (через $20\text{--}40^\circ$ после ВМТ в начале такта впуска). Это также улучшает очистку цилиндра от остаточных газов, так как к моменту прихода поршня в ВМТ в конце такта выпуска скорость уходящих из цилиндра продуктов сгорания еще велика и дальнейшее их истечение может продолжаться по инерции и после прихода поршня в ВМТ.

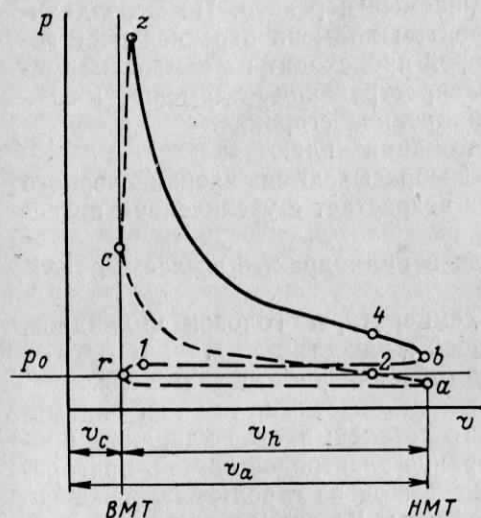
На фиг. 5.7 сплошной линией показано графическое изображение процесса выпуска. Процесс выпуска начинается в точке 4 и заканчивается в точке 5. Так как клапан выпуска открывается с опережением и закрывается с запаздыванием, то полный период выпуска или фаза выпуска составляет $240\text{--}290^\circ$.

Как было отмечено, клапан впуска открывается до ВМТ в такте выпуска, а клапан выпуска закрывается после ВМТ в такте впуска. Следовательно, в работе двигателя существует такой период, когда впускной и выпускной клапаны остаются открытыми одновременно.

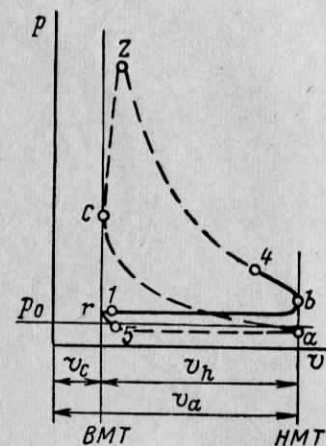
Этот период называется перекрытием клапанов, а угол поворота коленчатого вала, соответствующий этому периоду, называется углом перекрытия клапанов $\beta_{\text{п}}$.

В авиационных двигателях угол перекрытия клапанов находится в пределах $30\text{--}120^\circ$. Для двигателей, снабженных карбюратором, угол перекрытия клапанов не превышает $40\text{--}50^\circ$, так как при больших значениях угла перекрытия у этих двигателей происходит выбрасывание свежей смеси в выхлопные патрубки, а также возникает опасность вспышки смеси во всасывающей системе при запуске. У двигателей с непосредственным впрыском топлива в цилиндры целесообразно расширять угол перекрытия клапанов для обеспечения продувки цилиндра воздухом. Продувка дает лучшую очистку цилиндра от остаточных газов, что приводит к увеличению заряда смеси, а следовательно, и мощности двигателя, примерно, на $8\text{--}10\%$.

Из рассмотрения рабочего цикла видно, что только в 3-м такте (расширение) производится полезная работа, а остальные такты являются вспомогательными и требуют затраты работы для их осуществления.



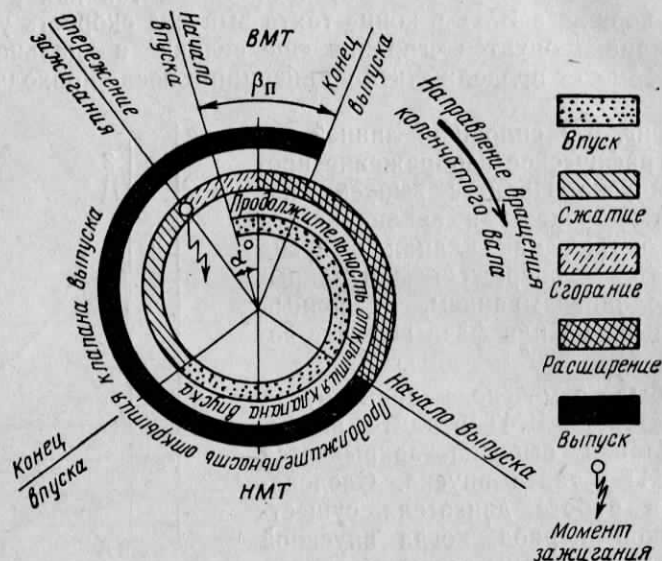
Фиг. 5.6. Графическое изображение процесса расширения.



Фиг. 5.7. Графическое изображение процесса выпуска.

§ 6. ДИАГРАММА ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

На основании рассмотрения всех процессов рабочего цикла двигателя можно построить диаграмму газораспределения, которая имеет прикладное значение для осуществления регулировки системы газораспределения двигателя.



Фиг. 5.8. Диаграмма газораспределения.

Диаграмма газораспределения показывает моменты открытия и закрытия клапанов, их перекрытие, продолжительность отдельных процессов по углу поворота коленчатого вала и наивыгоднейший момент опережения зажигания. Пример такой диаграммы приведен на фиг. 5.8.

Глава XXI

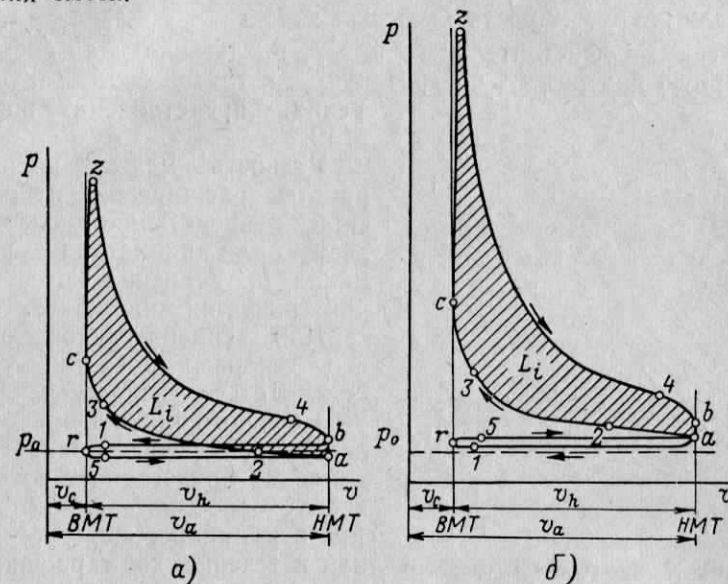
МОЩНОСТЬ И ЭКОНОМИЧНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ

§ 1. ИНДИКАТОРНАЯ ДИАГРАММА

Графическое изображение всех процессов рабочего цикла двигателя в диаграмме $v-p$ называется индикаторной диаграммой. Эта диаграмма, устанавливающая зависимость между давлением в цилиндре и изменением объема, может быть снята с работающего

двигателя с помощью специального прибора — индикатора. Индикаторную диаграмму можно также построить на основании теплового расчета двигателя.

По индикаторной диаграмме можно определить мощность двигателя, а также выяснить качество протекания всех процессов двигателя, правильность газораспределения и своевременность воспламенения смеси.



Фиг. 5.9. Индикаторная диаграмма.

а—двигателя без нагнетателя, б—двигателя с нагнетателем.

На фиг. 5.9 представлены индикаторные диаграммы двигателя без нагнетателя (а) и двигателя с нагнетателем (б). Характерные точки рабочего процесса на диаграммах обозначены цифрами:

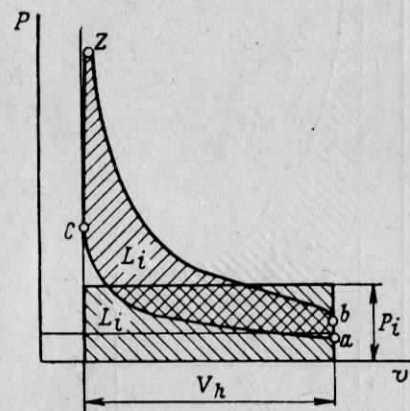
- 1 — открытие впускного клапана;
- 2 — закрытие впускного клапана;
- 3 — воспламенение смеси;
- 4 — открытие выпускного клапана;
- 5 — закрытие выпускного клапана.

Сравнивая диаграммы (а) и (б) на фиг. 5.9, видим, что индикаторная диаграмма двигателя с нагнетателем отличается от индикаторной диаграммы двигателя без нагнетателя большей абсолютной величиной давлений, а также характером линий выпуска и впуска, которые располагаются выше атмосферного давления.

Площадь индикаторной диаграммы характеризует собой работу, которую совершают газы за рабочий цикл двигателя. Работа, затрачиваемая на осуществление тактов впуска и выпуска (работа насосных ходов), составляет всего лишь около 1,5—2,0% от общей

работы цикла. Работу насосных ходов принято относить к механическим потерям двигателя. Такое допущение оказывается удобным еще и потому, что практически механические потери (потери на трение) чаще всего определяют путем прокрутки от электродвигателя коленчатого вала прогретого двигателя. Ясно, что в этом случае в мощность, затраченную на эту прокрутку, входит и та мощность, которая затрачивается на впрыск смеси и выпуск газа из двигателя, т. е. мощность насосных ходов.

Диаграмма действительного цикла, представляющая собой индикаторную диаграмму, построенную для тактов сжатия и расширения, представлена на фиг. 5. 10.



Фиг. 5. 10. К определению среднего индикаторного давления.

Как показано на фиг. 5. 10, среднее индикаторное давление геометрически может быть представлено как высота прямоугольника, равновеликого по площади индикаторной диаграмме и имеющего основание, равное рабочему объему цилиндра v_h .

Если p_i — среднее индикаторное давление, а F — площадь поршня, то сила давления газов, действующая на поршень, будет равна произведению среднего индикаторного давления на площадь поршня, т. е. $p_i F$.

Индикаторная работа L_i , произведенная газами при перемещении поршня от ВМТ к НМТ, т. е. на расстояние S , равное ходу поршня, выразится формулой

$$L_i = p_i F S.$$

Произведение площади поршня на его ход представляет собой рабочий объем цилиндра $FS = v_h$, тогда

$$L_i = p_i v_h.$$

§ 2. ИНДИКАТОРНАЯ МОЩНОСТЬ И РАСХОД ТОПЛИВА

Мощность, которую развивают рабочие газы внутри цилиндра двигателя, называется индикаторной и обозначается через N_i .

Экономичность двигателя оценивается удельным расходом топлива. Эта величина представляет собой количество топлива, расходуемого двигателем на единицу мощности в час. Если удельный расход топлива определяется по индикаторной мощности, то он называется индикаторным удельным расходом топлива и обозначается через C_i . Следовательно, если известен часовой расход топлива C_h и индикаторная мощность N_i , то удельный индикаторный расход

$$C_i = \frac{C_h}{N_i}.$$

Степень использования тепла, внесенного топливом в двигатель для получения индикаторной работы, определяется индикаторным КПД.

Под индикаторным КПД двигателя понимают отношение индикаторной работы к теплу, внесенному в двигатель топливом.

