

Предисловие

Изучение теории авиационных двигателей начинается с изучения теории отдельных элементов двигателя: компрессора, турбины, камеры сгорания, воздухозаборника и сопла. Рабочий процесс ГТД, совместная работа элементов и характеристики различных ГТД рассматриваются во второй части пособия.

Введение

Двигатель – важнейшая составная часть конструкции любого самолета или вертолета. Весь прогресс в самолетостроении определяется прогрессом в двигателестроении.

К середине 40-х годов XX века скорости полета истребителей достигли 650 – 700 км/ч. Дальнейшее увеличение скорости полёта при использовании поршневого авиадвигателя стало невозможно. Увеличение скорости полёта (до 900 – 1000 км/ч) стало возможным только благодаря переходу к турбореактивным двигателям (ТРД). Они обладают существенно *меньшей массой* (по сравнению с поршневыми двигателями) при данной *мощности* на большой скорости полета.

В настоящее время максимальная скорость полета истребителей в 2 ... 3 раза превышает скорость звука, резко выросла их скороподъемность. Это достигнуто благодаря прогрессу в развитии авиационного двигателестроения, основным объектом которого являются газотурбинные двигатели (ГТД).

Авиационное двигателестроение – это высочайший уровень научных исследований и высоких технологий. Создание нового авиационного двигателя с высокими показателями по массе, габаритам и топливной экономичности – весьма трудоемкий процесс, требующий сложных и длительных испытаний и занимающий длительный период времени, как правило, 12 – 15 лет.

Основателем современной теории воздушно-реактивных двигателей (ВРД) является академик Б.С. Стечкин, который еще в 1929 г. опубликовал работу «Теория воздушно-реактивного двигателя».

После Великой Отечественной войны авиадвигателестроительная промышленность нашей страны сумела быстро приступить к созданию реактивных двигателей. Первыми крупносерийными турбореактивными двигателями (ТРД) были двигатели РД-45 и ВК-1, созданные под руководством известного авиаконструктора В.Я. Климова в конце 40-х - начале 50-х гг. прошлого века.

В последующие годы в ОКБ-300 выдающимся авиаконструктором А.А. Микулиным, заместителем которого был Б.С. Стечкин, был создан ряд выдающихся по своим параметрам ТРД. Среди них АМ-3, устанавливаемый на тяжелом бомбардировщике Ту-16 и первом в мире реактивном лайнере Ту-104, РД-9Б с первой в мире трансзвуковой ступенью в компрессоре и Р11-300.

Превосходящие по ряду параметров мировой уровень авиационные ГТД были созданы также под руководством выдающихся конструкторов А.М. Люльки, Н.Д. Кузнецова, С.К. Туманского, В.А. Добрынина и других.

В настоящее время на самолетах и вертолетах применяются весьма разнообразные типы авиационных двигателей, реализующие термодинамический цикл Брайтона. Их можно классифицировать следующим образом.

Турбореактивный одноконтурный двигатель (ТРД). Основные элементы такого двигателя (рис. 1.1):

1. **Компрессор.** Повышает давление воздуха, поступающего из входного устройства, и проталкивает его далее по тракту двигателя. Давление повышается в компрессоре в 8...10 раз и более.

2. **Камера сгорания.** В ней воздух смешивается с топливом, смесь воспламеняется, сгорает и на выходе из нее температура газа достигает в ТРД 1100...1300 °С (1400...1600 К).

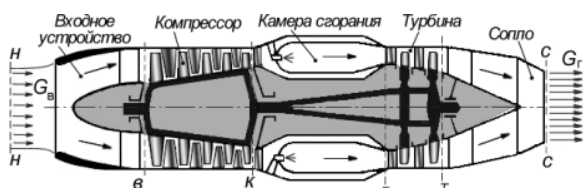


Рис. 1.1. Схема одноконтурного турбореактивного двигателя (ТРД)

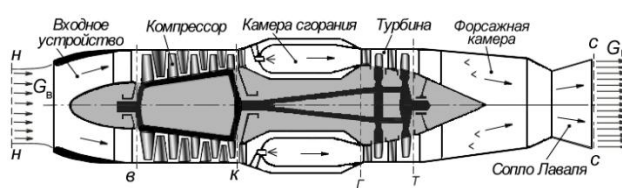


Рис. 1.2. Схема одноконтурного турбореактивного двигателя с форсажем (ТРДФ)

3. **Турбина.** Предназначена для вращения ротора компрессора, установленного с ней на одном валу.

4. **Реактивное сопло.** В нем за счет падения давления до атмосферного происходит значительное ускорение выходящего из турбины потока газа и выбрасывание реактивной струи с большой скоростью в направлении, противоположном направлению полета. В результате выбрасывания этой струи на двигатель действует *сила отдачи*, направленная по полету, т.е. *сила тяги*.

5. В рабочем процессе двигателя участвует также **входное устройство** (воздухозаборник). Он служит для забора воздуха из атмосферы и подвода его к двигателю. В полете в нем может происходить также повышение давления воздуха.

Турбореактивный двигатель с форсажем (ТРДФ). Его схема отличается от схемы ТРД тем, что за турбиной установлена **форсажная камера** (рис. 1.2). В ней за счет дополнительного сжигания топлива температура газа повышается, что позволяет увеличить скорость реактивной струи, а значит тягу двигателя.

Двухконтурный турбореактивный двигатель без смешения потоков (ТРДД). Это основной тип двигателей, применяемых в настоящее время на многих пассажирских лайнерах и транспортных самолетах.

Поступающий в двигатель воздух разделяется на 2 части (рис. 1.3). Одна часть поступает за компрессором, как и в ТРД, в камеру сгорания, в турбину и сопло. Это – так называемый **внутренний** контур. Вторая же часть, пройдя только несколько первых ступеней компрессора, поступает далее в **наружный** контур, канал которого заканчивается вторым соплом (кольцевым). При том же

расходе топлива, как в ТРД, тяга двигателя получается большей за счет увеличения отбрасываемой соплами массы воздуха и газа. Это делает такой двигатель значительно более экономичным, чем ТРД (на дозвуковых скоростях полёта). По такой схеме выполнены, например, двигатели Д-18Т, установленные на самолете Ан-124 «Руслан», а также проектируемый двигатель ПД-14.

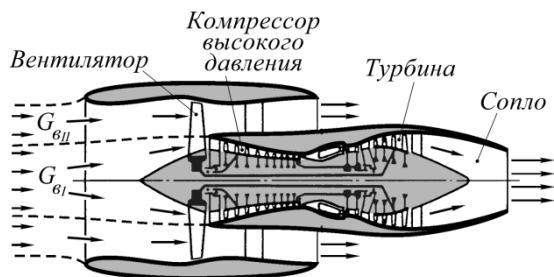


Рис. 1.3. Схема двухконтурного турбореактивного двигателя без смешения потоков (ТРДД)

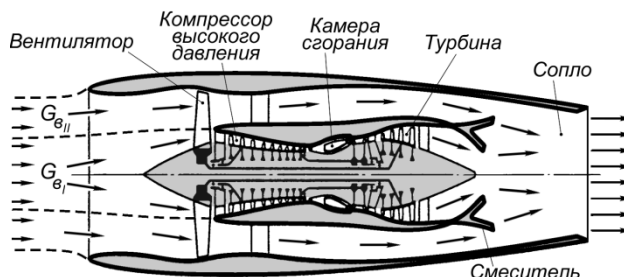


Рис. 1.4. Схема двухконтурного турбореактивного двигателя со смешением потоков (ТРДДсм)

Двухконтурный турбореактивный двигатель со смешением потоков (ТРДДсм). В ряде случаев оказывается целесообразным воздух, поступающий из вентилятора во второй контур, не выпускать далее через отдельное кольцевое сопло, а смешивать с газами, выходящими из турбины, и направлять затем в общее сопло (рис. 1.4). Такую схему имеют двигатели Д-30КП самолета Ил-76, ПС-90А самолетов Ту-204, Ту-214, Ил-96 и др.

Все рассмотренные выше двигатели создают силу тяги непосредственно за счет реакции (отдачи) струи газов, выбрасываемой из сопла. Поэтому они называются **двигателями прямой реакции**.

Для повышения давления воздуха, поступающего в камеру сгорания, в них используется компрессор, приводимый во вращение **газовой турбиной**. Поэтому их называют **газотурбинными двигателями (ГТД)**.

На летательных аппаратах применяются также двигатели, создающие тягу не непосредственно за счет реакции струи газов, а за счет привода во вращение. Их называют **двигателями непрямой реакции**.

Турбовальные двигатели (ТВад). Так называются двигатели,

устанавливаемые на вертолетах (рис. 1.5). В его турбине газы расширяются до атмосферного давления. Поэтому мощность турбины оказывается значительно больше, чем необходимо для вращения компрессора. Избыток мощности передается через выходной вал двигателя и редуктор на несущий винт вертолета.

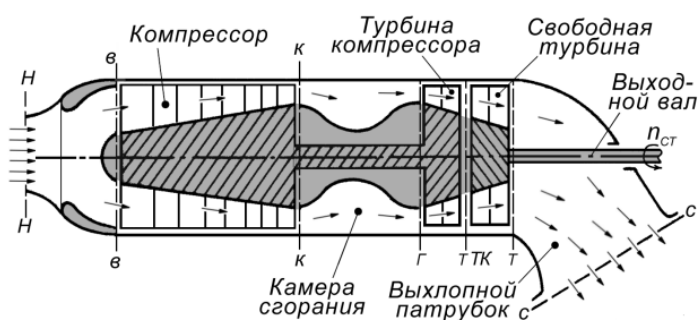


Рис. 1.5. Схема вертолетного турбовального двигателя (ТВад)

Турбовинтовые двигатели (ТВД). ТВД отличается от ТВад тем, что в полете со скоростью 600-900 км/ч в сопле, установленном за турбиной (рис. 1.6), газы приобретают скорость, несколько большую скорости полета, и за счет этого создается (в дополнение к тяге винта) небольшая реактивная тяга (как и у ТРД). Избыточная мощность турбины передается через вал на воздушный винт, расположенный обычно впереди двигателя.

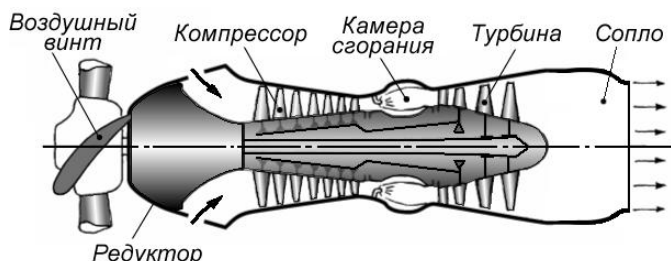


Рис. 1.6. Схема турбовинтового двигателя (ТВД)

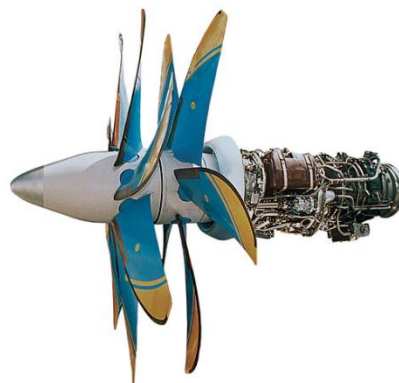


Рис. 1.7. Турбовинтовентиляторный двигатель Д-27

На некоторых самолётах на турбовинтовые двигатели устанавливаются не обычные воздушные винты, а два многолопастных соосных воздушных винта, вращающихся в противоположные стороны (рис. 1.7). Такие воздушные винты называются *винтовентиляторами*, а ГТД, приводящие их во вращение, – *турбовинтовентиляторными двигателями (ТВВД)*.

Глава 1. Основные уравнения движения газа в двигателях и их элементах

Движение воздуха или газа в элементах двигателя – это сложное течение вязкого сжимаемого газа. В практике для анализа такого течения широко используются *одномерные* уравнения *установившегося* движения газа при следующих допущениях:

- движение газа считается стационарным (установившимся), т.е. параметры потока (скорость, давление, температура, плотность) в любой точке рассматриваемого объема считаются неизменными во времени;
- течение газа является одномерным, т.е. параметры потока во всех точках каждого поперечного сечения потока одинаковы; их изменение происходит лишь в направлении движения.

1.1. Уравнение неразрывности

Расход газа G через любое поперечное сечение какого-либо канала, т.е. количество газа, проходящее через это сечение в единицу времени, равен $G = c \rho F$, где c – скорость потока, ρ – его плотность, а F – площадь данного сечения.

На установившемся режиме расход газа через все сечения данного канала одинаков. Следовательно, для двух произвольных сечений 1-1 и 2-2 (рис. 1.8)

$$c_1 \rho_1 F_1 = c_2 \rho_2 F_2 \text{ или } c \rho F = \text{const}.$$

Часто удобно использовать выражение расхода газа через параметры заторможенного потока и газодинамическую функцию $q \lambda$:

$$G = m \frac{P^*}{\sqrt{T^*}} F q \lambda,$$

где размерный коэффициент $m = \frac{k/R}{2/(k+1)^{(k+1)/(k-1)}}$ зависит от природы газа, т.е. показателя адиабаты k и газовой постоянной R . Единица его измерения $[(\text{кг}\cdot\text{К})/\text{Дж}]^{0,5}$. Для воздуха при $k = 1,4$ и $R = 287,05$ Дж/(кг·К) $m = 0,0404$. Для газа при $k = 1,33$ и $R = 287,4$ Дж/(кг·К) $m = 0,0397$.

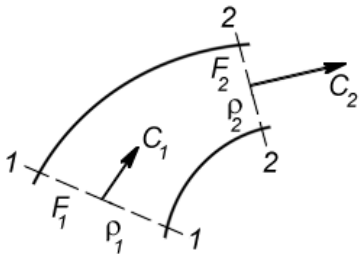


Рис. 1.8. К составлению уравнения неразрывности

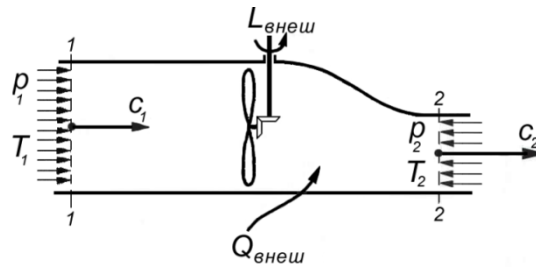


Рис. 1.9. К составлению уравнения сохранения энергии

1.2. Уравнение сохранения энергии

Если к установившемуся потоку газа между сечениями 1-1 и 2-2 (рис. 1.9) подводится извне (в расчете на единицу массы) работа $L_{\text{внеш}}$ и теплота $Q_{\text{внеш}}$, то

$$Q_{\text{внеш}} + L_{\text{внеш}} = i_2 - i_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2},$$

где i и c – энтальпия единицы массы и скорость потока газа в соответствующих сечениях.