Основными факторами, влияющими на индикаторный КПД, являются степень сжатия ϵ и коэффициент избытка воздуха α .

Зависимость индикаторного КПД от степени сжатия при теоретическом составе смеси показано на фиг. 5. 11. С увеличением степени сжатия увеличивается и степень расширения газов, а вместе с этим растет индикаторная работа цикла L_i .

По опытным данным для двигателей с диаметром цилиндра до 160 мм, работающего на смеси при $\alpha = 1$, индикаторный КПД выражается формулой

$$\eta_{i, \alpha=1} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{0,23}}.$$

Из графика (см. фиг. 5. 11), построенного по этой формуле, видно, что индикаторный КПД на участке небольших степеней сжатия возрастает резко, а по мере увеличения степени сжатия интенсивность этого роста уменьшается.

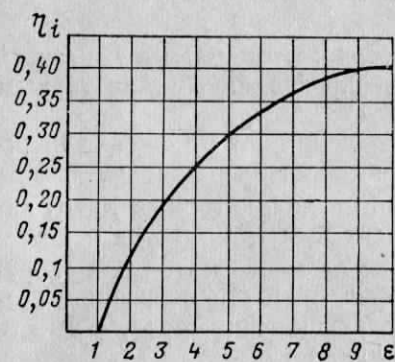
Для авиационных двигателей со степенью сжатия $\epsilon = 5,0-7,5$ при составе смеси $\alpha = 1$ индикаторный КПД $\eta_i = 0,3-0,37$. Это означает, что в этих двигателях от 30 до 37% тепла, внесенного топливом в цилиндры, преобразуется в индикаторную работу.

Зависимость среднего индикаторного давления и индикаторного КПД от коэффициента избытка воздуха α показано на фиг. 5. 12.

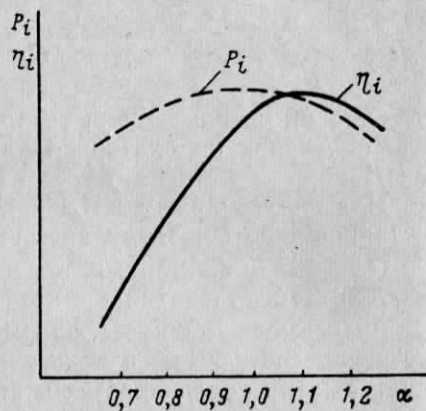
Как видно, индикаторный КПД с обогащением смеси уменьшается вследствие недогорания топлива из-за недостатка окислителя. При обеднении смеси индикаторный КПД сначала несколько возрастает и достигает максимального значения при $\alpha = 1,05-1,15$, а после этого резко падает. Это происходит потому, что при дальнейшем обеднении смеси резко снижается скорость ее сгорания, что

приводит к уменьшению индикаторной работы и к увеличению потерь тепла с выхлопными газами.

Характер зависимости среднего индикаторного давления p_i от коэффициента избытка воздуха α несколько иной (см. фиг. 5.12). Это объясняется тем, что среднее индикаторное давление зависит не только от степени теплоиспользования в цикле, но и от количества тепла, вводимого в цилиндр двигателя. Максимальное значение p_i имеет место при смеси, когда $\alpha \approx 0,85-0,9$. Это объясняется главным образом повышением скорости сгорания и увеличением полной индикаторной диаграммы.



Фиг. 5.11. Зависимость индикаторного КПД от степени сжатия.



Фиг. 5.12. Зависимость среднего индикаторного давления и индикаторного КПД от коэффициента избытка воздуха.

Следовательно, для получения максимальной мощности при прочих равных условиях следует обогащать смесь, а для получения наибольшей экономичности — обеднять ее. Состав смеси, соответствующий $\alpha = 0,85-0,9$, называется составом максимальной мощности, а состав смеси, соответствующий $\alpha = 1,05-1,1$, называется составом максимальной экономичности.

Распределение тепла, внесенного топливом в двигатель, на полезную работу и на различные потери принято называть тепловым балансом двигателя.

Для примера можно привести следующее распределение тепла в бензиновом двигателе со степенью сжатия $\epsilon = 6,0$ при составе смеси $\alpha = 0,7$ и $\alpha = 1,0$;

	$\alpha = 0,7$	$\alpha = 1,0$
1. Тепло, преобразованное в индикаторную работу	23%	33%
2. Тепло, потерянное вследствие неполноты сгорания	38%	7%
3. Тепло, отданное в стенки цилиндра	6%	10%
4. Тепло, унесенное выхлопными газами	33%	50%

Характер теплового баланса в сильной мере зависит от коэффициента избытка воздуха.

Из сравнения приведенных данных видим, что при обеднении смеси увеличивается часть тепла, обращенного в индикаторную работу, но растет так же и тепло, уносимое выхлопными газами.

При повышении степени сжатия индикаторная работа увеличивается, а количество тепла, теряемое с выхлопными газами, уменьшается.

Если в приведенном примере при $\alpha = 1,0$ степень сжатия увеличим с $\epsilon = 6$ до $\epsilon = 7$, то тепло, пошедшее на индикаторную работу, увеличится с 33% до 36%, а тепло, потерянное с выхлопными газами, уменьшится с 50% до 47%.

Основной величиной, влияющей на мощность двигателя, является расход воздуха. Расход воздуха может быть увеличен различными путями: увеличением рабочего объема цилиндра v_h , числа цилиндров i , числа оборотов n и давления наддува p_k . Наиболее рациональным способом увеличения расхода воздуха и соответственно мощности двигателя является применение наддува.

§ 3. ЭФФЕКТИВНАЯ МОЩНОСТЬ И ЭКОНОМИЧНОСТЬ

Эффективной мощностью двигателя N_e называется мощность, передаваемая им воздушному венту или другому потребителю энергии, для которого двигатель предназначен.

Эффективная мощность N_e всегда меньше индикаторной N_i , так как часть индикаторной мощности расходуется двигателем на самообслуживание: на всасывание свежей смеси и выталкивание продуктов сгорания, на преодоление трения и привод в действие агрегатов. Мощность, пошедшую на самообслуживание, условно принято называть мощностью трения N_r .

Зная мощность трения, можно определить эффективную мощность:

$$N_e = N_i - N_r.$$

У двигателя с наддувом от индикаторной мощности расходуется также мощность для привода нагнетателя. В этом случае эффективная мощность выразится разностью:

$$N_e = N_i - N_r - N_k.$$

Под эффективным КПД η_e понимают отношение эффективной работы к теплу, внесенному топливом в двигатель

$$\eta_e = \frac{L_e}{Q}.$$

Эффективный КПД учитывает все потери энергии в двигателе

$$\eta_e = \eta_i \eta_m.$$

Для современных поршневых авиадвигателей эффективный КПД составляет 0,20—0,28.

По аналогии с удельным индикаторным расходом топлива удельный эффективный расход можно определить, как отношение часового расхода топлива к эффективной мощности:

$$C_e = \frac{C_h}{N_e}$$

Глава XXII

ХАРАКТЕРИСТИКИ АВИАЦИОННЫХ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Для определения летных параметров самолета с данным двигателем необходимо знать зависимость эффективной мощности двигателя и удельного эффективного расхода топлива от оборотов двигателя, нагрузки на валу и высоты полета. Эти зависимости представляют собой характеристики двигателя.

Характеристики обычно представляются в форме графиков, в которых по оси ординат откладывается значение эффективной мощности, удельного расхода топлива и давления наддува, а по оси абсцисс — число оборотов или высота полета.

Характеристики двигателя могут быть получены путем расчета или по результатам испытания двигателя на испытательном стенде. Основными из них являются внешняя, дроссельная и высотная характеристики.

§ 2. ВНЕШНЯЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Внешней характеристикой называется зависимость эффективной мощности и удельного расхода топлива от числа оборотов при максимальном допустимом давлении наддува (у двигателя с нагнетателем) или при полностью открытой дроссельной заслонке (у двигателя без нагнетателя).

При работе двигателя по внешней характеристике состав смеси на всех оборотах остается постоянным и равным $\alpha \approx 0,85$, т. е. соответствующим максимальному значению мощности. Опережение зажигания регулируется так, чтобы на всех оборотах получалась

максимальная мощность. Следовательно, внешней характеристикой определяются наибольшие мощности, которые может развить двигатель при данных оборотах коленчатого вала.

Изменение числа оборотов при снятии внешней характеристики производится путем изменения нагрузки на валу двигателя, что может быть достигнуто винтом изменяемого шага (ВИШ), мультипликатором — специальным воздушным тормозом или с помощью гидравлического тормоза.

Снятие внешней характеристики двигателя производится на испытательном стенде.

Замерив на стенде крутящий момент и зная число оборотов, можно определить мощность двигателя.

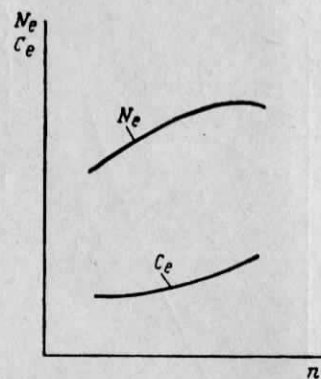
Зная обороты и соответствующую им мощность, а также расход топлива, можно нанести в принятой системе координат первые точки внешней характеристики. Для получения последующих точек внешней характеристики дроссельную заслонку оставляют полностью открытой или с помощью ее поддерживают максимально допустимый наддув, а угол установки лопастей винта (нагрузку на валу), изменяют и таким образом получают ряд значений N_e и C_e , по которым строится характеристика.

На фиг. 5.13 представлена внешняя характеристика двигателя. Из приведенных кривых видно, что с увеличением числа оборотов эффективная мощность двигателя сначала возрастает и при некоторых оборотах достигает максимального значения, а затем начинает падать. Удельный расход топлива C_e с увеличением числа оборотов непрерывно увеличивается. Такой характер изменения мощности по внешней характеристике объясняется тем, что изменение эффективной мощности зависит от изменения индикаторной мощности и мощности трения $N_e = N_i - N_f$.

В связи с тем, что мощность трения зависит от оборотов во 2-й степени ($N_f = An^2$), то с увеличением оборотов рост мощности трения постепенно опережает рост индикаторной мощности. При этом уменьшается и механический КПД, что приводит к увеличению удельного эффективного расхода топлива, так как

$$C_e = \frac{C_i}{\eta_m},$$

индикаторный же расход топлива C_i при постоянном коэффициенте избытка воздуха α остается постоянным.



Фиг. 5.13. Внешняя характеристика.

§ 3. ВИНТОВАЯ (ДРОССЕЛЬНАЯ) ХАРАКТЕРИСТИКА

Винтовой (дрессельной) характеристикой двигателя называется зависимость эффективной мощности и удельного эффективного расхода топлива от оборотов при постоянной нагрузке на валу двигателя и переменном положении дроссельной заслонки.

Данные для построения винтовой характеристики определяются при испытаниях двигателя на балансирном станке. После запуска и прогрева двигателя производят замер крутящего момента, числа оборотов и часового расхода топлива при различных положениях дроссельной заслонки, при постоянном угле установки лопастей винта. После подсчета эффективной мощности и удельного расхода топлива их изображают графически, как показано на фиг. 5.14.