В параметрах заторможенного потока это уравнение имеет вид

$$Q_{\text{внеш}} + L_{\text{внеш}} = i_2^* - i_1^*.$$

То есть теплота и работа, подведенные к газу, приводят к повышению его полной энтальпии.

Эти уравнения получены в предположении, что вся работа, затраченная на преодоление сил вязкого трения и других возможных форм гидравлических потерь (обозначим её L_r), в результате диссипации механической энергии полностью превращается в теплоту Q_r , т.е. $Q_r = L_r$.

1.3. Обобщенное уравнение Бернулли

Если из уравнения сохранения энергии $Q_{\text{внеш}} + L_{\text{внеш}} = i_2 - i_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$ вычтуть уравнение первого закона термодинамики

$$Q_{\text{внеш}} + L_r = i_2 - i_1 - \int_1^2 v dp, \text{ то получим следующее уравнение}$$

$$L_{\text{внеш}} = \int_1^2 v dp + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + L_r.$$

Это уравнение называется **обобщенным** уравнением Бернулли. Оно показывает, что подведенная к газу внешняя работа расходуется на его политропическое сжатие, изменение кинетической энергии и преодоление гидравлического сопротивления.

1.4. Теорема Эйлера об изменении количества движения

При проектировании газотурбинных двигателей возникает необходимость определения сил взаимодействия газа с элементами двигателя, находящимися в потоке (например, при определении усилий, действующих на лопатки компрессора и турбины, силы тяги, создаваемой двигателем, и т.д.).

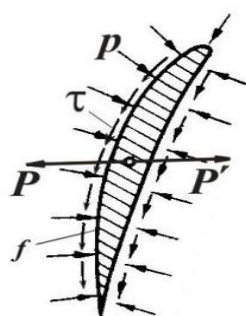


Рис. 1.10. Силы, действующие на профиль в потоке

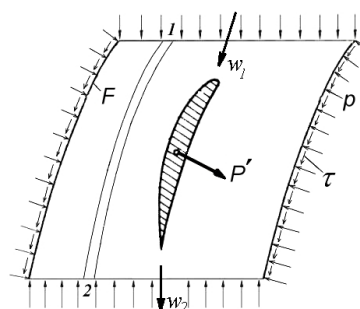


Рис. 1.11. К объяснению теоремы Эйлера

Вектор аэродинамической силы \vec{P} , действующей, например, на профиль (рис. 1.10), можно определить, интегрируя силы давления \vec{p} и трения $\vec{\tau}$, с которыми газ действует на поверхность f этого профиля, т.е. $\vec{P} = \int_f \vec{p} + \vec{\tau} df$.

Очевидно, что профиль воздействует на газ с силой \vec{P}' , равной по величине, но противоположно направленной, т.е. $\vec{P}' = -\vec{P}$.

Однако определение силы \vec{P} интегрированием сил давления и трения газа затруднительно, т.к. значения и распределение этих сил по поверхности обтекаемого тела довольно сложно определить.

Но, если использовать теорему Эйлера об изменении количества движения газового потока при обтекании тела, то аэродинамическую силу, действующую на тело, можно определить без знания \vec{p} и $\vec{\tau}$ во всех точках обтекаемой поверхности. Примем, что движение газа установившееся. Выделим произвольной поверхностью F некоторый объем газа, окружающий обтекаемое тело, например, профиль. Такую поверхность обычно называют "контрольной поверхностью". На рис. 1.11 показано плоское сечение этой поверхности.

Отбросим газ вне контрольной поверхности и заменим его действие на газ внутри этой поверхности силами давления и трения.

Тогда в соответствии с теоремой Эйлера **при установившемся течении газа сумма всех газодинамических сил (сил давления и трения), действующих**

щих на выделенную произвольной контрольной поверхностью F массу газа со стороны отброшенного вне этой поверхности газа и обтекаемых тел, равна разности количеств движения вытекающей из этой поверхности и втекающей в неё в единицу времени масс газа, т.е.

$$\sum_F \vec{P}'_F + \vec{P}' = \sum_F \Delta G \vec{w}_2 - \Delta G \vec{w}_1 .$$

Здесь $\sum_F \vec{P}'_F$ – сумма сил, действующих на массу газа, находящегося внутри контрольной поверхности со стороны самой контрольной поверхности, \vec{P}' – сила, действующая на этот газ со стороны обтекаемого тела (профиля), $\sum_F \Delta G \vec{w}_2 - \Delta G \vec{w}_1$ – разность количеств движения вытекающей из этой поверхности и втекающей в неё в единицу времени масс газа.

Рациональным выбором формы контрольной поверхности можно облегчить вычисление как этих газодинамических сил, так и количеств движения вытекающей и втекающей в единицу времени масс газа.

Сила, действующая на обтекаемое тело (профиль), $\vec{P} = -\vec{P}'$.

Глава 2. Тяга, мощность и удельные параметры авиационных двигателей

2.1. Двигатель и силовая установка

Следует различать понятия *двигатель* и *силовая установка*.

Двигателем принято называть устройство, участвующее в создании тяги (или мощности), необходимой для движения летательного аппарата. Двигатель является составной частью силовой установки, той ее частью, которая изготавливается и поставляется двигателем заводом.

Авиационной силовой установкой называют конструктивно объединенную совокупность двигателя с входным и выходным устройствами (с теми их элементами, которые изготавливаются на самолетостроительном заводе), встроенную в конструкцию планера (фюзеляжа или крыла) или скомпонованную в отдельных двигательных гондолах.

Силовая установка помимо двигателя, входного и выходного устройств включает в себя еще системы топливопитания, автоматического управления, обеспечивающие ее надежное функционирование, а также узлы крепления, необходимые для передачи усилий от двигателя к планеру. В теории авиационных двигателей эти системы и узлы не рассматриваются.

2.2. Тяга реактивного двигателя

Под *тягой двигателя* P понимают тягу, которую развивала бы силовая установка, если бы её внешнее обтекание было идеальным (т.е. без трения, отрывов потока и скачков уплотнения). Б.С. Стечкин еще в 1929 г. показал, что в этом случае тяга реактивного двигателя равна

$$P = G_{\Gamma} c_c - G_B V + (p_c - p_H) F_c, \quad (2.1)$$

где G_B и G_T – расходы воздуха на входе в двигатель и газа на выходе из сопла, V и c_c – скорость полёта и скорость истечения газа в выходном сечении сопла (направленная параллельно вектору скорости V), а F_c и p_c – площадь выходного сечения сопла и давление газа в этом сечении.

Эта формула получила наименование **формулы Стечкина**.

В формуле Стечкина в ряде случаев могут быть сделаны упрощения. Так, если пренебречь тем, что расходы воздуха на входе в двигатель G_B и газа на выходе из него G_T несколько различны, получим

$$P = G_B(c_c - V) + (p_c - p_H)F_c. \quad (2.2)$$

G_T отличается от G_B из-за подвода топлива и отборов воздуха на нужды летательного аппарата.

При полном расширении газа в сопле до атмосферного давления ($p_c = p_H$) эта формула тяги приобретает еще более простой вид

$$P = G_B(c_c - V). \quad (2.3)$$

2.3. Эффективная тяга силовой установки

Под **эффективной тягой силовой установки** $P_{эф}$ понимают тягу двигателя P за вычетом всех внешних сопротивлений, создаваемых самой силовой установкой.

По физическому смыслу $P_{эф}$ является равнодействующей всех сил давления и трения, действующих на элементы проточной части со стороны газового потока, протекающего через силовую установку изнутри, и внешнего потока воздуха, обтекающего силовую установку снаружи. Задача определения эффективной тяги сводится к нахождению векторной суммы всех указанных сил. Эти силы принято разделять на внутренние ($R_{вн}$) и наружные ($R_{нар}$).

Внутренние силы представляют собой сумму сил давления и трения, действующих на рабочие поверхности силовой установки со стороны воздуха и газа, протекающих через силовую установку. Величина равнодействующей внутренних сил практически не зависит от способа установки двигателя на летательном аппарате.

Наружные силы представляют собой совокупность сил давления и трения, действующих на силовую установку со стороны обтекающего ее внешнего потока. Эти силы **существенно зависят** от способа размещения силовой установки на летательном аппарате.

Рассмотрим наиболее простой с точки зрения учета условий внешнего обтекания случай, когда силовая установка расположена в отдельной мотогондоле. Рассмотрим ее обтекание в полёте (рис. 2.1). При этом предположим, что векторы скорости полёта \vec{V} и скорости истечения газа из сопла \vec{c}_c параллельны оси двигателя.

Сечения в невозмущенном потоке перед силовой установкой, на входе в воздухозаборник и на выходе из сопла двигателя обозначим $H-H$, $вх-вх$ и $с-с$. Соответственно площади этих нормальных сечений будут F_H , $F_{вх}$ и F_c . Наружную

поверхность силовой установки здесь условно разделим на три части: лобовую часть $vx-M$, центральную часть $M-M'$ и кормовую часть $M'-c$.

Набегающий поток воздуха разделяется поверхностью тока $H-vx$ на внутренний, проходящий через двигатель, и внешний, обтекающий силовую установку снаружи.

Главной причиной возникновения внешнего сопротивления силовой установки является повышение давления на головном участке гондолы $vx-M$ ($p > p_H$) и наличие разрежения на ее кормовом участке $M'-c$ ($p < p_H$). К этому прибавляется сопротивление от сил трения по всей поверхности гондолы от сечения $vx-vx$ до сечения $c-c$.

Эффективная тяга силовой установки представляет собой следующую векторную сумму

$$\vec{P}_{\text{эф}} = \vec{R}_{\text{вн}} + \vec{R}_{\text{нар}}, \quad (2.4)$$

где $\vec{R}_{\text{вн}}$ – равнодействующая сил давления и трения газа, действующих на внутренние поверхности силовой установки, а $\vec{R}_{\text{нар}}$ – равнодействующая сил давления и трения, действующих на наружную поверхность гондолы.

Силу $\vec{R}_{\text{нар}}$ можно определить непосредственным интегрированием сил давления и трения по внешней поверхности гондолы. Тогда

$$\vec{R}_{\text{нар}} = \int_{vx}^c \vec{p} dF + \vec{X}_{\text{тр}\Sigma}, \quad (2.5)$$

где $\int_{vx}^c \vec{p} dF$ и $\vec{X}_{\text{тр}\Sigma}$ – равнодействующие сил давления и трения, приложенные к наружной поверхности гондолы.

Величину $\vec{R}_{\text{вн}}$ определим, используя теорему Эйлера. Для этого выделим объем струи газа, ограниченный следующей контрольной поверхностью (рис. 2.1): слева – сечением $H-H$; между сечениями $H-H$ и $vx-vx$ – боковой поверхностью струи; между сечениями $vx-vx$ и $c-c$ – внутренней поверхностью силовой установки, а справа, на выходе из силовой установки, – сечением $c-c$. На рис. 2.1 границы этой контрольной поверхности обозначены пунктиром. Отбросим газ вне контрольной поверхности от сечения $H-H$ до сечения $vx-vx$ и в сечении $c-c$ и заменим его воздействие на газ внутри этой поверхности силами давления.

Силовая установка воздействует на газ, протекающий через неё, с силой $\vec{R}'_{\text{вн}}$, равной по модулю силе $\vec{R}_{\text{вн}}$, но противоположно ей направленной.

Тогда в соответствии с теоремой Эйлера

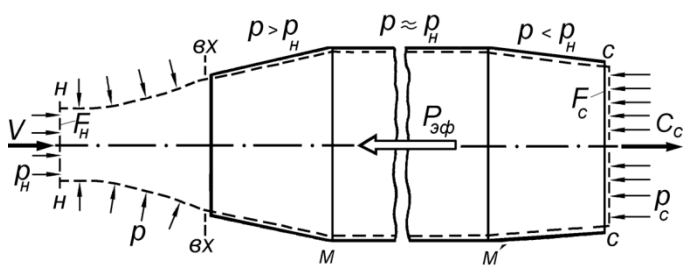


Рис. 2.1. Схема обтекания двигательной гондолы

$$\vec{p}_H F_H + \int_H^{\text{ex}} \vec{p} dF + \vec{R}'_{\text{вн}} + \vec{p}_c F_c = G_{\Gamma} \vec{c}_c - G_{\text{в}} \vec{V}, \quad (2.6)$$

где $\vec{p}_H F_H$ и $\vec{p}_c F_c$ – силы давления, приложенные к торцевым поверхностям выделенного участка струи; $\int_H^{\text{ex}} \vec{p} dF$ – равнодействующая сил давления, приложенных к боковой поверхности струи на участке H - ex , $G_{\Gamma} \vec{c}_c$ – количество движения на выходе из контрольной поверхности, а $G_{\text{в}} \vec{V}$ – количество движения на входе в неё. Причем в уравнениях (2.5) и (2.6) dF – это площадь проекции элемента контрольной поверхности или поверхности гондолы на плоскость, перпендикулярную направлению полета.

Так как $\vec{R}_{\text{вн}} = -\vec{R}'_{\text{вн}}$, то из формулы (2.6) получим

$$\vec{R}_{\text{вн}} = -G_{\Gamma} \vec{c}_c + G_{\text{в}} \vec{V} + \vec{p}_H F_H + \int_H^{\text{ex}} \vec{p} dF + \vec{p}_c F_c. \quad (2.7)$$

Подставив (2.5) и (2.7) в (2.4), определим эффективную тягу силовой установки

$$\vec{P}_{\text{эф}} = \vec{R}_{\text{вн}} + \vec{R}_{\text{нар}} = -G_{\Gamma} \vec{c}_c + G_{\text{в}} \vec{V} + \vec{p}_H F_H + \int_H^{\text{ex}} \vec{p} dF + \vec{p}_c F_c + \int_{\text{ex}}^c \vec{p} dF + \vec{X}_{\text{тр}\Sigma}. \quad (2.8)$$

Для перехода от абсолютных давлений к избыточным давлениям воспользуемся следующим очевидным тождеством:

$$p_H dF = p_H F_H + \int_H^{\text{вх}} p_H dF + \int_{\text{вх}}^c p_H dF + p_H F_c = 0. \quad (2.9)$$

Вычтем из (2.8) выражение (2.9), тогда

$$\vec{P}_{\text{эф}} = -G_{\Gamma} \vec{c}_c + G_{\text{в}} \vec{V} + \vec{p}_H F_H + \int_H^c (\vec{p} - \vec{p}_H) dF + \vec{p}_c F_c + X_{\text{тр}\Sigma} - \vec{p}_H F_H - \vec{p}_H F_c$$

Спроектировав полученное выражение на направление полета, получим

$$P_{\text{эф}} = G_{\Gamma} c_c - G_{\text{в}} V + (p_c - p_H) F_c - \int_H^c (p - p_H) dF - X_{\text{тр}\Sigma}. \quad (2.10)$$

Эта формула является общим выражением эффективной тяги для силовой установки рассмотренной схемы. Первые три члена её правой части соответствуют формуле Стечкина (2.1) для тяги двигателя. Поэтому можно сказать, что эффективная тяга силовой установки

$$P_{\text{эф}} = P - X_{\text{СУ}}$$

равна тяге двигателя $P = G_{\Gamma} c_c - G_{\text{в}} V + (p_c - p_H) F_c$ за вычетом внешнего сопротивления силовой установки, равного $X_{\text{СУ}} = \int_H^c (p - p_H) dF + X_{\text{тр}\Sigma}$.

Необходимо отметить, что тяга реактивного двигателя, вообще говоря, является векторной величиной, так как векторы \vec{V} и \vec{c}_c необязательно могут быть направлены вдоль оси двигателя, как это было принято выше, а могут отклоняться

от нее, например, при полетах со значительными углами атаки или при повороте сопла. Поэтому, например, для определения тяги двигателя при полном расширении газа в сопле в общем случае формула (2.1) примет вид:

$$\vec{P} = G_T \vec{c}_c - G_B \vec{V}.$$

Внешнее сопротивление силовой установки $X_{cy} = \int_H^c (p - p_H) dF + X_{тр\Sigma}$

обусловлено действием на ее внешние поверхности сил избыточного давления и трения.

Первый член в правой части представляет собой *сопротивление от сил избыточного давления*, действующего на внешнюю поверхность мотогондолы. Второй член обусловлен *сопротивлением трения*, т.е. $X_{cy} = X_{p\Sigma} + X_{тр\Sigma}$.

2.4. Удельные параметры авиационных ГТД

Авиационные двигатели характеризуются *основными данными*, к которым у ГТД прямой реакции относятся:

- 1) P – реактивная тяга, Н;
- 2) G_B – расход воздуха, кг/с;
- 3) $G_{т.ч}$ – часовой расход топлива, кг/ч;
- 4) $m_{дв}$ – масса двигателя, кг;
- 5) габаритные размеры двигателя: D – диаметр, мм; L – длина, мм.

У ГТД непрямой реакции вместо тяги рассматривается мощность на валу N_e , кВт (у ТВАД) или так называемая эквивалентная мощность $N_{экв}$, кВт (у ТВД и ТВВД), учитывающая как мощность на валу, так и мощность, развиваемую в полете за счет реактивной тяги.

Эти основные данные для конкретных условий полета указаны в техническом паспорте каждого двигателя. Но они не позволяют осуществлять сравнительную оценку совершенства различных двигателей.

Для сравнительной оценки эффективности и уровня технического совершенства ГТД используются относительные величины, называемые *удельными параметрами двигателя*.

С их помощью оценивают тяговую (мощностную) эффективность двигателя, его экономичность, а также массовые и габаритные показатели.

Удельные параметры ГТД прямой реакции. *Удельной тягой* $P_{уд}$ называется отношение тяги к расходу воздуха через двигатель

$$P_{уд} = P/G_B.$$

Так как для ТРД приближенно $P = G_B(c_c - V)$, тогда

$$P_{уд} = c_c - V.$$

Единицей удельной тяги является Н/кг/с или м/с, т.е. удельная тяга имеет размерность скорости.

Удельная тяга – один из наиболее важных параметров ВРД. Чем выше $P_{уд}$, тем большую абсолютную тягу создает двигатель при данном расходе воздуха (и, следовательно, при данных габаритах) в рассматриваемых условиях полета. Или же с увеличением $P_{уд}$ снижается потребный расход воздуха для по-

лучения заданной тяги. Следовательно, повышение $P_{уд}$ снижает размеры и массу двигателя.

Удельным расходом топлива $C_{уд}$ называется отношение часового расхода топлива к тяге, развиваемой двигателем

$$C_{уд} = G_{т.ч}/P.$$

Удельный расход топлива характеризует экономичность двигателя, т.к. показывает, сколько при заданных условиях полета требуется топлива, чтобы в течение одного часа создавать тягу, равную 1Н. Единица $C_{уд}$ – кг/(Н·ч).

Удельной массой двигателя $\gamma_{дв}$ (кг/Н) называется отношение массы двигателя $m_{дв}$ к его тяге

$$\gamma_{дв} = m_{дв}/P.$$

Снижение массы двигателя, а следовательно, и массы силовой установки, имеет важнейшее значение для улучшения летных характеристик летательного аппарата.

Лобовой тягой $P_{лоб}$ (Н/м²) называется отношение тяги к площади наибольшего (лобового) поперечного сечения двигателя $F_{лоб}$:

$$P_{лоб} = P/F_{лоб}.$$

Величина $P_{лоб}$ имеет важнейшее значение для оценки возможности обеспечения заданной тяги при габаритных ограничениях на максимальный диаметр двигателя (например, при размещении двигателя в фюзеляже самолета). При расположении двигателя в гондоле величина $P_{лоб}$ в значительной степени определяет внешнее сопротивление силовой установки. В однотипных двигателях увеличение $P_{лоб}$ косвенно свидетельствует об улучшении их массовых характеристик.

Удельные параметры ГТД непрямой реакции. Для ТВаД используются аналогичные удельные параметры, но отнесенные не к тяге, а к развиваемой двигателем мощности.

Удельной мощностью ТВаД $N_{еуд}$ (кВт·с/кг) называется отношение мощности N_e к расходу воздуха через двигатель G_B , т.е.

$$N_{еуд} = N_e/G_B.$$

Удельным расходом топлива ТВаД C_e $\left(\frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}\right)$ называется отношение часового расхода топлива к мощности, развиваемой двигателем

$$C_e = G_{т.ч}/N_e.$$

Удельной массой вертолетного двигателя $\gamma_{дв}$ (кг/кВт) называется отношение массы двигателя к его мощности

$$\gamma_{дв} = m_{дв}/N_e.$$

Для ТВД и ТВВД используются такие же параметры, но вместо N_e в них рассматривается эквивалентная мощность $N_{экр}$, которая учитывает также мощность, создаваемую реактивной тягой. Тогда во всех выражениях используется $N_{экр}$.

Удельные параметры одного и того же двигателя изменяются с изменением условий полета и режима работы двигателя. На практике для сравнения различных двигателей чаще всего используются удельные параметры, соответ-

ствующие земным условиям ($V=0$; $H=0$) и максимальному режиму работы двигателя.

Глава 3. Теория ступени компрессора ГТД

3.1. Назначение компрессоров ГТД и их типы

Компрессор предназначен для повышения давления воздуха, поступающего из воздухозаборника, и прокачки его далее по тракту двигателя.

Основными типами компрессоров современных авиационных газотурбинных двигателей являются одно- или многоступенчатые осевые компрессоры или осецентрибежные компрессоры.

В мощных ГТД применяются исключительно осевые компрессоры, так как они позволяют обеспечить большой расход воздуха, необходимый мощным двигателям, при минимальных габаритах. В двигателях сравнительно небольших размеров может применяться сочетание нескольких осевых и обычно одной (последней) центробежной ступени. Такой компрессор называется осецентрибежным. Его основным преимуществом является возможность обойтись (при необходимой степени повышения давления) меньшим числом ступеней, поскольку в центробежной ступени можно обеспечить значительно более высокое повышение давления, чем в осевой.

Процесс сжатия воздуха в многоступенчатом компрессоре состоит из ряда последовательно протекающих процессов сжатия в отдельных его ступенях. Ниже изложение теории компрессоров будет вестись в основном применительно к осевым компрессорам, имеющим наибольшее распространение в авиационных ГТД.

3.2. Схема и принцип действия ступени осевого компрессора

Осевой компрессор имеет несколько рядов лопаток, закреплённых на вращающихся дисках и образующих *ротор компрессора* (рис. 3.1). Один ряд лопаток ротора (вращающийся лопаточный венец) называется *рабочим колесом (РК)*.

Другой основной частью компрессора является *статор*, состоящий из нескольких рядов неподвижных лопаток (лопаточных венцов), закреплённых в корпусе.

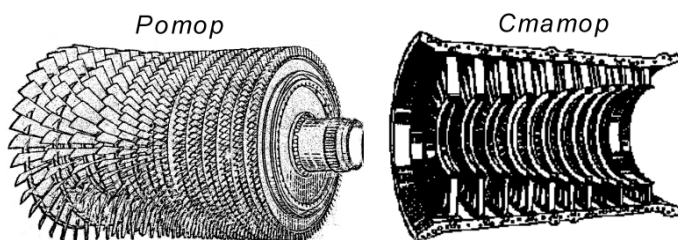


Рис. 3.1. Ротор и статор осевого компрессора

Назначением лопаток статора является спрямление воздушного потока, закрученного впереди стоящим рабочим колесом, и направление его под необходимым углом на лопатки расположенного далее следующего РК. Соответственно этому один ряд лопаток статора называется *направляющим аппаратом (НА)*.

Если первый ряд лопаток статора установлен впереди первого рабочего колеса, то он называется *входным направляющим аппаратом (ВНА)*.

Пространство, заключенное между поверхностями втулки и корпуса, называется **проточной частью** ступени.

Сочетание одного рабочего колеса (РК) и одного стоящего за ним направляющего аппарата (НА) называется **ступенью компрессора** (рис. 3.2).

Будем рассматривать в дальнейшем следующие сечения проточной части ступени: 1-1 – перед рабочим колесом, 2-2 – за рабочим колесом и 3-3 – за направляющим аппаратом. Параметры воздушного потока в этих сечениях будем отмечать индексами, соответствующими номеру сечения.

В каждом из этих сечений различают **диаметр втулки** $D_{вт}$ (по основаниям лопаток) и **наружный диаметр** D_k (по корпусу).

Предположим для простоты, что все струйки воздуха, проходящие через ступень, движутся по цилиндрическим поверхностям. Тогда для анализа картины течения воздуха в ступени проведем мысленно её сечение такой цилиндрической поверхностью $A-A$, ось которой совпадает с осью РК, и развернем затем это сечение на плоскость. Тогда сечения лопаток РК и НА представятся в виде двух рядов одинаковых и одинаково расположенных профилей, образующих **решетки профилей** рабочего колеса и направляющего аппарата, как показано на рис. 3.3 (где для удобства дальнейшего изложения сечения лопаток повернуты по отношению к рис. 3.2 на 90°).

Рассмотрим течение воздуха через эти решетки профилей. На входе в рабочее колесо скорость воздуха по отношению к корпусу компрессора (будем называть ее **абсолютной скоростью**) в общем случае может быть направлена не параллельно оси колеса, а под некоторым углом к ней вследствие неполного спрямления потока направляющим аппаратом предыдущей ступени или установки перед колесом входного направляющего аппарата, показанного на рис. 3.3 пунктиром. Эта скорость изображена на рис. 3.3 вектором \vec{c}_1 . Вращению рабочего колеса соответствует на рис. 3.3 перемещение решетки РК справа налево с **окружной скоростью** \vec{u} .

Для определения скорости воздуха относительно рабочих лопаток w_1 (**относительной скорости**) применим известное правило сложения векторов скоростей, согласно которому абсолютная скорость равна сумме относительной и переносной. В данном случае переносной скоростью является окружная скорость лопаток, следовательно, $w_1 = c_1 - u$.

Треугольник, составленный из векторов \vec{c}_1 , \vec{u} и \vec{w}_1 , называется **треугольником скоростей** на входе в колесо.

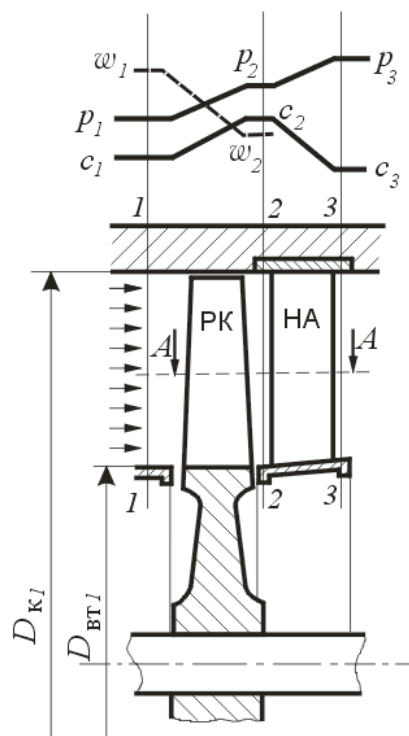


Рис. 3.2. Схема ступени осевого компрессора

Лопатки рабочего колеса захватывают поступающий к ним воздушный поток и проталкивают его дальше вдоль проточной части, сообщая ему при этом энергию. Во избежание срыва потока с их поверхности лопатки РК должны быть установлены так, чтобы их передние кромки были направлены под малым углом к направлению вектора W_1 . Кроме того, для усиления передачи воздуху энергии форма (кривизна) профилей лопаток должна быть выбрана с таким расчетом, чтобы угол выхода потока из колеса β_2 был больше угла входа β_1 . Как видно из рис. 3.3, такая форма профилей лопаток образует между двумя соседними профилями расширяющийся канал ($f_{2к} > f_{1к}$). Поэтому течение в таком канале сопровождается увеличением площади поперечного сечения каждой струи воздуха. Соответственно относительная скорость воздуха в рабочем колесе уменьшается ($W_2 < W_1$), а давление возрастает ($p_2 > p_1$).

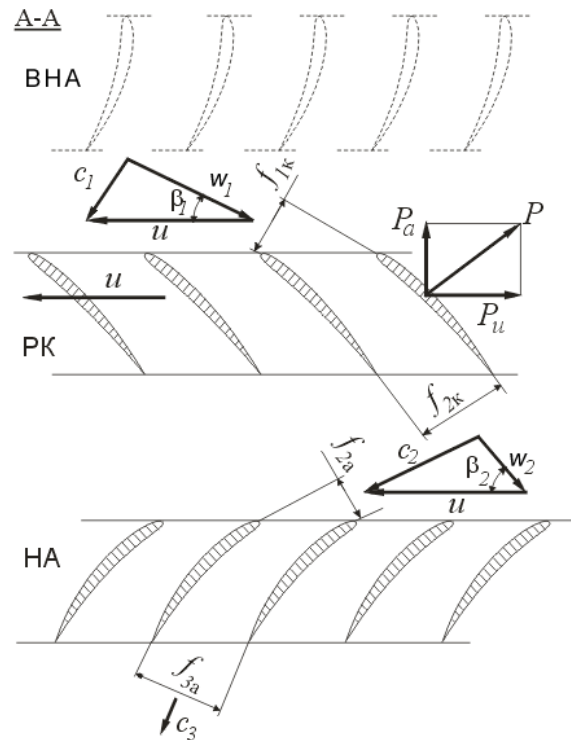


Рис. 3.3. Схема течения воздуха в ступени осевого компрессора

Такое обтекание лопаток рабочего колеса сопровождается возникновением на каждой лопатке аэродинамической силы \vec{P} , направленной от вогнутой поверхности профиля к выпуклой (рис. 3.3). Работа, затрачиваемая на преодоление этой силы при вращении колеса и передаваемая воздуху, идет как на увеличение абсолютной скорости (т.е. кинетической энергии) воздуха, прошедшего через колесо, так и на повышение его давления, как показано в верхней части рис. 3.2. Соответственно полное давление потока также возрастает ($p_2^* > p_1^*$).