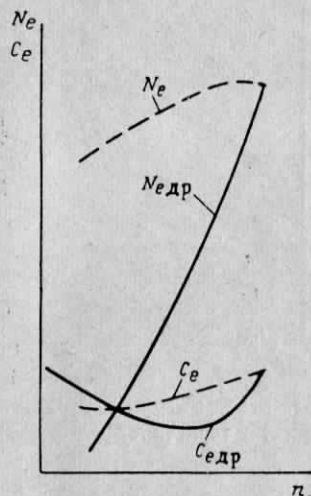
Мощность, необходимая для вращения винта, выражается формулой

$$N_v = A n_v^3,$$

где A — коэффициент, зависящий от плотности воздуха, диаметра винта и угла установки его лопастей;

Если лопасти винта зафиксированы в определенном положении, то при постоянной плотности окружающего воздуха мощность, необходимая для вращения винта, будет изменяться пропорционально кубу числа оборотов. Поэтому винтовая характеристика будет представлять собой кубическую параболу.

На фиг. 5.14 пунктиром дана также внешняя характеристика. По мере открытия дроссельной заслонки обороты и мощность двигателя возрастают и достигают максимального значения при полностью открытой дроссельной заслонке. Когда дроссельная заслонка прикрывается, то происходит уменьшение заряда свежей смеси в цилиндрах двигателя и крутящего момента — на валу двигателя. При этом число оборотов двигателя также уменьшается до тех пор, пока момент сопротивления винта станет равным новому значению крутящего момента. При одних и тех же оборотах мощность двигателя по винтовой характеристике меньше мощности по внешней характеристике (за исключением максимального значения мощности). Причина этого заключается в том, что заряд смеси по внешней характеристике больше, чем по винтовой вследствие различной степени открытия дроссельной заслонки.



Фиг. 5.14. Винтовая (дрессельная) характеристика.

По винтовой характеристике мощность двигателя очень сильно изменяется при изменении числа оборотов, так, например, при уменьшении числа оборотов вдвое мощность двигателя изменяется в 8 раз.

Удельный расход топлива по дроссельной характеристике $C_{e,др}$ с увеличением оборотов уменьшается и при некотором значении числа оборотов достигает минимальной величины, а с дальнейшим ростом оборотов до максимальных вновь увеличивается.

Такой характер изменения удельного расхода топлива вызывается эксплуатационной необходимостью и обеспечивается соответствующей регулировкой карбюратора или аппаратуры непосредственного впрыска.

На малых оборотах смесь должна быть богатой ($\alpha = 0,65—0,7$) для получения устойчивой работы двигателя, поскольку работа двигателя на данном режиме сопровождается ухудшением смесеобразования и повышением количества (вследствие дросселирования) остаточных газов в цилиндрах.

На средних оборотах двигатель эксплуатируется наибольшую часть срока службы. Важно поэтому, чтобы этот режим работы двигателя отличался возможно большей экономичностью для увеличения дальности и продолжительности полета при данном запасе горючего. Это обеспечивается при поддержании состава смеси $\alpha = 0,9—1,0$.

В дальнейшем при увеличении оборотов и мощности двигателя до максимальных значений смесь должна обогащаться с целью предотвращения перегрева двигателя и возникновения детонации. У форсированных двигателей при переходе к максимальной мощности смесь обогащается до значений $\alpha = 0,65—0,75$, что приводит к повышению удельного эффективного расхода топлива.

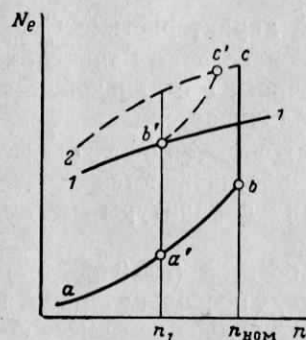
Рассмотренная винтовая характеристика относится к одному специально подобранному для данного двигателя воздушному винту. Такие характеристики могут быть построены для одного и того же двигателя с рядом других винтов.

В настоящее время распространение имеют винты изменяемого в полете шага (ВИШ). Их преимущества перед винтами фиксированного шага заключаются в том, что они позволяют в любых условиях полета подбирать такое сочетание между мощностью и оборотами, при котором обеспечивается наибольшая экономичность двигателя и высокий КПД воздушного винта. Благодаря этому обеспечивается также наибольшая тяга винта на взлете.

На фиг. 5.15 представлены винтовые характеристики двигателя с винтом изменяемого шага (ВИШ) при наличии автомата-регулятора оборотов винта.

Пунктирная кривая 2—С представляет собой внешнюю характеристику при максимально допустимом давлении наддува, а кривая 1—1 — внешнюю характеристику при номинальном давлении

наддува. Если лопасти винта были установлены на минимальный установочный угол, а автомату задано поддержание номинальных оборотов, то по мере открытия дроссельной заслонки мощность двигателя будет возрастать по кубической параболе (кривая $a-b$) как и в случае его работы с винтом фиксированного шага. При дальнейшем увеличении открытия дроссельной заслонки (после достижения $n_{ном}$) автомат начнет разворачивать лопасти на больший установочный угол. При этом будет увеличиваться мощность, поглощаемая винтом, а число оборотов будет оставаться постоянным (линия $b-c$).



Фиг. 5. 15. Винтовая характеристика двигателя с винтом ВИШ.

Дальнейшее увеличение мощности будет сопровождаться увеличением оборотов как и с винтом фиксированного шага по кривой $b'-c'$.

§ 4. ВЫСОТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Высотной характеристикой двигателя без наддува называется зависимость его эффективной мощности и удельного эффективного расхода топлива от высоты полета при полностью открытой дроссельной заслонке, постоянных оборотах и неизменном качестве смеси.

Двигатели без нагнетателя принято называть невысотными. У таких двигателей падение мощности с подъемом на высоту очень велико. Так, например, на высоте 5000 м эффективная мощность невысотного двигателя в 2 раза меньше, чем на земле при тех же оборотах.

Мощность, развиваемая двигателем на высоте при полном открытии дроссельной заслонки, постоянных числах оборотов и постоянном коэффициенте избытка воздуха, определяется по формуле.

$$N_{eH} = N_{e0} A,$$

где N_{eH} — мощность двигателя на высоте при полном открытии дроссельной заслонки;

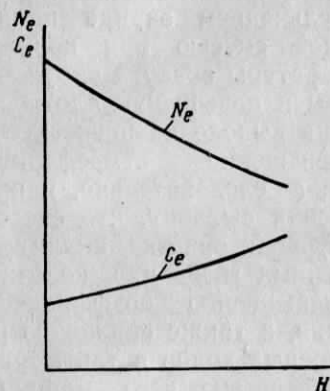
N_{e0} — мощность двигателя у земли по внешней характеристике;

A — коэффициент падения мощности двигателя при подъеме на высоту.

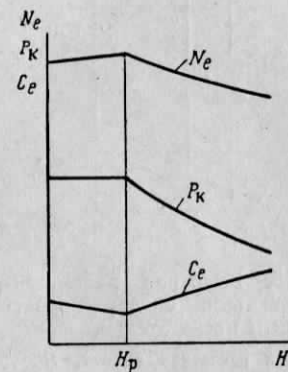
Коэффициент A зависит от температуры и давления окружающего воздуха и подсчитывается по приближенной формуле

$$A = 1,11 \sqrt{\frac{p_H}{p_0} \frac{T_0}{T_H}} - 0,11,$$

где p_H и T_H — давление и температура воздуха на заданной высоте; p_0 и T_0 — давление и температура воздуха на земле при стандартных условиях.



Фиг. 5. 16. Высотная характеристика двигателя без нагнетателя.



Фиг. 5. 17. Высотная характеристика двигателя с односкоростным нагнетателем.

H_p — расчетная высота.

На фиг. 5. 16 показана высотная характеристика двигателя без нагнетателя.

Высотными называются двигатели, которые сохраняют мощность до некоторой высоты, называемой расчетной.

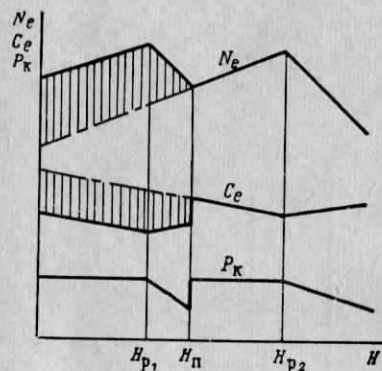
Для поддержания мощности двигателя по высоте наибольшее распространение получил приводной центробежный нагнетатель (ПЦН). Нагнетатели могут иметь одно или несколько передаточных чисел от коленчатого вала, в зависимости от чего они называются односкоростными, двухскоростными и многоскоростными.

Высотной характеристикой двигателя с нагнетателем называется зависимость его эффективной мощности и удельного расхода топлива от высоты при постоянных оборотах, составе смеси и давлении наддува до расчетной высоты.

На фиг. 5. 17 представлена высотная характеристика двигателя с односкоростным ПЦН. Как видно, давление наддува p_k до расчетной высоты H_p остается постоянным. Для его поддержания на

всех высотах от земли до расчетной высоты могут быть применены различные способы.

Из характеристики видно, что эффективная мощность до расчетной высоты увеличивается, а удельный эффективный расход топлива падает.



Фиг. 5.18. Высотная характеристика двигателя с двухскоростным нагнетателем.

H_{p1} — первая расчетная высота, H_{p2} — вторая расчетная высота, H_p — высота переключения скоростей.

Высотная характеристика двигателя с двухскоростным ПЦН представлена на фиг. 5.18, откуда следует, что применение двухскоростного ПЦН дает по сравнению с односкоростным ПЦН выигрыш в мощности и экономичности двигателя от земли до высоты H_p переключения скоростей. Этот выигрыш характеризуется заштрихованными площадками.

§ 5. РЕЖИМЫ РАБОТЫ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В целях обеспечения необходимой продолжительности и надежности работы двигателя в процессе его эксплуатации введены понятия о различных мощностях или режимах работы двигателя.

Для каждого из режимов установлена гарантированная продолжительность непрерывной работы и общая продолжительность на каждом режиме в течение установленного срока службы двигателя.

Для двигателя без наддува установлены следующие режимы работы: максимальный, номинальный, эксплуатационный и крейсерские.

Максимальный режим характеризуется наибольшей мощностью, которую может развить двигатель. Допустимая продолжительность непрерывной работы на этом режиме — не более 5 мин.

Номинальный режим и соответствующая ему мощность являются исходными при тепловых и прочностных расчетах двига-

теля. По номинальной мощности производится также расчет параметров самолета, которые данный двигатель может обеспечить в условиях полета.

На эксплуатационном режиме двигатель развивает мощность, которая у двигателя без нагнетателя составляет 90% от номинальной мощности, а соответствующее число оборотов примерно на 4% меньше числа оборотов на номинальном режиме. На эксплуатационном режиме продолжительность непрерывной работы двигателя не ограничивается.

На крейсерских режимах двигатель развивает мощность 30—75% от номинальной. На крейсерских мощностях могут быть достигнуты максимальные дальность и продолжительность полета.

Приблизительная продолжительность работы двигателя на разных мощностях в процентах от общего срока эксплуатации до переборки составляет:

максимальная мощность	1—2%
номинальная мощность	10%
эксплуатационная и крейсерские мощности	88%

Для двигателей с наддувом обычно принято различать следующие режимы работы: номинальный, взлетный, боевой, чрезвычайный и крейсерский.

Номинальным называется основной расчетный режим работы двигателя.

Принимают, что на этом режиме двигатель развивает 100%-ную мощность. Различают номинальную земную и номинальную высотную мощности.

Мощность, развиваемая двигателем на земле или при полете у земли при номинальном числе оборотов и номинальном наддуве, называется земной номинальной мощностью.

Высотной номинальной мощностью называется мощность двигателя, развиваемая на расчетной высоте при номинальных оборотах и номинальном наддуве.

Взлетным называется форсированный режим, на котором двигатель работает при взлете самолета для сокращения длины разбега.

Форсирование мощности на взлетном режиме достигается увеличением наддува и оборотов. Мощность двигателя на взлетном режиме достигает 110%—120% от номинальной.

На взлетном режиме двигатель должен надежно работать около 5% срока своей службы периодами не более 5 мин.

Боевым называется форсированный режим работы двигателя, применяемый для увеличения его мощности в боевых условиях.

Мощность на этом режиме превосходит номинальную, но она меньше взлетной. На боевом режиме двигатель должен надежно ра-

ботать около 15—25% срока своей службы периодами непрерывной работы 10—15 мин.

Чрезвычайным называется максимально форсированный режим работы двигателя, применяемый только в случае крайней необходимости.

Мощность на этом режиме составляет 130—160% от номинальной. Этот рост мощности достигается значительным увеличением давления наддува. На чрезвычайном режиме двигатель должен надежно работать около 3% срока своей службы периодами непрерывной работы не более 2—3 мин. После работы на чрезвычайном режиме состояние двигателя обязательно проверяется.

Крейсерскими называются такие режимы работы двигателя, при которых его мощность составляет от 30 до 75% от номинальной.

Различают 3 основных крейсерских режима: максимальный, наимыгоднейший и экономический.

На максимальном крейсерском режиме мощность составляет 75% от номинальной мощности. На наимыгоднейшем крейсерском режиме имеет место наименьший расход топлива на километр пути. Мощность на этом режиме составляет 50—60% от номинальной. На экономическом крейсерском режиме имеет место минимальный часовой расход топлива и, следовательно, наибольшая продолжительность полета. На этом режиме мощность двигателя составляет 30—40% от номинальной мощности.

Глава XXIII

СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕ

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Образование рабочей смеси оказывает большое влияние на характер процесса сгорания, от которого зависит мощность и экономичность двигателя.

Для нормальной работы двигателя необходимо своевременное испарение всей порции топлива, попадающего в цилиндр за цикл, хорошее перемешивание топлива с воздухом и выдерживание состава смеси, соответствующего данному режиму работы двигателя.

На приготовление топливо-воздушной смеси отводится малый промежуток времени, составляющий сотые доли секунды, поэтому воздух или смесь, поступающие в цилиндр двигателя, иногда приходится подогревать.

§ 2. КАРБЮРАТОРНОЕ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕ И НЕПОСРЕДСТВЕННЫЙ ВПРЫСК

Смесеобразование у поршневых авиадвигателей легкого топлива осуществляется внешним и внутренним способами.

При внешнем или карбюраторном смесеобразовании в цилиндры двигателя поступает уже почти готовая смесь, приготовленная в специальном приборе — карбюраторе. Карбюраторы бывают самые разнообразные по конструктивным особенностям и способам образования топливо-воздушной смеси.

Рассмотрим принцип работы простейшего карбюратора. На фиг. 5.19 представлена элементарная схема поплавкового карбюратора. Элементарный карбюратор состоит из диффузора 1, топливного жиклера 2, поплавковой камеры 5 с находящимся в ней поплавком 4 и коническим клапаном 7 и дроссельной заслонки 3.

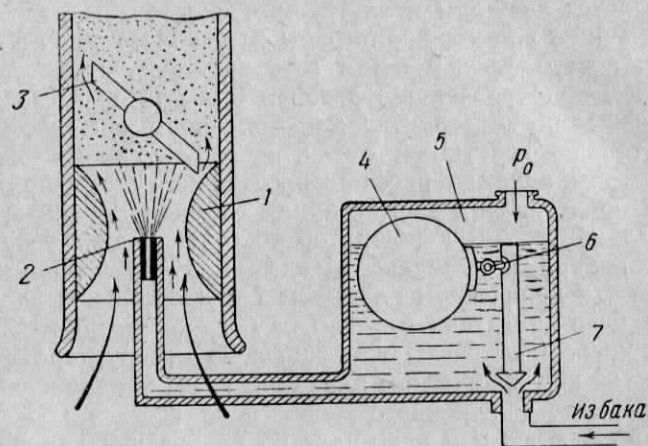
При работе двигателя топливо из бензобака, находящегося на самолете, насосом подается в поплавковую камеру карбюратора через отверстие под коническим клапаном 7. При заполнении поплавковой камеры до положенного уровня поплавков всплывает, поворачивается вокруг оси 6 и нажимает на конический клапан 7, который, опускаясь, перекрывает дальнейший доступ топлива в поплавковую камеру.

При понижении уровня топлива поплавков опускается и открывает конический клапан. Таким образом, в поплавковой камере всегда поддерживается постоянный уровень топлива. От поплавковой камеры в наиболее узкое место диффузора выведена трубка распылителя с жиклером.

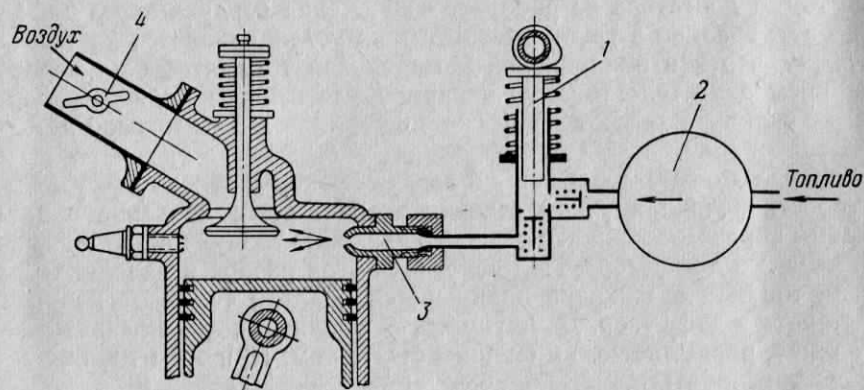
Когда двигатель не работает и движения воздуха через диффузор нет, топливо в трубке распылителя устанавливается на том же уровне, что и в поплавковой камере. Для того, чтобы на неработающем двигателе топливо не проливалось через края жиклера, обрез жиклера делают выше уровня топлива в поплавковой камере на 1,5—2 мм.

Когда двигатель работает и воздух проходит через диффузор, то скорость потока в узком сечении возрастает, а давление падает. Таким образом возникает разность давления воздуха в поплавковой камере и в диффузоре. Под действием этой разности давления уровень топлива в жиклере поднимается и затем топливо начинает вытекать в диффузор. Движущийся воздушный поток подхватывает топливо, распыляет его и смешивается с ним. При этом топливо начинает испаряться.

Карбюраторы, выполненные по простейшим схемам, не могут обеспечить питание двигателя на всех режимах смесью необходимого состава. Поэтому современные карбюраторы имеют целый ряд дополнительных устройств, совместное действие которых обеспечивает надежный запуск двигателя и необходимый состав смеси на всех режимах его работы. Для выполнения этих условий в карбюраторах предусматриваются 3 дозирующих системы:



Фиг. 5.19. Элементарная схема карбюратора.
1—диффузор, 2—жиклер, 3—дроссельная заслонка, 4—поплавок, 5—поплавковая камера, 6—ось, 7—конический клапан.



Фиг. 5.20. Схема непосредственного впрыска топлива.
1—топливный насос, 2—отделитель воздуха и пара, 3—форсунка, 4—дроссельная заслонка.

1) система малого газа; 2) главная дозирующая система; 3) обогащательная система или система полного газа.

Система малого газа обеспечивает нужное обогащение смеси и устойчивую работу двигателя при малых расходах воздуха.

Главная дозирующая система рассчитана на основные режимы работы двигателя. Она подает топливо благодаря перепаду давлений, создаваемому диффузором, когда расход воздуха через карбюратор значительный.

Система полного газа обеспечивает необходимое обогащение смеси на максимальном и номинальном режимах. При этом дополнительная подача топлива в диффузор обеспечивается обычно благодаря открытию дополнительного клапана.

Кроме дозирующих систем, авиационные карбюраторы снабжаются еще и следующими дополнительными устройствами: насосом приемистости, высотным корректором и стоп-краном.

Высотный корректор обеспечивает постоянный состав смеси, соответствующий данному режиму работы. Высотные корректоры бывают как автоматического действия, так и с ручным управлением. Их работа сводится к воздействию на величину перепада давлений в диффузоре карбюратора и тем самым на расход топлива через главную дозирующую систему.

Насос приемистости обеспечивает быстрый и плавный переход двигателя с минимальных оборотов на максимальные, т. е. хорошую приемистость. Быстрый перевод двигателя с малого газа на большую мощность осуществляется резким открытием дроссельной заслонки. При этом большие порции воздуха поступают в цилиндр, а топливо не успевает поступить в нужном количестве, в результате чего смесь сильно обедняется.

Задача насоса приемистости заключается в предупреждении этого обеднения смеси путем механического впрыска необходимой дополнительной порции топлива.

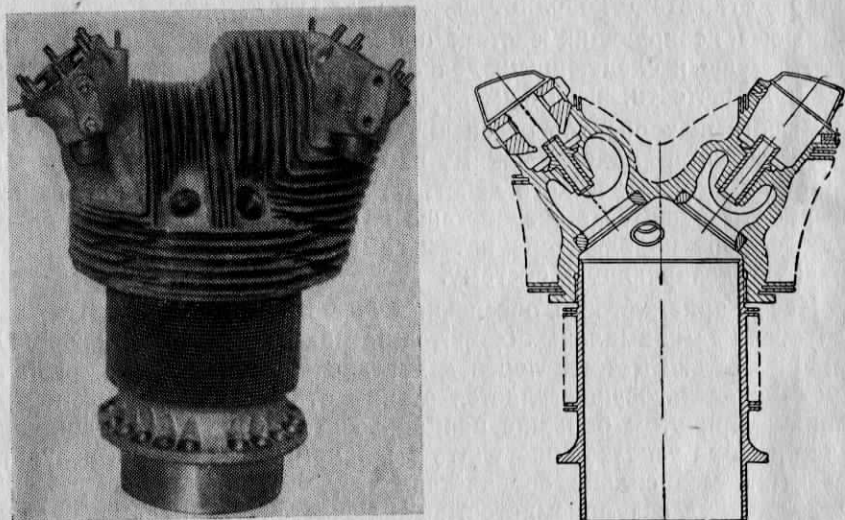
Стоп-кран служит для быстрой остановки двигателя, которая требует прекращения подачи топлива через систему малого газа после закрытия дроссельной заслонки.

При внутреннем смесеобразовании необходимое количество топлива впрыскивается непосредственно в цилиндр через специальную форсунку, а воздух поступает через впускные клапаны. Его поступление дозируется дроссельной заслонкой 4. На фиг. 5.20 представлена принципиальная схема системы непосредственного впрыска. В систему непосредственного впрыска входят топливный насос 1, отделитель воздуха и пара 2, форсунки 3 и регулятор состава смеси (на схеме не показан).