Вектор абсолютной скорости потока воздуха за решеткой РК \vec{c}_2 может быть определен путем сложения уже известных векторов скоростей \vec{w}_2 и \vec{u} , т.е. построением **треугольника скоростей** на выходе из колеса (рис. 3.3). Вследствие поворота потока в колесе вектор скорости \vec{c}_2 оказывается отклоненным от вектора \vec{c}_1 в сторону вращения колеса. Лопатки НА отклоняют поток воздуха в обратную сторону, причем форма их подбирается обычно так, чтобы направление вектора скорости воздуха за ступенью \vec{c}_3 было близко к направлению вектора \vec{c}_1 . При этом, как и в РК, поворот межлопаточного канала приводит к увеличению поперечного сечения струи воздуха, проходящей через канал между соседними лопатками ($f_{3a} > f_{2a}$). В результате скорость воздуха в НА падает, а давление растет. Но здесь рост давления обеспечивается только за счет использования кинетической энергии воздуха. Полный напор воздушного

потока в НА уже не растет, а несколько уменьшается из-за влияния гидравлических потерь.

Таким образом, течение воздуха через ступень может рассматриваться как течение через систему диффузорных каналов с уменьшением относительной скорости воздуха в рабочем колесе, уменьшением абсолютной скорости в направляющем аппарате и увеличением давления в обоих случаях.

Показанные на рис. 3.3 треугольники скоростей в сечениях 1-1 и 2-2 обычно совмещают на одном чертеже, называемом **треугольником скоростей ступени** (рис. 3.4).

На рис. 3.4 c_{1u} — окружная составляющая абсолютной скорости воздуха перед колесом (**предварительная закрутка**). Очевидно, $c_{1u} = c_{1a} \operatorname{ctg} \alpha_1$. Если $\alpha_1 < 90^\circ$, т.е. предварительная закрутка направлена в сторону вращения колеса, то она считается **положительной**. Случай $\alpha_1 > 90^\circ$ соответствует **отрицательной** закрутке. Если $\alpha_1 = 90^\circ$, то вектор \bar{c}_1 направлен параллельно оси вращения колеса, предварительная закрутка отсутствует, и ступень в этом случае называется **ступенью с осевым входом**. Величина $\Delta w_u = w_{1u} - w_{2u}$, т.е. разность окружных составляющих относительных скоростей воздуха перед и за колесом, называется **закруткой воздуха в рабочем колесе в относительном движении**, а $\Delta c_u = c_{2u} - c_{1u}$ — **закруткой воздуха в РК в абсолютном движении**. Если $u_2 = u_1$, то $\Delta c_u = \Delta w_u$.

3.3. Работа, затрачиваемая на вращение колеса ступени

Полагая поверхности тока при течении воздуха через ступень цилиндрическими, рассмотрим элемент ступени, заключенный между двумя такими поверхностями, расположенными на малом расстоянии друг от друга. Такой элемент часто называют **элементарной ступенью**.

Изобразим решетку профилей, представляющую собой развертку сечения лопаток РК в элементарной ступени цилиндрической поверхностью на плоскость рисунка (рис. 3.5).

Линия $m-n$, соединяющая передние кромки всех профилей, называется **фронтом** решетки, а расстояние t между одинаково расположенными точками соседних профилей — **шагом** решетки.

Поворот потока воздуха в рабочем колесе сопровождается возникновением

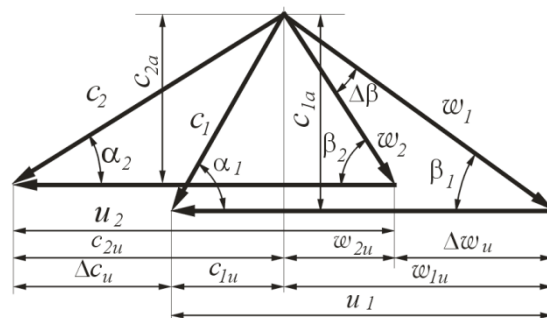


Рис. 3.4. Треугольники скоростей ступени осевого компрессора

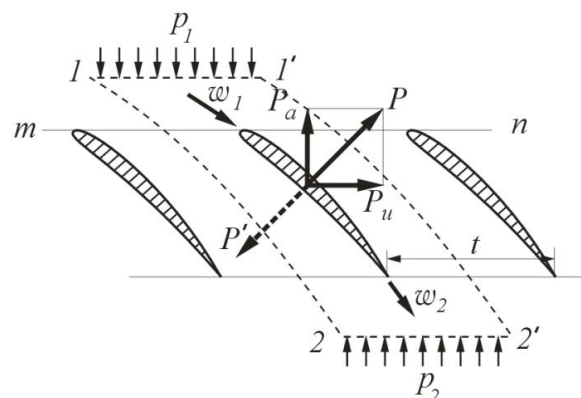


Рис. 3.5. К выводу формулы Эйлера

на каждой лопатке аэродинамической силы \vec{P} , направленной от вогнутой к выпуклой поверхности профиля.

Примем следующие обозначения: P_u - окружная составляющая аэродинамической силы, направленная параллельно вектору окружной скорости, а P_a - осевая составляющая аэродинамической силы, направленная вдоль оси ступени. Осевая составляющая P_a передается на упорный подшипник вала компрессора. Окружная составляющая P_u направлена против движения лопаток колеса и стремится замедлить их вращение. Поэтому для поддержания постоянной частоты вращения ротора к валу компрессора должен быть приложен соответствующий крутящий момент. Работа, затрачиваемая в единицу времени, равна произведению этой силы на перемещение профиля в единицу времени, т.е. на его скорость. А в расчете на единицу массы воздуха, проходящего через элементарную ступень в единицу времени, (т.е. в Дж/кг) получим

$$L_u = \frac{P_u u}{\Delta G}, \quad (3.1)$$

где ΔG – расход воздуха через элементарную ступень.

Для определения силы P_u используем теорему Эйлера о количестве движения. Выделим в потоке, обтекающем один из профилей решетки, объем, ограниченный контрольной поверхностью, которая состоит из:

- двух поверхностей тока 1-2 и 1'-2', отстоящих друг от друга на величину шага t (рис. 3.1);
- двух плоскостей 1-1' и 2-2', параллельных фронту решетки;
- двух плоскостей, параллельных плоскости рисунка и расположенных друг от друга на небольшом расстоянии Δr .

Учтем, что если сила, действующая на лопатку РК со стороны обтекающего её потока, равна \vec{P} , то сила, с которой лопатка воздействует на поток воздуха в выделенном объеме, равна $\vec{P}' = -\vec{P}$.

Согласно теореме Эйлера, сумма всех сил, действующих на выделенный объем воздуха, должна быть равна разности количеств движения потоков, вытекающих и втекающих в этот объем в единицу времени. При этом силы, действующие на поверхностях 1-2 и 1'-2', вследствие периодичности потока в точности компенсируют друг друга, а расход воздуха через эти поверхности равен нулю. Таким образом, кроме силы P' , будут подлежать учету только количества движения и силы давления воздуха в сечениях 1-1' и 2-2'.

Тогда для окружной и осевой составляющих силы \vec{P} получим:

$$\left. \begin{aligned} P_u &= \Delta G (w_{1u} - w_{2u}) \\ P_a &= (p_2 - p_1) t \Delta r + \Delta G (c_{2a} - c_{1a}) \end{aligned} \right\}, \quad (3.2)$$

где $\Delta G = c_{1a} \rho_1 t \Delta r$ – расход воздуха через контрольную поверхность.

С учетом (3.1) можно записать

$$L_u = \frac{P_u u}{\Delta G} = \frac{\Delta G (w_{1u} - w_{2u})}{\Delta G} = u \Delta w_u. \quad (3.3)$$

Таким образом, *работа, затрачиваемая на вращение элемента колеса ступени осевого компрессора при цилиндрической поверхности тока, равна произведению окружной скорости «и» и закрутки воздуха в колесе Δw_u .*

Так как при цилиндрических поверхностях тока $w_{1u} = u - c_{1u}$ и $w_{2u} = u - c_{2u}$, то

$$L_u = u(c_{2u} - c_{1u}). \quad (3.4)$$

Формулы (3.3) и (3.4) определяют элементарную работу вращения L_u в одном сечении ступени компрессора.

Работа, затрачиваемая на вращение колеса ступени в целом, находится путем интегрирования её значений для каждой элементарной ступени (с учетом расхода воздуха через неё) с последующим отношением результата интегрирования ко всему массовому расходу воздуха через ступень G_s , т.е.

$$L_{ст} = \frac{1}{G_{в\text{ вт}}} \int L_u dG. \quad (3.5)$$

3.4. Изображение процесса сжатия воздуха в ступени в p, v - и T, s - координатах

Изобразим процесс повышения давления воздуха в ступени компрессора в p, v - и T, s - координатах (рис. 3.6).

Горизонтальные линии $p = p_1$, $p = p_2$ и $p = p_3$ в p, v - координатах соответствуют давлению воздуха перед РК, за РК и за ступенью. Точка 1 изображает состояние воздуха на входе в ступень. Линии 1-2 и 2-3 соответствуют процессам повышения давления в РК и НА.

В авиационных компрессорах теплообмен между потоком в компрессоре и окружающей средой пренебрежимо мал. Если бы, кроме того, воздух в компрессоре был бы лишен вязкости, то процесс повышения давления в ступени протекал бы при постоянной энтропии, т.е. по адиабате (линии 1-3_{ад}).

В действительности выделение теплоты, связанной с трением в процессе сжатия при практическом отсутствии теплообмена с окружающей средой, приведет к некоторому увеличению температуры за ступенью по сравнению с температурой, достигаемой в адиабатном процессе. В результате реальный процесс сжатия изобразится линиями 1-3, расположенными правее адиабаты, а температура T_3 за ступенью окажется выше $T_{3ад}$.

Если принять, что увеличение энтропии в результате выделения теплоты трения определяется равенством $ds = dQ_r/T$, то суммарная теплота трения Q_r будет связана с изменением энтропии в реальном процессе 1-3 условием

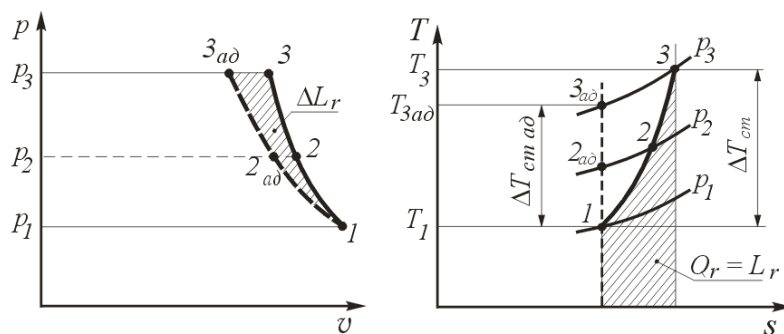


Рис. 3.6. Изображение процесса сжатия воздуха в ступени в p, v и T, s - координатах

$$Q_r = L_r = \int_1^3 T ds,$$

откуда следует, что величина L_r может быть выражена в T, s - диаграмме площадью, лежащей между линией 1-3 и осью абсцисс.

Согласно уравнению Бернулли работа, затрачиваемая на вращение колеса ступени, равна

$$L_{ст} = L_{п.ст} + \frac{c_3^2 - c_1^2}{2} + L_r,$$

где $L_{п.ст} = \int_1^3 v dp$ – политропная работа сжатия (повышения давления) в ступени.

Из рис. 3.6 видно, что эта работа превышает работу повышения давления в адиабатном процессе 1-3_{ад}, равную $L_{ад.ст} = \int_1^{3_{ад}} v dp$, на величину, эквивалентную заштрихованной площади, лежащей между кривыми 1-3_{ад} и 1-3. Обозначим эквивалентную ей работу символом ΔL_r . Поскольку это увеличение $L_{п.ст}$ по сравнению с $L_{ад.ст}$ является следствием выделения теплоты трения, то в теории компрессоров его принято называть **тепловым сопротивлением**.

С учетом сказанного обобщенное уравнение Бернулли для ступени компрессора может быть записано в данном случае в виде

$$L_{ст} = L_{ад.ст} + \frac{c_3^2 - c_1^2}{2} + L_r + \Delta L_r,$$

откуда следует, что вредная роль гидравлических потерь проявляется в компрессорах **двойко**: как непосредственно в виде затраты работы L_r на преодоление гидравлических сопротивлений, так и дополнительно в виде теплового сопротивления ΔL_r .

3.5. Основные параметры ступени компрессора

Размеры, данные и режим работы осевой ступени принято характеризовать рядом размерных и безразмерных параметров, которые подразделяются на геометрические, газодинамические и кинематические.

Геометрические параметры

1. **Средний диаметр** $D_{ср}$. В теории компрессоров принято под средним понимать такой диаметр, окружность которого делит площадь проточной части на два равновеликих кольца:

$$\frac{\pi}{4} D_k^2 - D_{ср}^2 = \frac{\pi}{4} D_{ср}^2 - D_{вт}^2, \text{ откуда } D_{ср} = \sqrt{\frac{D_k^2 + D_{вт}^2}{2}}.$$

2. **Относительный диаметр втулки** рабочего колеса. Это отношение диаметра втулки к диаметру корпуса (на входе в колесо): $\bar{d} = D_{вт1} / D_{к1}$.

Обычно для первых ступеней ОК - $\bar{d} = 0,3 \dots 0,6$; для последних ступеней - $\bar{d} = 0,8 \dots 0,9$.

3. **Удлинение лопаток** РК $\bar{h}_k = h_k / b_k$, где $h_k = 0,5(D_k - D_{вт})$ – высота лопатки рабочего колеса на входе и b_k – хорда лопатки на среднем радиусе. Удлине-

ния лопаток обычно могут достигать 3,5...4,5 в первых ступенях многоступенчатых компрессоров и снижаются до 1,5...2,5 в последних ступенях.

Газодинамические и кинематические параметры

1. Степень повышения давления в ступени

$$\pi_{ст} = \frac{p_3}{p_1} \text{ или в параметрах заторможенного потока } \pi_{ст}^* = \frac{p_3^*}{p_1^*}.$$

Обычно степень повышения давления в одной осевой ступени не превышает значений $\pi_{ст}^* = 1,3...1,5$. В одноступенчатых вентиляторах ТРДД она может достигать 1,6...1,7.

2. Адиабатная работа сжатия воздуха в ступени

Это работа, которую необходимо затратить на повышение давления потока воздуха в адиабатном процессе. Согласно уравнению Бернулли для ступени компрессора при отсутствии гидравлических потерь работа, затрачиваемая на вращение ступени, была бы равна $L_{ст} = L_{ад.ст} + \frac{c_3^2 - c_1^2}{2}$.

Но согласно уравнению сохранения энергии в таком случае $L_{ст} = i_{3 ад} - i_1 + \frac{c_3^2 - c_1^2}{2}$. Из сопоставления этих двух уравнений следует, что работа, которую необходимо затратить на повышение давления потока воздуха в адиабатном процессе $1-3_{ад}$ (адиабатная работа ступени), равна $L_{ад ст} = i_{3 ад} - i_1$

или
$$L_{ад.ст} = \frac{k}{k-1} R (T_{3ад} - T_1) = \frac{k}{k-1} R T_1 (\pi_{ст}^{\frac{k-1}{k}} - 1).$$

В параметрах заторможенного потока адиабатная работа ступени $L_{ад.ст}^*$ (называемая также адиабатным напором $H_{ст}^*$) равна:

$$L_{ад.ст}^* = H_{ст}^* = \frac{k}{k-1} R (T_{3ад}^* - T_1^*) = \frac{k}{k-1} R T_1^* (\pi_{ст}^{*\frac{k-1}{k}} - 1)$$

3. КПД ступени. Работу, потребную для заданного повышения давления воздушного потока в адиабатном процессе (т.е. адиабатную работу), принято считать *полезной работой* ступени компрессора. Ее отношение к затраченной на повышение давления работе характеризует степень совершенства рабочего процесса ступени и называется *адиабатным КПД* ступени.

Согласно уравнению Бернулли работа, затрачиваемая на вращение колеса

ступени, равна
$$L_{ст} = L_{п.ст} + \frac{c_3^2 - c_1^2}{2} + L_r,$$

из которой непосредственно на повышение давления воздуха затрачивается работа $L_{п.ст}$ и связанная с этим процессом работа сил трения L_r . Следовательно, адиабатный КПД ступени компрессора равен

$$\eta_{ст} = \frac{L_{ад.ст}}{L_{п.ст} + L_r} = \frac{L_{ад.ст}}{L_{ад.ст} + L_r + \Delta L_r}.$$

Таким образом, адиабатный КПД ступени учитывает гидравлические (L_r) и тепловые (ΔL_r) потери в процессе повышения давления воздуха в ступени.

В инженерных расчетах обычно используется **адиабатный КПД ступени в параметрах заторможенного потока**. В этом случае полезной работой следует считать $L_{ад.ст}^*$, а вся работа, затраченная на вращение колеса ступени, идет на повышение полного давления и на преодоление гидравлических потерь (с учетом теплового сопротивления). Поэтому адиабатный КПД ступени в параметрах заторможенного потока (сокращенно – **КПД ступени**) равен

$$\eta_{ст}^* = \frac{L_{ад.ст}^*}{L_{ст}}$$

Так как согласно уравнению сохранения энергии для ступени компрессора $L_{ст} = i_3^* - i_1^* = c_p (T_3^* - T_1^*) = \frac{k}{k-1} R (T_3^* - T_1^*)$, то с учетом сказанного выше

можно записать:
$$\eta_{ст}^* = \frac{T_{3ад}^* - T_1^*}{T_3^* - T_1^*}.$$

Значения $\eta_{ст}^*$ в первых ступенях компрессоров современных ГТД имеют порядок 0,83...0,85, а в средних ступенях достигают 0,88...0,90 и более (до ~ 0,92), что свидетельствует о достаточно высоком совершенстве всех ступеней компрессора.

4. Окружная скорость на наибольшем (внешнем) диаметре РК на расчетном режиме в современных компрессорах $u_k = 400...500$ м/с.

Это значение ограничивается как прочностью лопаток и диска рабочего колеса, так и снижением КПД ступени при возрастании u_k .

5. Числа Маха на входе в РК и НА. $M_{w1} = w_1 / a_1$ и $M_{c2} = c_2 / a_2$, где $a_i = \sqrt{kRT_i}$ – скорость звука в потоке воздуха перед РК или НА.

По уровню чисел M набегающего на лопатки потока осевые ступени принято разделять на:

- **дозвуковые**, в которых значения M_{w1} и M_{c2} на расчетном режиме ни на одном радиусе не превышают единицу;
- **сверхзвуковые**, в которых по всей высоте лопатки $M_{w1} > 1$ или $M_{c2} > 1$;
- **транзвуковые** (околозвуковые), в которых скорость w_1 (или c_2) изменяется по радиусу от сверхзвуковой до дозвуковой.

6. Коэффициент расхода $\bar{c}_a = c_{1a} / u_k$, где c_{1a} – **осевая скорость** воздуха на среднем радиусе на входе в ступень. Коэффициент расхода определяет объемный расход воздуха через единицу площади входа в рабочее колесо, кроме того, он связан с формой треугольников скоростей ступени и определяет угол атаки лопаток рабочего колеса.

7. Коэффициент адиабатного напора $\bar{H}_{ст}^* = \frac{H_{ст}^*}{u_{2ср}^2}$ и коэффициент

нагрузки ступени $\mu_{ст} = \frac{L_{ст}}{u_{2ср}^2}$, где $u_{2ср}$ – окружная скорость на среднем радиусе

лопаток рабочего колеса на выходе из него. Чем больше окружная скорость, тем более высокой может быть работа, сообщаемая воздуху в ступени и соответственно работа его сжатия, поскольку $L_u \approx u \Delta W_u$.

Коэффициенты $\bar{H}_{ст}^*$ и $\mu_{ст}$ оценивают значения $H_{ст}^*$ или $L_{ст}$, которые могут быть достигнуты в ступени при данной окружной скорости, или, как говорят, *нагруженность* ступени. Обычно в осевых ступенях $\mu_{ст} = 0,25 \dots 0,35$.

8. *Степень реактивности ступени.* Этот параметр характеризует распределение работы повышения давления между РК и НА $\rho_{ст} = \frac{L_{ад,рк}}{L_{ад,ст}} = \frac{T_{2ад} - T_1}{T_{3ад} - T_1}$.

3.6. Условия совместной работы элементов ступени, расположенных на различных радиусах

Для достижения высоких значений КПД ступени форма и расположение ее лопаток должны быть хорошо согласованы с формой треугольников скоростей на различных радиусах, т.е., как говорят, лопатки РК и НА должны быть надлежащим образом *спрофилированы*.

Но окружная скорость лопаток, углы β_1, β_2 и другие параметры треугольников скоростей для различных радиусов существенно различаются в зависимости от того, где они расположены – ближе к втулке или к периферии. И в то же время они связаны между собой. Для определения формы лопаток, необходимой для получения высокого КПД, установим эту связь.

Рассмотрим этот вопрос в предположении, что поверхности тока в ступени близки к цилиндрическим. Выделим в осевом зазоре между лопаточными венцами (например, между РК и НА) элементарный объем площадью поперечного сечения dF и высотой (вдоль радиуса) dr .

Т.к. воздух в осевом зазоре закручен, особенно за РК, на данный объем воздуха в радиальном направлении действует центробежная сила

$$\Delta P_{цб} = dm \frac{c_u^2}{r} = \rho dF dr \frac{c_u^2}{r}.$$

Поскольку рассматривается течение воздуха в осевом зазоре, где силовое воздействие лопаток на поток отсутствует, единственными внешними силами, имеющими радиальные составляющие, являются силы давления. Для выделенного объема

$$\Delta P_{давл} = \left(p + \frac{dp}{dr} dr \right) dF - p dF = \frac{dp}{dr} dr dF.$$

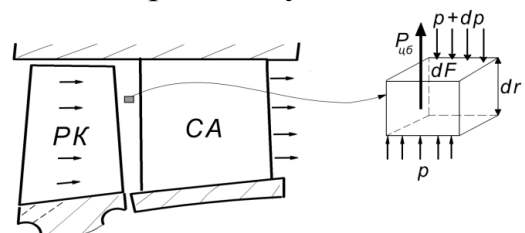


Рис. 3.7. К выводу уравнения радиального равновесия

Для того чтобы выделенный объем воздуха двигался по цилиндрической поверхности тока, силы $\Delta P_{цб}$ и $\Delta P_{давл}$ должны быть равны, т.е., как говорят, должно наблюдаться **радиальное равновесие**. Следовательно,

$$\rho dF dr \frac{c_u^2}{r} = \frac{dp}{dr} dr dF$$

или
$$\frac{dp}{dr} = \rho \frac{c_u^2}{r}. \quad (3.6)$$

Уравнение (3.6) называется **уравнением радиального равновесия**. Видно, что в любом межлопаточном канале компрессора, если окружная составляющая скорости воздуха не равна нулю, давление возрастает от втулки к корпусу.

Но связь между давлением и скоростью воздуха в осевом зазоре на разных радиусах может быть получена из обобщенного уравнения Бернулли.

Рассмотрим течение воздуха вдоль поверхности тока от сечения «в» на входе в компрессор до сечения «i», соответствующего данному осевому зазору. В соответствии с уравнением Бернулли можно записать

$$L_{внеш} = \int_v^i \frac{dp}{\rho} + \frac{c_i^2 - c_v^2}{2} + L_{ri}, \quad (3.7)$$

где $L_{внеш}$ – работа, сообщенная воздуху всеми рабочими колёсами (расположенными до данного сечения i) на данном радиусе.

Примем следующее допущение: поток на входе в компрессор равномерный (и соответственно входная скорость c_v не зависит от радиуса) и гидравлические потери L_r также одинаковы для всех радиусов. Тогда, продифференцировав уравнение (3.7) по r , получим (опуская индекс i):

$$\frac{dL_{внеш}}{dr} = \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} + \frac{1}{2} \frac{dc^2}{dr}.$$

Разложив скорость c в данном сечении на составляющие c_a и c_u и заменяя производную dp/dr ее выражением согласно уравнению (3.6), получим окончательно

$$\frac{dL_{внеш}}{dr} = \frac{c_u^2}{r} + \frac{1}{2} \left(\frac{dc_a^2}{dr} + \frac{dc_u^2}{dr} \right). \quad (3.8)$$

Компрессор обычно проектируется так, чтобы в каждой его ступени работа, сообщаемая воздуху, была неизменна вдоль радиуса. Это позволяет избежать потерь на смешение струек воздуха с различной энергией. Тогда $dL_{внеш}/dr = 0$ и уравнение (3.8) приобретает вид:

$$\frac{c_u^2}{r} + \frac{1}{2} \left(\frac{dc_a^2}{dr} + \frac{dc_u^2}{dr} \right) = 0. \quad (3.9)$$

3.7. Профилирование ступеней по закону постоянства циркуляции

Уравнение (3.9) определяет однозначную связь между законами изменения окружной и осевой составляющих скорости воздуха по высоте лопатки в осевом зазоре. Но одно дифференциальное уравнение не может определить закон изменения двух входящих в него переменных. Поэтому закон изменения одного из них должен быть выбран.

Для того, чтобы работа $L_{\text{внеш}}$, сообщаемая воздуху на данной поверхности тока всеми рабочими колесами, расположенными впереди данного сечения, не зависела от радиуса, необходимо, чтобы в каждом из них работа L_u , сообщаемая воздуху в каждой элементарной ступени, также не зависела от радиуса.

Но $L_u = c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1$, а $u = \omega r$, где ω – угловая скорость вращения рабочего колеса. Следовательно, $L_u = \omega(c_{2u}r_2 - c_{1u}r_1)$. Тогда для обеспечения постоянства L_u вдоль радиуса естественно спрофилировать ступень так, чтобы выдержать условия

$$c_{1u}r_1 = \text{const}_1 \text{ и } c_{2u}r_2 = \text{const}_2. \quad (3.10)$$

Ступени, спрофилированные таким образом, называются **ступенями с постоянной циркуляцией**.

В соответствии со сказанным, если все ступени компрессора выполнены с постоянной циркуляцией, то $L_{\text{внеш}}$ в формуле (3.7) не будет изменяться по радиусу. И тогда связь между c_u и c_a будет определяться уравнением (3.8). Подставив в это уравнение функцию $c_u = \text{const} / r$ и учитывая, что тогда

$$\frac{dc_u^2}{dr} = -2 \frac{\text{const}^2}{r^3}, \text{ получим } \frac{\text{const}^2}{r^3} + \frac{1}{2} \left(\frac{dc_a^2}{dr} - 2 \frac{\text{const}^2}{r^3} \right) = 0 \text{ или } \frac{dc_a^2}{dr} = 0,$$

т.е. $c_{1a} = \text{const}_1$ и $c_{2a} = \text{const}_2$.

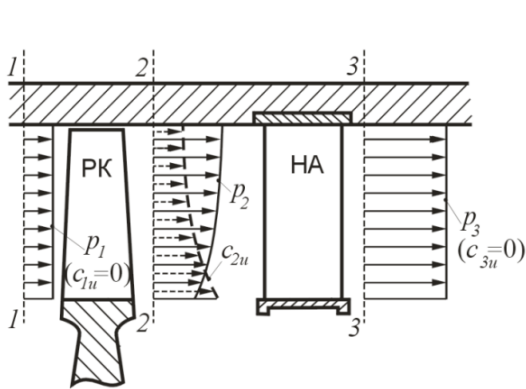


Рис. 3.8. Изменение параметров потока по радиусу в ступени с постоянной циркуляцией

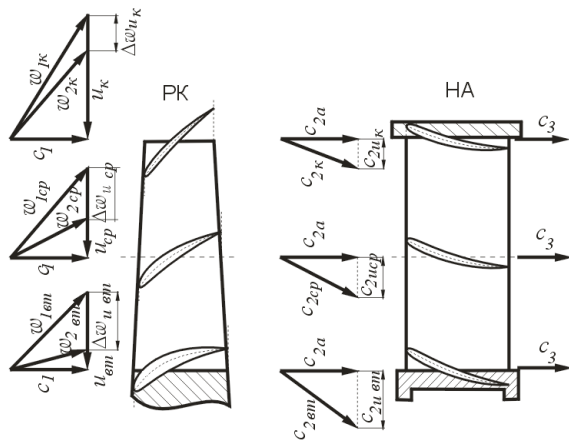


Рис. 3.9. Форма профилей лопаток на различных радиусах в ступени с постоянной циркуляцией

Таким образом, в *ступени с постоянной циркулирующей окружные составляющие скорости воздуха изменяются обратно пропорционально радиусу, а осевые составляющие остаются вдоль радиуса неизменными.*

Полученные соотношения позволяют определить изменение треугольников скоростей и других параметров ступени по высоте лопатки, если известен треугольник скоростей ступени на каком-либо одном радиусе (например, среднем). На рис. 3.8 показано изменение давлений и окружных составляющих скорости воздуха в различных сечениях ступени, выполненной по закону постоянной циркуляции и имеющей осевой вход воздуха в РК и осевой выход из НА.