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О КОНСТРУКЦИИ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ

§ 1. ЦИЛИНДРЫ

На фиг. 5.21 представлен цилиндр воздушного охлаждения, состоящий из стальной оребренной гильзы и алюминиевой сильно оребренной головки. Внутренняя тщательно обработанная и азотированная поверхность гильзы называется зеркалом цилиндра.



Фиг. 5.21. Цилиндр двигателя АШ-82Т.

ра. Соединение гильзы с головкой осуществляется посредством резьбы специального профиля. Для обеспечения хорошего уплотнения в соединении создается большой натяг. Этот натяг в холодном состоянии равен 0,45—0,55 мм. В процессе работы двигателя натяг несколько уменьшается, так как алюминиевая головка расширяется больше, чем стальная гильза.

Для облегчения соединения гильзы с головкой последняя при монтаже нагревается до 280—300° С.

Гильза цилиндра в нижней части имеет фланец, с помощью которого цилиндр крепится к картеру. Крепление осуществляется 16 шпильками. На своей поверхности гильза имеет около тридцати охлаждающих ребер высотой около 15 мм. Общая поверхность оребрения гильзы цилиндра более 5000 см².

На головке цилиндра охлаждающие ребра расположены дифференцированно. Более интенсивно оребрен участок головки, прилегающий к выхлопному клапану, так как он больше нагревается в процессе работы.

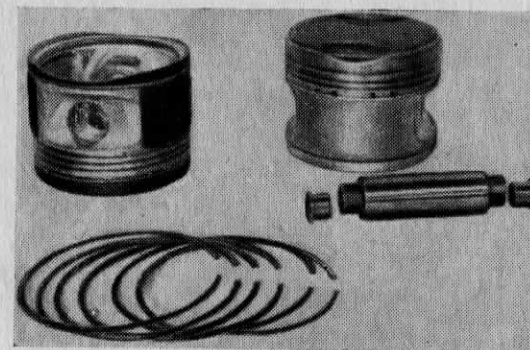
Поверхность оребрения головки значительно больше, чем у гильзы и составляет более 12 000 см².

Головка цилиндра имеет сферическую камеру сгорания с двумя клапанами (впускным и выхлопным), расположенными под углом 75° одно к другому.

§ 2. ПОРШНИ

В двигателе внутреннего сгорания поршень служит для восприятия газовых сил и передачи их посредством шатуна на коленчатый вал.

На фиг. 5.22 представлен поршень двигателя воздушного охлаждения. В нем различают следующие основные конструктивные элементы: днище, боковую поверхность и бобышки. Поршень вы-



Фиг. 5.22. Поршень двигателя АШ-82Т.

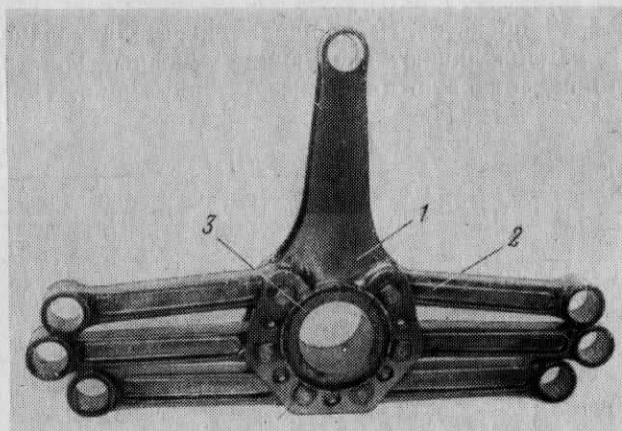
полнен из алюминиевого сплава штамповкой и имеет плоское днище, сильно оребренное с внутренней стороны. Оребрение повышает жесткость днища и улучшает теплоотвод. С внешней стороны днище имеет две выемки, служащие для того, чтобы предотвратить упирание полностью открытых клапанов в днище в момент, когда поршень достигает ВМТ.

В верхней части боковой поверхности поршня проточены четыре канавки, а в нижней части — одна. В трех верхних канавках расположены три уплотнительных кольца, в четвертой канавке (с отверстиями) — два маслосбрасывающих. В нижней канавке помещено также маслосбрасывающее кольцо. Такое расположение колец обеспечивает наличие масляной пленки между верхними и нижним маслосбрасывающими кольцами, что уменьшает трение боковой поверхности поршня.

Стальной поршневой палец служит для соединения поршня с шатуном. Обычно поршневой палец имеет зазор как в отверстиях бобышек, так и в отверстиях верхней головки шатуна, т. е. является свободноплавающим. От продольного перемещения поршневой палец предохраняется двумя заглушками или стопорными пружинящими кольцами прямоугольного сечения, устанавливаемыми в соответствующие проточки в бобышках.

§ 3. ШАТУНЫ

Шатун связывает поршень с коленчатым валом. Он воспринимает и передает на коленчатый вал все усилия, возникающие при поступательно-возвратном движении поршня.



Фиг. 5.23. Шатуны звездообразного двигателя АШ-82Т.
1—главный шатун, 2—прицепные шатуны, 3—стальная втулка.

На фиг. 5.23 показаны шатуны одного ряда звездообразного двигателя воздушного охлаждения — главный 1 и прицепные 2. Прицепные шатуны (6 шт.) соединяются с главным шатуном пальцами, расположенными в щеках нижней головки главного шатуна под равными углами.

У звездообразных двигателей главный шатун нагружается большими усилиями от прицепных шатунов, в связи с чем главный шатун выполняется неразъемным. Для соединения шатунного механизма с коленчатым валом последний выполняется разъемным.

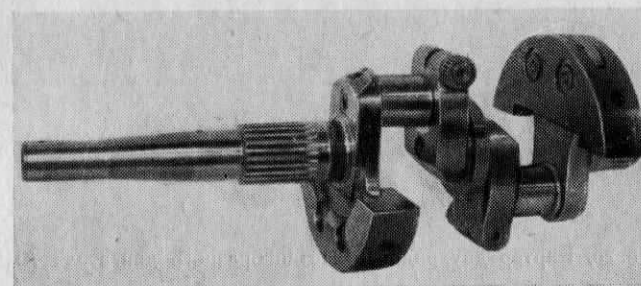
Подшипником для шейки коленчатого вала служит стальная втулка 3, залитая свинцовистой бронзой и запрессованная в отверстие нижней головки главного шатуна. Втулка зафиксирована от проворачивания при помощи специального замка, надетого на шлицы, нарезанные на торце втулки. Замок так же крепится болтами к пальцам прицепных шатунов.

Стержень главного шатуна имеет двутавровое сечение, полки которого расположены параллельно плоскости качания шатуна. Такая форма стержня хотя и уменьшает момент сопротивления изгибу и приводит к утяжелению шатуна, но упрощает технологию его изготовления. Шатун изготавливается штамповкой из высококачественной стали. Пальцы шатуна стальные — азотированные.

Втулки, запрессованные в верхнюю головку главного шатуна и в верхние и нижние головки прицепных шатунов, выполнены тонкостенными из листовой кананой бронзы.

§ 4. КОЛЕНЧАТЫЕ ВАЛЫ

Коленчатый вал служит для передачи работы, полученной в цилиндрах двигателя, потребителю, например воздушному винту. Внутренняя полость вала используется как маслomagистраль. Для изготовления коленчатых валов применяются поковки или штамповки из высококачественных сталей.



Фиг. 5.24. Коленчатый вал двигателя АШ-82Т.

На фиг. 5.24 представлен коленчатый вал звездообразного двигателя воздушного охлаждения. Он имеет два колена и состоит из трех частей, соединяющихся у шатунных шеек со стороны средней опоры. У шеек средней части вала выполнены отверстия диаметром, равным диаметру шатунных шеек вала, а сами щеки имеют продольный разрез и могут стягиваться соединительным болтом. Сила затяжки болта при монтаже контролируется по вытяжке болта.

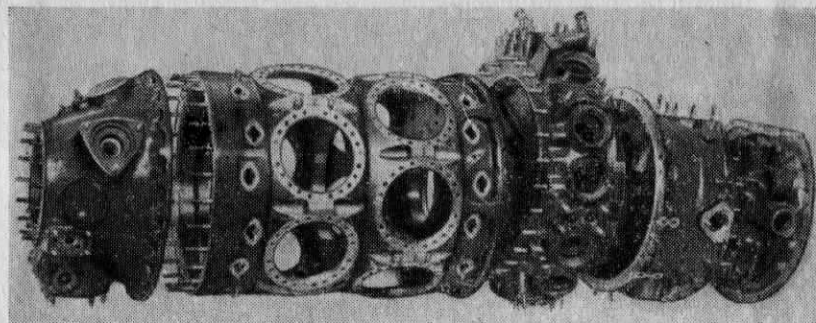
Коленчатый вал устанавливается в картере на трех подшипниках. На продолжении крайних шеек вала установлены противовесы маятникового типа, которые служат для уравнивания пары сил, приложенных на осях шатунных шеек, а также являются демпферами для гашения крутильных колебаний.

Для привода агрегатов, расположенных в задней части двигателя, в хвостовик вала запрессована муфта, закрепленная на валу винтами, фиксирующими ее от проворачивания.

Передача вращения от коленчатого вала на воздушный винт обычно осуществляется через редуктор, служащий для уменьшения оборотов винта по сравнению с оборотами коленчатого вала. Применение редуктора позволяет повысить КПД винта.

§ 5. КАРТЕРЫ

Картер является основным силовым корпусом двигателя. К картеру крепятся цилиндры, в нем расположены опоры коленчатого вала; картером двигатель крепится к раме двигателя на самолете. Кроме того, картер используется для установки вспомогательных механизмов и агрегатов и служит резервуаром для масла, стекающего в него после смазки трущихся поверхностей.



Фиг. 5.25. Картер двухрядного звездообразного двигателя АШ-82Т.

Картеры обычно выполняются из легких алюминиевых сплавов ковкой или штамповкой.

На фиг. 5.25 показан картер двухрядного звездообразного двигателя. Картеры обычно делают составными из нескольких частей, которые центрируются друг относительно друга кольцевыми буртиками или при помощи центрирующих штифтов.