Перед РК вращение воздуха отсутствует и поэтому поток имеет только осевую составляющую скорости и одинаковое давление на всех радиусах. За РК воздух закручен, и поэтому давление его на периферии больше, чем у основания лопаток. Осевая составляющая скорости везде одинакова, а окружная составляющая изменяется обратно пропорционально радиусу. За НА поток снова имеет осевое направление. Поэтому за ступенью скорость и давление вдоль всей высоты лопаток опять постоянны, но давление имеет более высокое значение, чем перед ступенью и за колесом.

Рассмотрим изменение формы треугольников скоростей в такой ступени по радиусу и соответствующее ему изменение формы сечений лопаток.

В периферийном сечении РК вектор относительной скорости воздуха поворачивается в колесе на сравнительно небольшой угол (рис. 3.9). Поэтому профиль периферийного сечения лопатки РК мало изогнут и обычно делается сравнительно тонким, так как на периферии число M_{w1} имеет наибольшее значение.

В корневом сечении угол поворота потока в колесе значительно больше. Поэтому здесь профиль сечения лопатки сильно искривлен. Так как угол β_1 у втулки значительно больше, чем на периферии, профиль развернут по отношению к периферийному сечению.

Лопатки РК в корневом сечении по соображениям прочности выполняются более толстыми, чем в периферийном. Это соответствует и газодинамическим соображениям, так как скорость w_1 значительно уменьшается при переходе от периферии к корню лопатки.

Лопатки НА во втулочных сечениях также должны быть более искривлены, чем на периферии.

3.8. Параметры и характеристики компрессорных решеток профилей

При проектировании ступени после определения формы треугольников скоростей на различных радиусах необходимо выбрать число и форму лопаток, которые обеспечили бы получение соответствующей структуры потока с малыми гидропотерями, т.е. провести *аэродинамический расчет ступени.*

В инженерной практике в основном используются методы аэродинамического расчета, основанные на результатах *экспериментального* исследования течения воздуха в компрессорных решетках профилей. При этом предполагается, что элементарные ступени, расположенные на различных радиусах, связаны

друг с другом только условием радиального равновесия, и можно рассматривать течение через плоские решетки профилей, являющиеся разверткой осесимметричного течения (*гипотеза плоских сечений*).

Параметры профиля и решетки профилей. Решетка профилей состоит из одинаковых профилей (рис. 3.10).

Средней линией профиля называется геометрическое место центров вписанных в профиль окружностей (на рисунке она показана штриховой линией).

Хорда профиля b – это длина прямой, соединяющей две самые удаленные друг от друга точки средней линии профиля.

Та часть контура профиля, которая расположена (по отношению к средней линии) с той же стороны, что и хорда, называется нижней поверхностью или **корытцем**, а противоположная часть – верхней поверхностью или **спинкой** профиля.

Угол кривизны профиля ϑ – угол между касательными к средней линии, проведенными в точках ее пересечения с контуром профиля.

Толщина профиля (максимальная) c – максимальный диаметр вписанной в профиль окружности.

Прогиб средней линии (максимальный) f – максимальное расстояние от текущей точки средней линии до хорды (по нормали к ней).

Кроме того, параметрами профиля являются также:

x_c – расстояние вдоль хорды до места расположения максимальной толщины;

x_f – расстояние вдоль хорды до места расположения максимального прогиба, а также их относительные значения: $\bar{c} = c/b$, $\bar{x}_c = x_c/b$ и $\bar{x}_f = x_f/b$.

Решетки, применяемые в дозвуковых компрессорах, состояются обычно из профилей с $\bar{x}_c = 0,35 \dots 0,4$ и $\bar{x}_f = 0,4 \dots 0,45$, а передняя кромка у них имеет достаточно большой радиус закругления, равный $10 \dots 15\% c$.

Решетка профилей (рис. 3.10 а) имеет следующие параметры.

Шаг решетки t – это расстояние между сходственными точками соседних профилей.

Густота решетки – отношение b/t .

Конструктивные (“лопаточные”) углы $\beta_{1л}$ и $\beta_{2л}$ – углы между касательными к средней линии и фронтом решетки у передней (входной) и задней (выходной) кромок. При этом $\beta_{2л} = \beta_{1л} + \vartheta$.

Угол установки профиля γ – угол между хордой профиля и фронтом решетки.

“Горло” решетки a_T – минимальный диаметр окружности, вписанной в канал между соседними профилями. Имеет значение также относительный размер горла a_T / t .

Режим обтекания решетки характеризуется:

– **углом атаки i** (по передней кромке), равным $\beta_{1л} - \beta_1$;

– *углом отставания потока* δ (от направления задней кромки), равным $\beta_{2л} - \beta_2$;

– *углом поворота потока* $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$.

Если межлопаточный канал получается расширяющимся от входа к выходу, то такая решетка называется *диффузорной*.

Угол поворота потока $\Delta\beta$ непосредственно связан с закруткой воздуха в решетке рабочего колеса Δw_u . Как следует из треугольника скоростей,

$$\Delta w_u = c_a (\text{ctg} \beta_1 - \text{ctg} \beta_2). \quad (3.11)$$

Таким образом, закрутка воздуха в колесе при данных значениях углов β_1 и β_2 пропорциональна осевой скорости воздуха и, кроме того, возрастает по мере увеличения $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$.

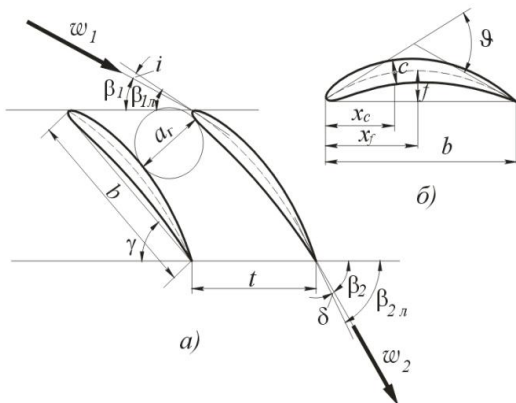


Рис. 3.10. Геометрические параметры компрессорной решетки и ее профиля

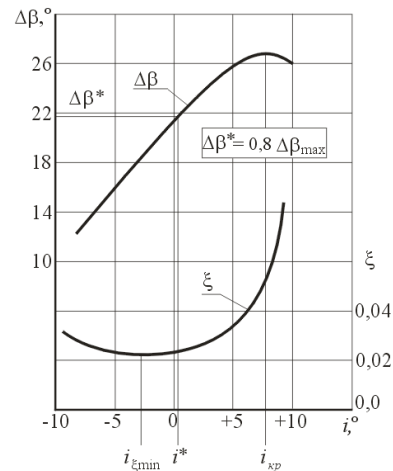


Рис.3.11. Характеристика компрессорной решетки ($b/t = 1,33$; $\nu = 25^\circ$; $\beta_{2л} = 65^\circ$)

Кроме того, режим обтекания решетки характеризуется *гидравлическими потерями*, возникающими из-за наличия вязкостного трения, вихреобразования (при отрыве потока) и возможного возникновения скачков уплотнения в потоке, обтекающем каждый профиль. Эти потери называются профильными, а их относительный уровень принято характеризовать *коэффициентом потерь*

$$\xi = \frac{L_{r \text{ реш}}}{w_1^2 / 2}. \quad (3.12)$$

Можно показать, что при малых скоростях набегающего на решетку потока

$$\xi = \frac{p_1^* - p_2^*}{p_1^* - p_1}, \quad (3.13)$$

где p_1^* и p_1 – полное и статическое давления воздуха в набегающем потоке, а p_2^* – осредненное (по шагу) значение полного давления за решеткой (для решетки РК – в относительном движении).

При обработке экспериментальных данных формула (3.13) часто используется независимо от числа М в набегающем на решетку потоке.

Рассмотренные здесь и ниже параметры и соотношения записаны применительно к решеткам рабочего колеса ступени. Но все они могут быть (с небольшой коррекцией) отнесены и к решеткам направляющего аппарата.

Характеристикой решетки профилей называется зависимость угла поворота потока $\Delta\beta$ и коэффициента потерь ξ от угла атаки i при данном значении чисел Маха и Рейнольдса в набегающем на нее потоке.

При малых углах атаки угол отставания δ (рис. 3.10) почти не зависит от угла атаки и поэтому с ростом i угол поворота потока в решетке $\Delta\beta$ почти линейно возрастает (рис. 3.11). Но при повышенных углах атаки на спинке профиля (сначала вблизи его задней кромки) возникает срыв потока, что проявляется в замедлении роста и в последующем падении $\Delta\beta$, а также в резком увеличении ξ . Угол атаки, при котором прекращается рост $\Delta\beta$, называется **критическим**. При этом угле атаки срыв потока распространяется практически уже на всю поверхность спинки лопатки.

При некотором угле атаки $i_{\xi_{\min}}$ коэффициент потерь в решетке ξ имеет наименьшее значение. Однако этот режим не является оптимальным, так как при $i > i_{\xi_{\min}}$ потери в решетке растут незначительно, тогда как поворот потока, а также увеличение давления в решетке возрастают.

Наивыгоднейшее соотношение между степенью повышения давления воздуха в решетке и потерями достигается обычно при углах атаки, близких к критическим. Но срыв потока в решетке может привести к весьма нежелательным последствиям. Поэтому при выборе расчетного угла атаки нужно обеспечить необходимый запас по отношению к $i_{\text{кр}}$. Обычно этому соответствует угол атаки i , близкий к нулю, а поворот потока в решетке при этом составляет около 80% от максимального. Угол атаки i^* , при котором угол поворота потока в решетке равен $0,8\Delta\beta_{\text{max}}$, и соответствующий ему режим обтекания решетки называются **номинальными**.

При больших отрицательных углах атаки коэффициент потерь также возрастает из-за развития срыва потока уже на нижней поверхности её профилей.

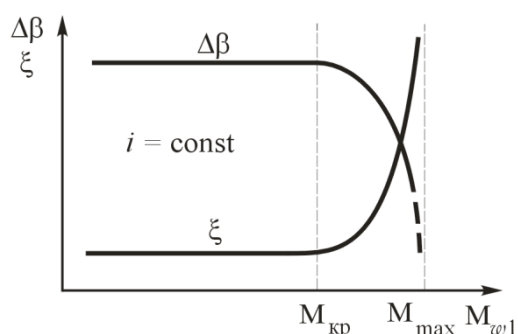


Рис. 3.12. Влияние M_{w1} на характеристики решетки

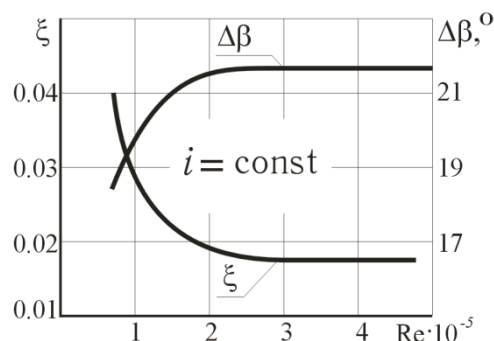


Рис. 3.13. Влияние числа Re на характеристики решетки

Влияние чисел M и Re на характеристики компрессорных решеток

Увеличение числа M набегающего потока (для решетки рабочего колеса это M_{w1}) мало сказывается на характеристике дозвуковой компрессорной решетки до тех пор, пока местные скорости на поверхности профиля не достигнут скорости звука. При дальнейшем увеличении числа M набегающего потока на поверхности профиля возникает местная зона сверхзвуковых скоростей, появляются скачки уплотнения и потери в них. Поэтому $\Delta\beta$ снижается, а ξ возрастает. Это число M называется **критическим** (рис. 3.12).

Изменение числа Рейнольдса Re практически не оказывает влияния на характеристики компрессорных решеток до тех пор, пока оно остается выше некоторого критического значения $Re_{авт} = (2,5...3,0) \cdot 10^5$ (рис. 3.13).

3.9. Особенности течения воздуха в лопаточных венцах осевого компрессора

Гидравлические потери в лопаточных венцах могут быть условно разделены на следующие четыре части:

а) **профильные** потери в компрессорных решетках - это потери на:

- **трение**;
- **вихреобразование**, возникающие при обтекании лопаток в решетке;
- **волновые** потери, связанные с возникновением скачков уплотнения;

б) **концевые (торцевые)** потери, связанные с образованием пограничного слоя на стенках корпуса и втулки межлопаточного канала;

в) **вторичные** потери, связанные с возникновением парного вихря (рис. 3.14). Давление на корытце правого на этой схеме профиля значительно больше, чем на спинке соседнего (левого) профиля. В результате в приторцевых областях возникает поперечное перетекание части воздуха от корытца к спинке соседнего профиля. Образуется так называемый **парный вихрь**;

г) потери, связанные с перетеканием воздуха через **радиальный зазор**.

В реально выполненных ступенях осевого компрессора между лопатками рабочего колеса и внутренней поверхностью корпуса всегда имеется конструктивный **радиальный зазор**. Под влиянием разности давлений на вогнутой стороне и на спинке лопатки происходит перетекание некоторой части воздуха через зазор (рис. 3.15). Перетекание (утечка) воздуха через радиальный зазор приводит к понижению давления на вогнутой стороне лопатки и к повышению его на спинке, т.е. к уменьшению разности давлений на поверхностях профиля.