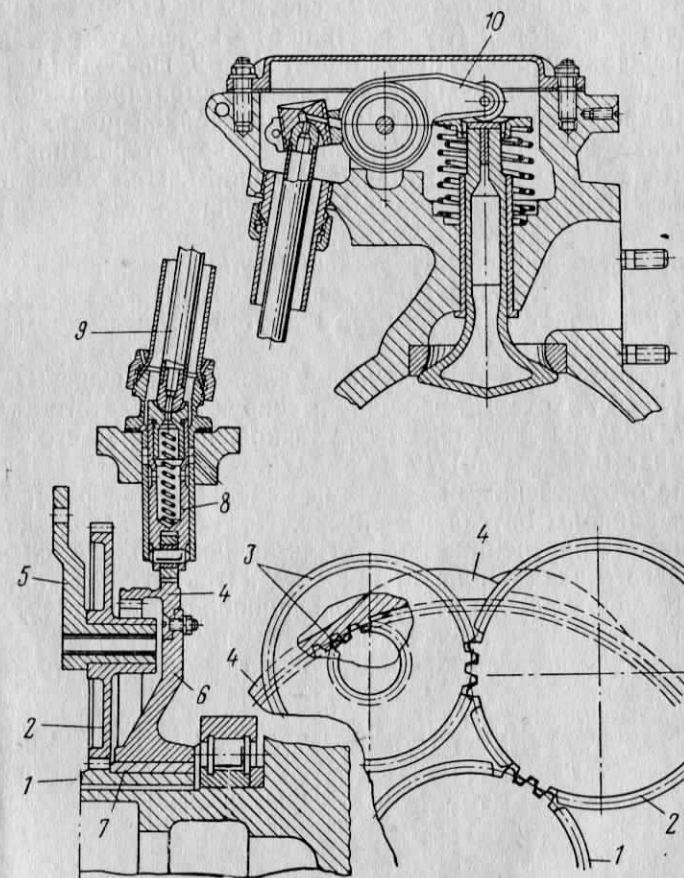
Силовой корпус, к которому крепятся цилиндры, образуется средними частями картера. В некоторых случаях силовой корпус выполняют из стали.

§ 6. МЕХАНИЗМ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Назначением механизма газораспределения является своевременное открытие и закрытие клапанов и обеспечение их движения по определенному закону.

Кулачковая шайба механизма газораспределения приводится в движение от коленчатого вала при помощи зубчатой передачи, размещенной на картере.

Кинематическая связь между кулачком и клапаном осуществляется при помощи толкателя, тяги и рычага-коромысла. Выполне-



Фиг. 5.26. Механизм газораспределения двигателя АШ-82Т.

1—ведущая шестерня, 2—промежуточная шестерня, 3—двойная шестерня, 4—большая шестерня, 5—кронштейн, 6—диск, 7—втулка, 8—толкатель, 9—тяга, 10—коромысло.

ние заданного закона движения клапана обеспечивается выбором профиля и расположения кулачка на кулачковой шайбе.

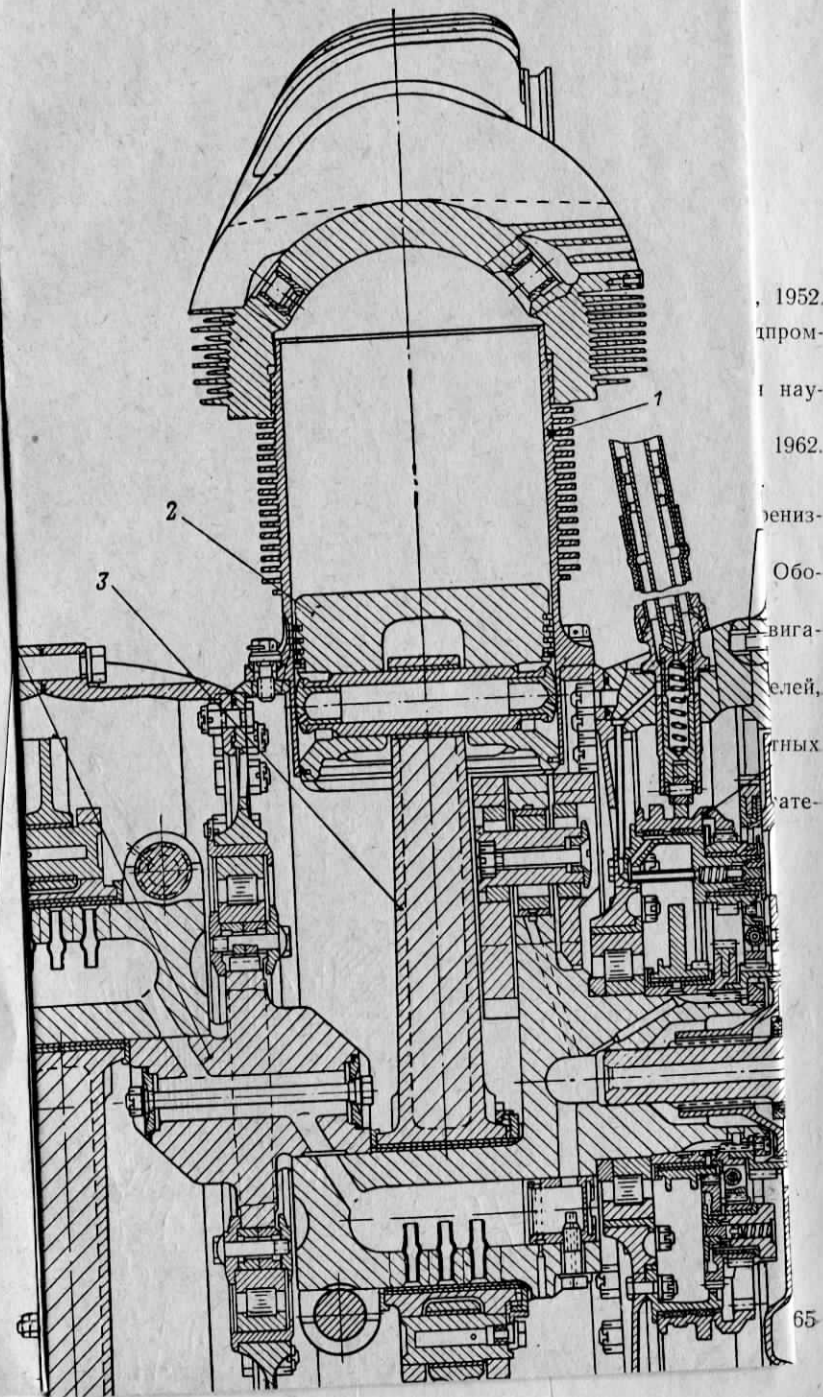
На фиг. 5.26 представлен механизм газораспределения двухрядного звездообразного двигателя.

Механизм распределения переднего ряда цилиндров расположен в передней части картера, а заднего — в задней. Привод каждой кулачковой шайбы состоит из системы цилиндрических шестерен. Ведущая шестерня 1, укрепленная на коленчатом валу, приводит во вращение промежуточную шестерню 2. Последняя сцепляется с большим венцом двойной шестерни 3, смонтированной на специальном кронштейне 5. Меньший венец двойной шестерни входит в зацепление с большой шестерней 4, зубья которой нарезаны на внутренней стороне обода кулачковой шайбы. При такой передаче кулачковая шайба вращается в одном направлении с коленчатым валом.

На наружной поверхности стальной кулачковой шайбы имеются две дорожки, на которых расположено по четыре кулачка. Один ряд кулачков управляет выпускными, а другой всасывающими клапанами.

Кулачковая шайба закреплена на алюминиевом диске 6 с бронзовой втулкой 7, который вращается вокруг коленчатого вала. Толкатели 8, получив движение от кулачков, передают его через тягу 9 и рычаг (коромысло) 10 на клапан.

Весьма ответственными деталями механизма газораспределения являются клапаны впуска и выпуска. Последние выполняются пустотелыми. Их внутренние полости частично заполняются натрием для лучшего отвода тепла от наиболее нагретой части клапана — грибка. Клапаны впуска имеют тюльпанообразные грибки. Каждый клапан прижимается к седлу пружинами.



, 1952.

пром-

и нау-

1962.

ениз-

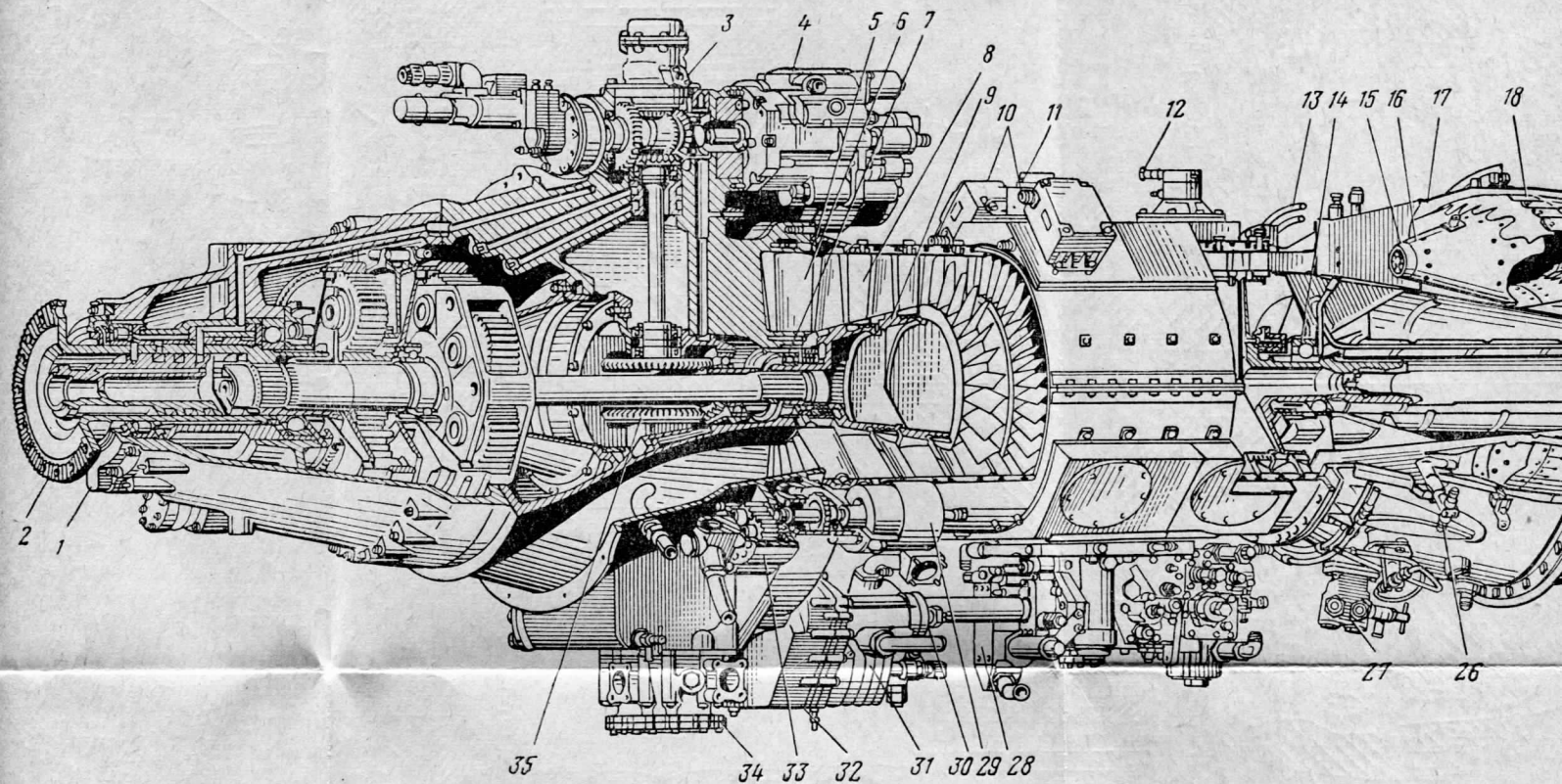
Обо-

вига-

елей,

тных

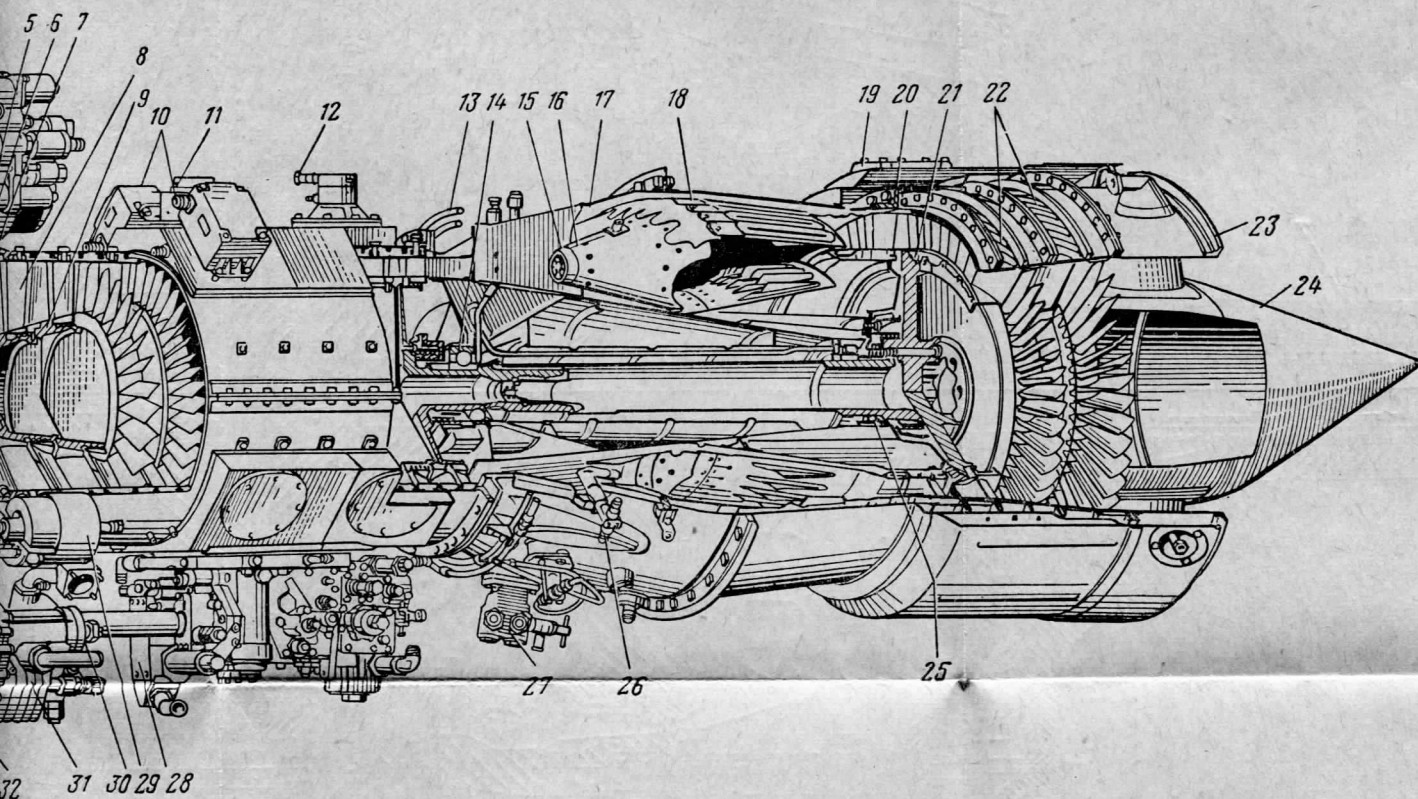
кате-



Фиг. 4.01. Турбовинтовой двигатель AI-20A.

1—редуктор, 2—вал винта, 3—центробежный суфлер, 4—регулятор оборотов, 5—корпус компрессора, 6—входной направляющий аппарат, 7—передняя опора компрессора, 8—спрямляющий аппарат, 9—ротор компрессора, 10—пусковые катушки, 11—клапан перепуска воздуха за V ступенью компрессора, 12—клапан перепуска воздуха за VIII ступенью компрессора, 13—топливный коллектор, 14—задняя опора компрессора, 15—завихритель, 16—головка, 17—корпус камеры сгорания, 18—жаро-

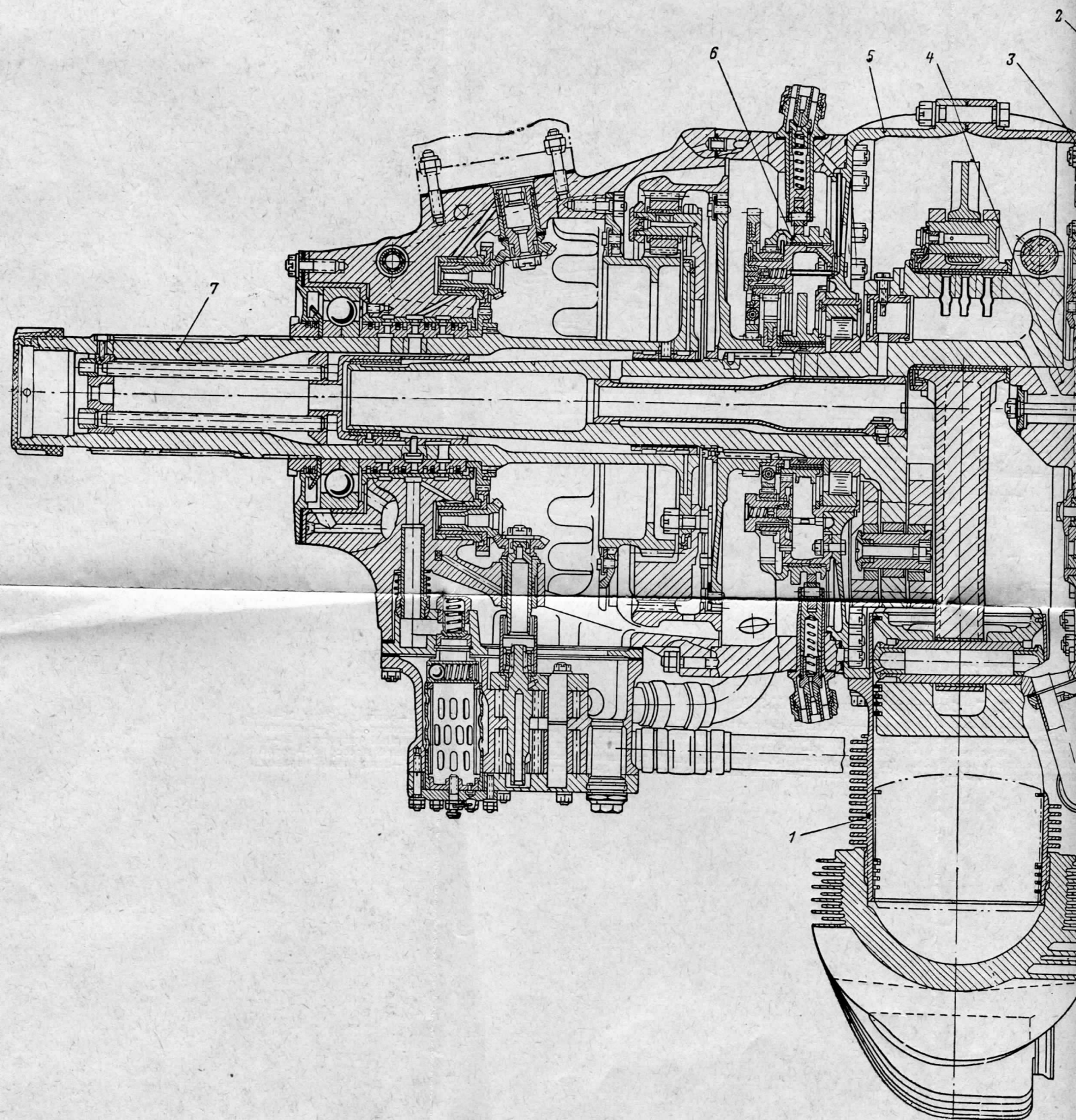
вая труба, 19—кожух турбины, 20—сопловой аппарат II и III ступеней турбины, 21—сопловой аппарат I ступени турбины, 22—рабочая форсунка, 23—масляный насос, 24—масляный насос, 25—масляный насос, 26—рабочая форсунка, 27—масляный насос, 28—подкачивающий топливный насос, 29—подкачивающий топливный насос, 30—подкачивающий топливный насос, 31—подкачивающий топливный насос, 32—подкачивающий топливный насос, 33—масляный насос подпитки, 34—масляный насос подпитки, 35—масляный насос подпитки.



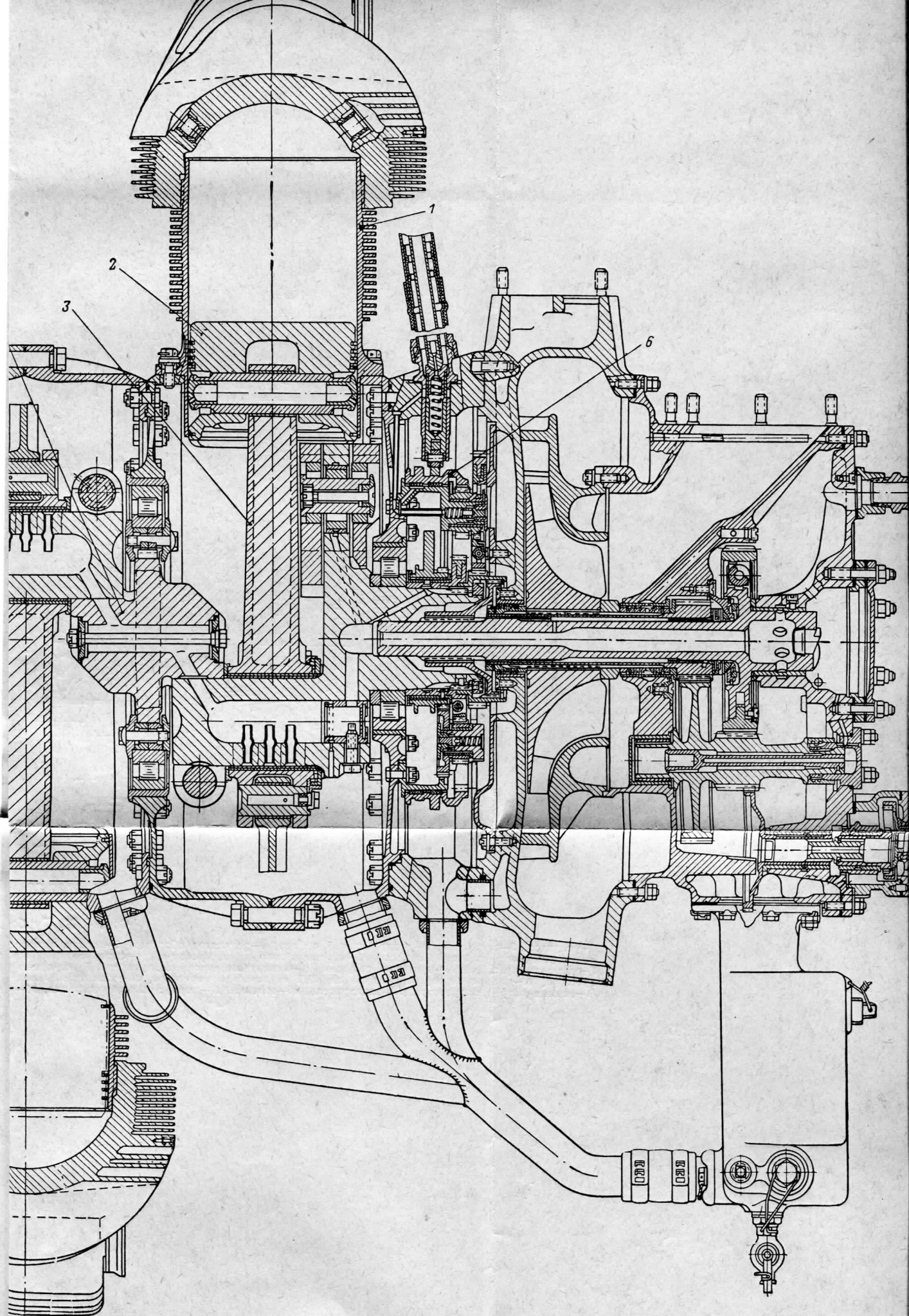
Фиг. 4. 01. Турбовинтовой двигатель AI-20A.