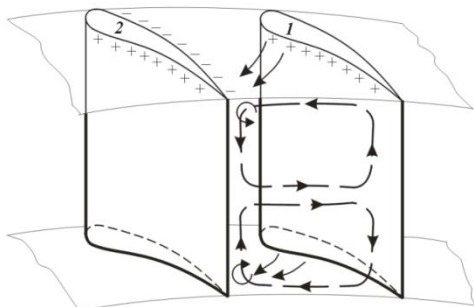


Рис. 3.14. Схема структуры вторичных течений в межлопаточном канале

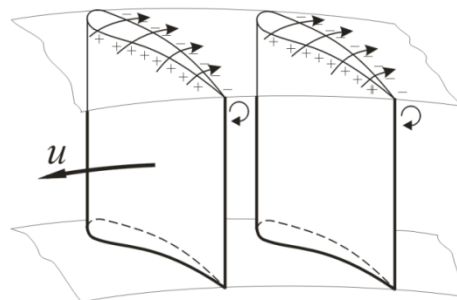


Рис. 3.15. Схема перетеканий через радиальный зазор

Уменьшение перепада давлений приводит к снижению окружного усилия и, следовательно, к снижению работы, передаваемой воздуху в ступени. Бесполезные затраты энергии на перетекание воздуха через зазор и на создание вихревого течения у концов лопаток вблизи зазора обуславливают падение КПД ступени и степени повышения давления в ней.

3.10. Особенности трансзвуковых и сверхзвуковых ступеней осевого компрессора

Одним из основных путей снижения массы и габаритов авиационных ГТД является уменьшение числа ступеней в компрессоре. Для уменьшения числа ступеней необходимо увеличивать работу, затрачиваемую на вращение ступени и идущую затем на повышение давления воздуха. Как следует из формулы $L_u = u \cdot \Delta w_u$, это может быть сделано за счет увеличения окружной скорости рабочих лопаток. В современных вентиляторах она уже достигает 450...500 м/с.

При таких окружных скоростях на входе в рабочее колесо в первых ступенях вентилятора (компрессора) относительная скорость воздуха значительно превышает скорость звука. Использование решеток профилей для дозвуковых ступеней в этом случае неэффективно из-за резкого увеличения потерь при превышении критических чисел M и возникновения явления «запирания» в таких решетках.

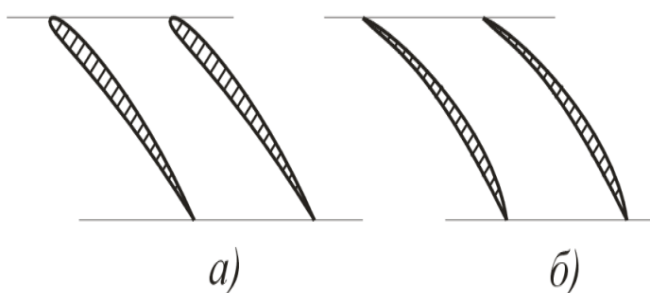


Рис. 3.16. Решетки рабочего колеса дозвуковой ступени (а) и ступени с $M_{w1} > 1$ (б)

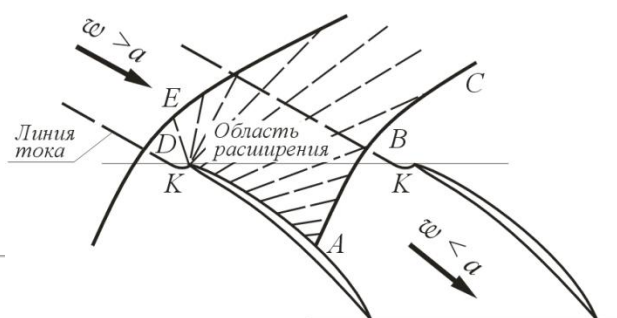


Рис. 3.17. Структура потока в компрессорной решетке при $M_{w1} > 1$ и $M_{w2} < 1$

Снизить указанный негативный эффект можно путем изменения формы профилей лопаток рабочего колеса. Для этого необходимо, чтобы относительная толщина профиля не превышала (на периферии) 3...4 %, максимальная толщина и максимальный прогиб дуги средней линии располагались бы подальше от передней кромки (на 50...60 % хорды), а передняя кромка имела малый радиус скругления, чтобы передняя часть профиля по своей форме напоминала острый клин. Кривизна верхней поверхности профиля, особенно в передней его части, также должна быть возможно меньшей. Примеры профилей сечения лопаток рабочего колеса, рассчитанных на обтекание их дозвуковым (а) и сверхзвуковым (б) набегающим потоком, показаны на рис. 3.16. Типичная для этого случая схема течения воздуха в решетке РК показана на рис. 3.17.

Как известно, при обтекании сверхзвуковым потоком изолированного профиля, имеющего хотя бы незначительное скругление передней кромки, перед ним возникает криволинейный скачок уплотнения – головная волна. Аналогично перед каждым профилем в решетке возникает головная волна ABC . На участке AB фронт волны почти перпендикулярен вектору скорости, т.е. этот участок можно рассматривать как прямой скачок уплотнения. На участке BC скачок становится косым, интенсивность его ослабевает по мере удаления от вызвавшего его профиля и на некотором расстоянии становится исчезающе малой. В области, лежащей за прямым скачком, скорость становится дозвуковой и уменьшается до нуля в передней критической точке K . Затем на спинке профиля и в прилегающей к ней области течения происходит разгон потока и за линией DE (“звуковой линией”) скорость опять становится сверхзвуковой. Штриховые прямые в этой области – так называемые волны разрежения, вдоль каждой из которых скорость постоянна и равна скорости в соответствующей точке на спинке профиля.

Возникновение системы головных волн приводит к возрастанию сопротивления решетки (появляются волновые потери). Но если значения числа M перед скачком не превышают $1,4 \dots 1,5$, то потери в прямом скачке оказываются сравнительно небольшими и КПД ступени с такой системой скачков в РК получается достаточно высоким.

Однако все же с ростом M_{w1} КПД таких ступеней снижается. Это происходит как из-за роста потерь в системе скачков, так и вследствие возникновения отрыва пограничного слоя на спинке профиля за прямым скачком (в точке A).

Поэтому при дальнейшем увеличении окружных скоростей рабочего колеса ступени целесообразен переход на такие профили в его решетках и такие схемы течения, при которых в межлопаточных каналах не происходит перехода через скорость звука, т.е. течение на выходе из рабочего колеса *остаётся сверхзвуковым* (в относительном движении), хотя и имеющим $M_{w2} < M_{w1}$.

3.11. Особенности вентиляторных ступеней ТРДД с большой степенью двухконтурности

Для многих пассажирских и транспортных самолетов применяются ТРДД с большой степенью двухконтурности. В таких ТРДД оптимальная (с точки зрения экономичности) степень повышения давления в вентиляторе находится обычно в пределах $1,6 \dots 1,8$. Такие значения степени повышения давления воздуха вполне могут быть получены в одноступенчатом трансзвуковом вентиляторе с $u_k = 410 \dots 460$ м/с, что и реализуется в этих двигателях. Но при малых относительных диаметрах втулки, характерных для рабочих колес таких вентиляторных $\bar{D} = 0,3 \dots 0,35$, окружная скорость в корневом сечении лопаток получается низкой (не более $150 \dots 170$ м/с). Это затрудняет выполнение ступени с постоянной по радиусу работой $L_u = u \Delta w_u$, так как для этого потребовалось бы обеспечить высокое значение закрутки Δw_u и соответственно недопустимо большое значение угла поворота потока в РК. Поэтому вентиляторы ТРДД обычно выполняются с переменной по радиусу работой L_u (рис. 3.18), что приводит к потерям из-за энергообмена между струйками и снижению КПД.

Та часть потока воздуха за РК, где L_u изменяется по радиусу, обычно направляется во внутренний контур двигателя. И при этом изменение работы, подведенной к воздуху на разных радиусах, выравнивается либо в первых ступенях компрессора внутреннего контура, либо в так называемых **подпорных ступенях**, РК которых располагаются на одном валу с РК вентилятора, а профили лопаток подобраны так, чтобы значение L_u уменьшалось по мере увеличения радиуса.

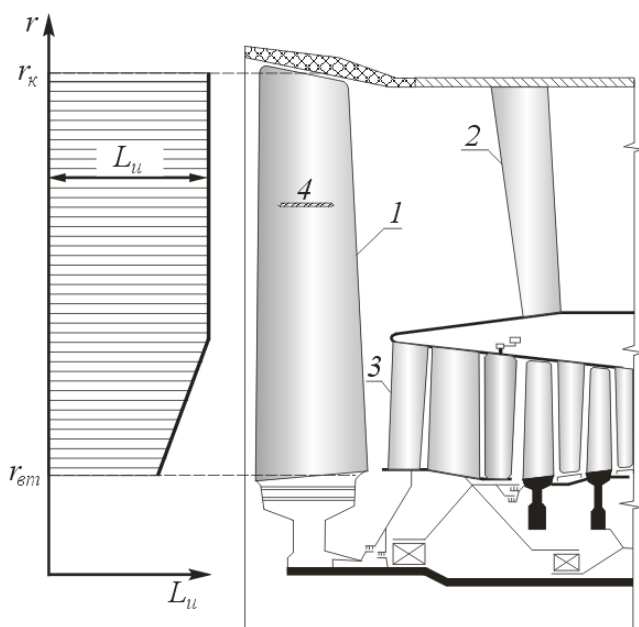


Рис. 3.18. Схема ступени вентилятора ТРДД с большой степенью двухконтурности: 1 – РК вентилятора; 2 – НА наружного контура; 3 – НА внутреннего контура

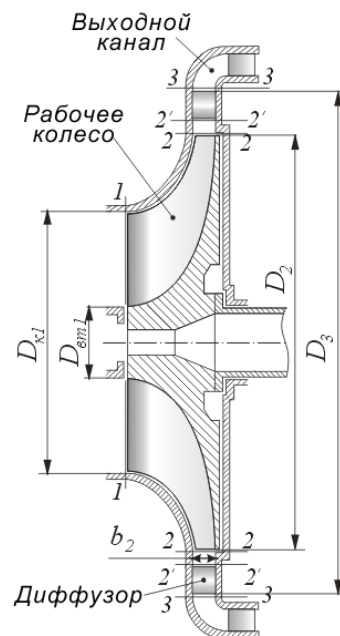


Рис. 3.19. Схема центробежной компрессорной ступени

3.12. Схема и особенности работы центробежной ступени компрессора

Основными элементами центробежной ступени (рис. 3.19) являются рабочее колесо и диффузор, а сечениями воздушного тракта – сечение **1-1** перед рабочим колесом, **2-2** – за ним, **2'-2'** – на входе в лопаточный диффузор и **3-3** – на выходе из диффузора. За диффузором может быть установлен выходной канал или выходные патрубки, обеспечивающие поворот выходящего из диффузора потока в нужную сторону (например, из радиального в осевое направление). На рис. 3.19 показаны характерные размеры ступени: $D_{вт1}$, $D_{к1}$, D_2 и D_3 .

Течение воздуха в рабочем колесе. РК представляет собой диск, на торцевой поверхности которого расположены рабочие лопатки (рис. 3.20).

Рассечем РК цилиндрической поверхностью **A-A** (рис. 3.21а), и развернем это сечение на плоскость (рис. 3.21б). Векторы абсолютной c_1 , переносной u_1 и относительной w_1 скоростей воздуха образуют треугольник скоростей на входе в РК.

Направление передних кромок лопаток РК на расчетном режиме работы компрессора во избежание срыва потока должно быть близким к направлению вектора w_1 .

Сразу после входа в межлопаточный канал колеса воздушный поток, следуя изгибу его стенок, поворачивается так, что вектор относительной скорости w оказывается направленным почти параллельно оси ступени. На этом участке РК течение воздуха аналогично течению в колесе осевого компрессора – вследствие увеличения поперечного сечения межлопаточного канала относительная скорость воздуха уменьшается, а давление растет.

Затем воздух, двигаясь по межлопаточным каналам колеса, поворачивается из осевого направления в радиальное, при этом относительная скорость почти не меняется. После этих двух поворотов воздух движется в радиальном направлении, вовлекаясь одновременно лопатками РК во вращательное движение с окружной скоростью, возрастающей по мере удаления от оси вращения.

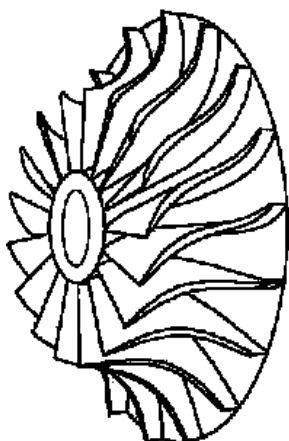


Рис. 3.20. Рабочее колесо центробежной ступени

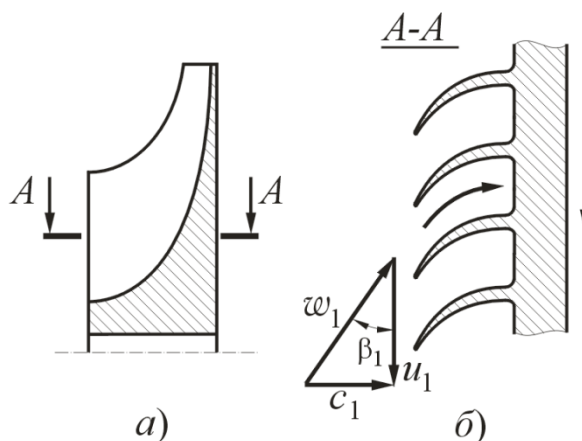


Рис. 3.21. Сечение лопаток и треугольник скоростей на входе в РК центробежной ступени

Среднее значение относительной скорости потока воздуха $w_{ср}$ здесь почти не изменяется, так как по мере удаления от оси увеличение ширины канала сопровождается уменьшением осевого размера. Однако, несмотря на постоянство $w_{ср}$, давление воздуха растет по радиусу, так как движение его частиц происходит здесь в поле действия центробежных сил. Одновременно возрастает и абсолютная скорость воздуха, т.к. возрастает окружная скорость $u = \omega r$.

На выходе из колеса средняя относительная скорость воздуха w_2 вследствие инерционности потока направлена не точно вдоль лопаток (по радиусу), а с некоторым отклонением в сторону, противоположную направлению вращения колеса. Сложив вектор w_2 с вектором окружной скорости колеса в этом сечении u_2 , можно определить абсолютную скорость c_2 , как показано на рис. 3.22.

Течение воздуха в диффузоре. Воздух, вышедший из колеса со скоростью c_2 , поступает далее в диффузор. Параметры воздушного потока в зазоре между РК и лопатками диффузора не остаются неизменными. При свободном течении воздуха в этом зазоре момент количества движения каждой его частицы относительно оси ступени должен оставаться неизменным. Поэтому, если Δm – масса частицы, c_u – окружная составляющая её абсолютной скорости и r – текущий

радиус, то $\Delta mc_u r = \text{const}$ или $c_u r = \text{const}$, т.е. $c_u = \text{const}/r$. Следовательно, окружная составляющая, а вместе с ней и абсолютное значение скорости воздуха в рассматриваемом зазоре уменьшаются по мере увеличения радиуса. Это сопровождается соответствующим увеличением давления.