отов, 5—корпус компрессора, 8—спрямляющий аппарат, 9—воздух за V ступенью ком- а, 13—топливный коллектор, камеры сгорания, 18—жаро-

вая труба, 19—кожух турбины, 20—сопловой аппарат I ступени турбины, 21—ротор турбины, 22—соп- ловые аппараты II и III ступеней турбины, 23—реактивное сопло, 24—стекатель, 25—подшипник турбины, 26—рабочая форсунка, 27—масляный фильтр, 28—командно-топливный агрегат, 29—воз- духоотделитель, 30—подкачивающий топливный насос, 31—главный топливный насос, 32—коробка приводов, 33—масляный насос подпитки, 34—главный масляный насос, 35—центральный привод.



Фиг. 5.01. Продольный разрез двигателя.
 1—цилиндр, 2—поршень, 3—шатун, 4—коленчатый вал, 5—картер двигателя,
 7—вал.



Частичный разрез двигателя АШ-82Т.

1 — впускной клапан, 2 — впускной клапан, 3 — кулачковая шайба, 4 — выпускной клапан, 5 — коленчатый вал, 6 — кулачковый вал.

ЛИТЕРАТУРА

1. Алемасов В. Е., Теория ракетных двигателей. Оборонгиз, 1962.
 2. Жуковский В. С., Техническая термодинамика, Госэнергоиздат, 1952.
 3. Квасников А. В., Теория жидкостных ракетных двигателей. Судпромгиз, 1959.
 4. Краснопевцев Н. И., Техническая термодинамика, «Советская наука», 1953.
 5. Кузьмин Г. А., Конструкция авиационных двигателей, Оборонгиз, 1962.
 6. Кулагин И. И., Теория авиационных двигателей, Оборонгиз, 1958.
 7. Мелик-Пашаев Н. И., Жидкостные реактивные двигатели, Воениздат, 1959.
 8. Скубачевский Г. С., Авиационные газотурбинные двигатели, Оборонгиз, 1955.
 9. Стечкин Б. С., Казанджан П. К. и др., Теория реактивных двигателей ч. 1 и 2, Оборонгиз, 1956—1958.
 10. Тютюнов В. А., Испытания турбореактивных авиационных двигателей, Оборонгиз, 1956.
 11. Шевелюк М. И., Теоретические основы проектирования жидкостных ракетных двигателей. Оборонгиз, 1960.
 12. Штода А. В. и др., Конструкция авиационных газотурбинных двигателей, Воениздат, 1961.
-

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	Стр. 3
Введение	5

Раздел первый

Основы технической термодинамики

Глава I. Газы. Основные газовые законы	19
§ 1. Предмет технической термодинамики	19
§ 2. Понятие об идеальном и реальном газах	19
§ 3. Параметры газа	20
§ 4. Основные газовые законы	24
§ 5. Теплоемкость газа	27
§ 6. Первый закон термодинамики	32
Глава II. Термодинамические процессы	36
§ 1. Понятие о термодинамическом процессе	36
§ 2. Изохорный процесс	38
§ 3. Изобарный процесс	40
§ 4. Изотермический процесс	45
§ 5. Адиабатный процесс	47
§ 6. Политропный процесс	51
Глава III. Второй закон термодинамики	55
§ 1. Понятие о круговых процессах (циклах)	55
§ 2. Термический коэффициент полезного действия цикла	56
§ 3. Второй закон термодинамики	57

Раздел второй

Авиационные топлива и масла. Сгорание топлива

Глава IV. Авиационные топлива и масла	58
§ 1. Получение авиационных топлив и масел	58
§ 2. Авиационные топлива	59
§ 3. Авиационные масла	63
Глава V. Сгорание топлива	65
§ 1. Понятие о процессе сгорания. Уравнения химических реакций сгорания	65
§ 2. Теоретически необходимое количество кислорода и воздуха	66
§ 3. Коэффициент избытка воздуха	67
§ 4. Скорость сгорания	68
§ 5. Теплота сгорания (теплотворная способность) топлива и смеси	69

Теория реактивных двигателей

Глава VI. Турбореактивные двигатели	71
§ 1. Схема турбореактивного двигателя и принцип его работы	71
§ 2. Сила тяги турбореактивного двигателя	76
§ 3. Коэффициенты полезного действия и тепловой баланс ТРД	81
§ 4. Зависимость тяги и экономичности ТРД от параметров процесса	84
§ 5. Входное устройство ТРД	88
§ 6. Компрессоры	93
§ 7. Камеры сгорания	119
§ 8. Газовые турбины	125
§ 9. Реактивное сопло	140
§ 10. Форсирование тяги ТРД	142
§ 11. Характеристики турбореактивных двигателей	144
§ 12. Двухконтурные турбореактивные двигатели	155
Глава VII. Турбовинтовые двигатели	157
§ 1. Устройство и принцип работы ТВД	157
§ 2. Тяга и мощность ТВД	159
§ 3. Характеристики ТВД	161
Глава VIII. Прямоточные воздушно-реактивные двигатели	164
§ 1. Схема и принцип работы прямоточных воздушно-реактивных двигателей	164
§ 2. Характеристики ПВРД	166
Глава IX. Жидкостные ракетные двигатели	169
§ 1. Рабочий процесс в жидкостном ракетном двигателе	169
§ 2. Основные параметры ЖРД	171
§ 3. Характеристики ЖРД	173
§ 4. Достоинства, недостатки и области применения ЖРД	176

Раздел четвертый

Конструкция реактивных двигателей

Глава X. Компрессоры	180
§ 1. Осевые компрессоры	180
§ 2. Центробежные компрессоры	196
Глава XI. Газовые турбины	202
§ 1. Диски газовых турбин	202
§ 2. Рабочие лопатки	207
§ 3. Сопловые аппараты	210
§ 4. Охлаждение газовых турбин	214
Глава XII. Камеры сгорания	217
§ 1. Трубчатые (индивидуальные) камеры сгорания	217
§ 2. Трубчато-кольцевые камеры сгорания	221
§ 3. Кольцевые камеры сгорания	223
Глава XIII. Выхлопные устройства. Форсажные камеры	225
§ 1. Нерегулируемые выхлопные устройства	226
§ 2. Регулируемые выхлопные устройства	230
§ 3. Удлинительные трубы	233
§ 4. Устройства для реверсирования и девиации тяги	234
§ 5. Устройства для глушения шума	236
§ 6. Форсажные камеры	237

	Стр.
Глава XIV. Силовые системы газотурбинных двигателей. Приводы агрегатов	240
§ 1. Силы и моменты, действующие в двигателе	240
§ 2. Силовые системы двигателей	246
§ 3. Крепление двигателя к самолету	253
§ 4. Приводы агрегатов	255
Глава XV. Системы смазки и их элементы. Суфлирование	260
§ 1. Системы смазки	260
§ 2. Масляные насосы	264
§ 3. Масляные фильтры	266
§ 4. Воздухоотделители	267
§ 5. Масляные форсунки	269
§ 6. Система суфлирования двигателя	270
Глава XVI. Системы топливопитания	271
§ 1. Топливные фильтры	273
§ 2. Топливные насосы	273
§ 3. Топливные форсунки	280
§ 4. Регулирование в системе топливопитания двигателя	283
Глава XVII. Системы запуска	284
§ 1. Стартеры	285
§ 2. Пусковая топливная система	293
§ 3. Система пускового зажигания	295
§ 4. Система запуска двигателя АМ-3	298
Глава XVIII. Редукторы турбовинтовых двигателей	301
§ 1. Кинематические схемы редукторов ТВД	303
§ 2. Устройства для измерения крутящего момента в редукторах	308
Глава XIX. Жидкостные ракетные двигатели	310
§ 1. Камера сгорания ЖРД	311
§ 2. Системы подачи компонентов топлива в ЖРД	315
§ 3. Охлаждение ЖРД	320
§ 4. Запуск и остановка ЖРД	322
§ 5. Примеры выполнения жидкостных ракетных двигателей	324

Раздел пятый

Авиационные поршневые двигатели

Общие сведения	327
Глава XX. Процессы рабочего цикла четырехтактного двигателя	330
§ 1. Процесс впуска	330
§ 2. Процесс сжатия	333
§ 3. Процесс сгорания	334
§ 4. Процесс расширения	337
§ 5. Процесс выпуска	338
§ 6. Диаграмма газораспределения	340
Глава XXI. Мощность и экономичность двигателя	340
§ 1. Индикаторная диаграмма	340
§ 2. Индикаторная мощность и расход топлива	343
§ 3. Эффективная мощность и экономичность	345
Глава XXII. Характеристики авиационных поршневых двигателей	346
§ 1. Общие сведения	346
§ 2. Внешняя характеристика	346
§ 3. Винтовая (дрессельная) характеристика	348

	Стр.
§ 4. Высотные характеристики	350
§ 5. Режимы работы поршневых двигателей	352
Глава XXIII. Смесеобразование	354
§ 1. Общие сведения	354
§ 2. Карбюраторное смесеобразование и непосредственный впрыск	355
Глава XXIV. Общие сведения о конструкции основных узлов и деталей двигателя	358
§ 1. Цилиндры	358
§ 2. Поршни	359
§ 3. Шатуны	360
§ 4. Коленчатые валы	361
§ 5. Картеры	362
§ 6. Механизм газораспределения	362
Литература	365

*Владимир Алексеевич Гютюнов
Семён Исаакович Ловинский*

АВИАЦИОННЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Редактор графического материала *Г. Л. Виллер*

Издательский редактор *С. И. Виноградская* Техн. редактор *В. И. Орешкина*

Г-10825 Подписано в печать 4/VII 1964 г. Учетно-изд. л. 22,83

Формат бумаги 60×90^{1/16}—11,88 бум. л.—23,75 печ. л., в т. ч. вкл.

Цена 95 коп. Тираж 10 700 экз. Тем. план Оборонгиза за 1964 г. № 13 Зак. 12/1704

Московская типография № 26 «Главполиграфпрома»
Государственного комитета Совета Министров СССР по печати
Ул. Чернышевского, 9