Таким образом, даже при отсутствии за колесом спрямляющих поток лопаток можно организовать торможение воздушного потока, выходящего с большой скоростью из колеса, направив его в пространство между двумя кольцевыми поверхностями (стенками). Поэтому участок между сечениями 2-2 и 2'-2' (рис. 3.19) получил название «**безлопаточный диффузор**».

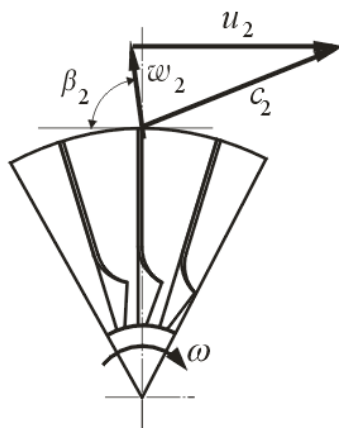


Рис. 3.22. Треугольник скоростей за РК

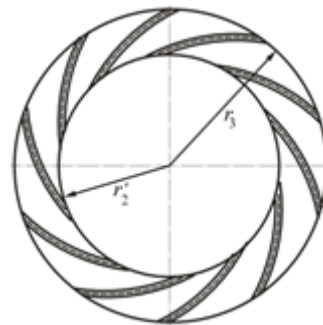


Рис. 3.23. Лопаточный диффузор

Для более эффективного торможения потока, выходящего из колеса, в центробежных ступенях (компрессорах) авиационных ГТД обычно применяют **лопаточные диффузоры**, работающие аналогично НА осевых ступеней. Примерный вид межлопаточных каналов лопаточного диффузора при рассечении его плоскостью, нормальной к оси вращения колеса ступени, показан на рис. 3.23. Как видно, канал между двумя соседними лопатками выполняется расширяющимся, что ведет к уменьшению скорости воздуха и увеличению его давления.

В одной центробежной ступени при равных значениях окружной скорости на внешнем диаметре колеса можно получить большее повышение давления воздуха, чем в осевой ступени, благодаря благоприятному эффекту действия центробежных сил в направлении движения воздуха в РК. Но в то же время (в отличие от осевой ступени) ее диаметр намного превышает диаметр входа в колесо, определяемый в основном потребным расходом воздуха.

Диагональная ступень (рис. 3.24) по принципу работы занимает промежуточное положение между осевой и центробежной ступенью. Сжатие воздуха в ее РК происходит как вследствие уменьшения относительной скорости воздуха в межлопаточных каналах, так и в результате работы центробежных сил.

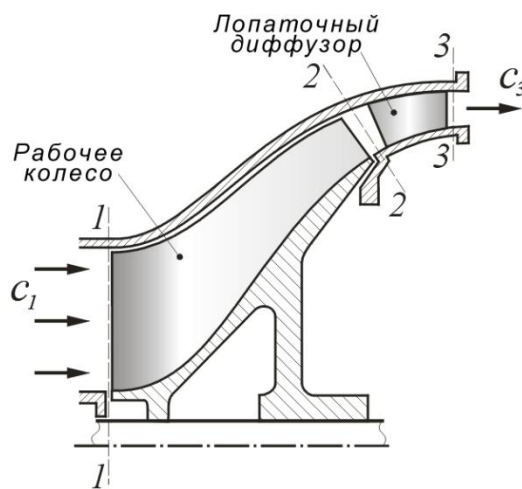


Рис. 3.24. Схема диагональной ступени компрессора

3.13. Работа вращения рабочего колеса и основные параметры центробежной ступени

Работа вращения колеса ступени. В центробежной ступени поверхности тока всегда существенно отличаются от цилиндрических. Поэтому работа, сообщаемая воздуху при его движении по данной поверхности тока, т.е. затрачиваемая на вращение элемента колеса ступени, должна определяться по следующей формуле:

$$L_u = c_{2u} u_2 - c_{1u} u_1.$$

Работа, затрачиваемая на вращение колеса, для ступени в целом определяется с учетом двух обстоятельств. Во-первых, для центробежной ступени значения c_{2u} и u_2 для всех поверхностей тока одинаковы. Во-вторых, при вращении РК затрачивается работа на преодоление вязкостного трения воздуха о диск РК $L_{r\text{д}}$. Таким образом, для центробежной ступени

$$L_{\text{ст}} = c_{2u} u_2 - (c_{1u} u_1)_{\text{ср}} + L_{r\text{д}},$$

где по экспериментальным данным $L_{r\text{д}} = \alpha u_2^2$, причем $\alpha = 0,03 \dots 0,06$.

Геометрические параметры центробежной ступени:

- относительный диаметр втулки на входе в РК $\bar{d} = D_{\text{вт1}} / D_{\text{к1}}$, (0,3...0,5);
- относительный диаметр входа в рабочее колесо $\bar{D}_1 = D_1 / D_2$ (0,5...0,7);
- относительный диаметр входа в лопаточный диффузор $\bar{D}'_2 = D'_2 / D_2$, где D'_2 – диаметр кольцевого сечения входа в лопаточный диффузор (1,05...1,1);
- относительный диаметр выхода из диффузора $\bar{D}_3 = D_3 / D_2$ (1,15...1,3);
- относительная ширина колеса на выходе $\bar{b}_2 = b_2 / D_2$ (0,04...0,08);
- конструктивный угол выхода потока из РК $\beta_{2\text{л}}$, равный 65...90°.

Газодинамические и кинематические параметры центробежной ступени те же, что и у осевой, но их численные значения иные. Так, степень повышения давления может достигать значений $\pi_{\text{ст}}^* = 6 \dots 8$ и более, т.к. коэффициент нагрузки $\mu_{\text{ст}}$ и значение u_2 у центробежных ступеней выше, но КПД центробежных ступеней ниже, чем осевых, и составляет $\eta_{\text{ст}}^* = 0,8 \dots 0,83$.

Глава 4. Многоступенчатые компрессоры

4.1. Основные параметры многоступенчатого компрессора (каскада) и их связь с параметрами ступеней

Многоступенчатый осевой компрессор состоит из ротора, представляющего собой несколько рабочих колес, получающих вращение от одного вала, и статора, состоящего, в свою очередь, из нескольких венцов лопаток направляющих аппаратов, закрепленных в общем корпусе. Пример одного из возможных вариантов конструктивного выполнения ротора и статора осевого компрессора показан на рис. 4.1.

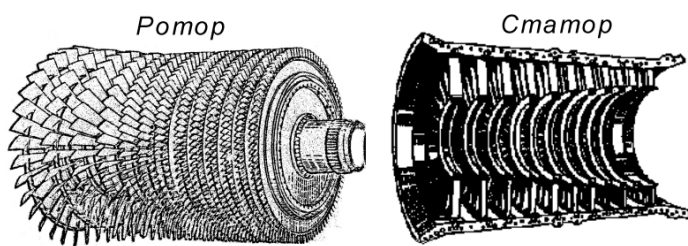


Рис. 4.1. Ротор и статор осевого компрессора

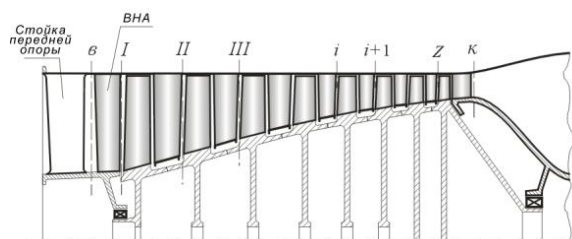


Рис. 4.2. Схема многоступенчатого осевого компрессора

Процесс сжатия воздуха в многокаскадном компрессоре сводится к последовательно протекающим процессам сжатия в его каскадах.

На рис. 4.2 приведена схема (разрез) многоступенчатого осевого компрессора с указанием обозначений характерных сечений проточной части.

Здесь v – сечение на входе в компрессор; k – сечение на выходе из компрессора; $I, II, III, \dots, i, \dots, z$ – сечения на входе в первую, вторую, третью, i -ю и последнюю ступени. Сечение v располагается перед входным направляющим аппаратом (ВНА) или перед рабочим колесом первой ступени, если ВНА отсутствует. Сечение k располагается на выходе из последней ступени.

Все параметры, относящиеся к произвольно взятой ступени компрессора, будут снабжаться индексом " i ". Число ступеней будем обозначать символом z . В авиационных ГТД в большинстве случаев применяются осевые компрессоры с числом ступеней от четырёх до десяти. Вентиляторы двухконтурных ТРД имеют обычно от одной до четырех ступеней.

Основными параметрами многоступенчатого компрессора являются:

а) **степень повышения давления**

$$\pi_k^* = \frac{p_k^*}{p_v^*}; \quad (4.1)$$

б) **адиабатная работа сжатия** (повышения давления)

$$L_{адк}^* = \frac{k}{k-1} RT_v^* \left(\pi_k^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right); \quad (4.2)$$

в) **работа, затрачиваемая на вращение ротора компрессора**

$$L_k = c_p \left(T_k^* - T_v^* \right) = \frac{k}{k-1} R \left(T_k^* - T_v^* \right); \quad (4.3)$$

г) **КПД компрессора**

$$\eta_k^* = \frac{L_{адк}^*}{L_k}, \quad (4.4)$$

который с учетом формул (4.2) и (4.3) может быть записан как

$$\eta_k^* = \frac{e_k^* - 1}{\tau_k^* - 1}, \quad (4.5)$$

где $e_k^* = \pi_k^{*\frac{k-1}{k}} = \frac{T_{к ад}^*}{T_v^*}$ и $\tau_k^* = \frac{T_k^*}{T_v^*}$.

Этот КПД учитывает снижение $L_{адк}^*$ по сравнению с работой L_k , затраченной на вращение компрессора из-за наличия гидравлических потерь.

д) **Средний коэффициент нагрузки ступеней компрессора** μ_k , равный

$$\mu_k = \frac{L_k}{\sum_{i=1}^z u_{срi}^2}; \quad (4.6)$$

е) **Расход воздуха через компрессор** G_B ;

ж) **Удельная производительность** G_F , равная отношению расхода воздуха к лобовой площади входа в компрессор $F = \pi D_{к1}^2 / 4$, т.е.

$$G_F = 241q \lambda_B \sqrt{1 - \bar{d}_B^2} \quad (4.7)$$

Рассмотрим далее **взаимосвязь между основными параметрами компрессора (каскада) и параметрами входящих в него ступеней** при условии, что расход воздуха через все ступени одинаков.

а). **Степень повышения давления воздуха в компрессоре**, очевидно, равна произведению степеней повышения давления во всех его ступенях

$$\pi_k^* = \pi_{стI}^* \cdot \pi_{стII}^* \cdots \pi_{стZ}^* \quad (4.8)$$

б). **Работа, затрачиваемая на вращение вала компрессора**, равна сумме работ вращения его ступеней

$$L_k = \sum_{i=1}^z L_{стi} \quad (4.9)$$

в). **КПД компрессора связан с КПД его ступеней следующим образом:**

так как $L_k = \frac{L_{адк}^*}{\eta_k}$ и $L_{стi} = \frac{L_{адстi}^*}{\eta_{стi}}$, то в соответствии с (4.9) $\frac{L_{адк}^*}{\eta_k} = \sum_{i=1}^z \frac{L_{адстi}^*}{\eta_{стi}}$,

откуда

$$\eta_k^* = \frac{L_{адк}^*}{\sum_{i=1}^z \frac{L_{адстi}^*}{\eta_{стi}}} \quad (4.10)$$

Если КПД всех ступеней принять одинаковым и равным некоторому среднему их значению $\eta_{ст0}^*$, то в соответствии с (4.10)

$$\eta_k^* = \eta_{ст0}^* \frac{L_{адк}^*}{\sum_{i=1}^z L_{адстi}^*} \quad (4.11)$$

Из формулы (4.11) следует, что **КПД компрессора меньше среднего значения КПД его ступеней.**

Для доказательства этого утверждения рассмотрим процесс сжатия воздуха в трехступенчатом компрессоре (рис. 4.3). Точки *I*, *II*, *III* изображают здесь состояние воздуха на входе в первую, вторую и третью ступени. Линия *I-к_{ад}* изображает процесс адиабатного сжатия воздуха во всем компрессоре, линия *I-к*–

действительный процесс сжатия. В то же время процессы адиабатного сжатия для второй и третьей ступеней при тех значениях давления и плотности воздуха, которые в действительности имеют место на входе в эти ступени, изображаются линиями $II-III'$ и $III-k'$. Как видно из рисунка, сумма адиабатных работ сжатия воздуха во всех трех ступенях оказывается больше адиабатной работы компрессора на величину, эквивалентную заштрихованной на рис. 4.3 площади. Аналогичный вывод получается и для η_k^* в параметрах заторможенного потока, т.е. η_k^* оказывается меньше $\eta_{ст0}^*$.

Этот результат является следствием *теплового сопротивления* в многоступенчатом компрессоре и связан с тем, что температура воздуха на входе в каждую последующую ступень оказывается выше, чем она была бы при отсутствии гидравлических потерь в предыдущей ступени. А это приводит к увеличению потребной работы сжатия воздуха в последующей ступени.

В однокаскадных компрессорах современных авиационных ГТД при расчетной частоте вращения степень повышения давления π_k^* колеблется в широких пределах: в вентиляторах ТРДД – от 1,7 до 4, а в многоступенчатых компрессорах до десяти и более. Средний коэффициент нагрузки ступеней μ_k в осевых компрессорах ГТД равен 0,25... 0,35. КПД компрессоров с дозвуковыми ступенями обычно достигает 0,86 ... 0,88, а с трансзвуковыми – 0,82 ... 0,84.

4.2. Формы проточной части осевого компрессора (каскада)

При одинаковом расходе воздуха через все ступени компрессора увеличение плотности воздуха по мере сжатия его в отдельных ступенях должно сопровождаться согласно уравнению расхода $G = \rho c F = \text{const}$ либо снижением осевой скорости, либо уменьшением площади проточной части.

Снижение осевой скорости невыгодно. Из формулы

$\Delta w_u = c_a (\text{ctg} \beta_1 - \text{ctg} \beta_2)$ следует, что при данных параметрах решетки РК (β_1 и β_2) это повлечет за собой снижение закрутки воздуха в колесе Δw_u и $L_u = u \Delta w_u$, что снизит адиабатную работу сжатия в каждой из этих ступеней. Поэтому для достижения заданной величины π_k^* придется увеличивать число ступеней.

Но уменьшение площади проточной части требует уменьшения высоты лопаток. Это увеличит долю концевых потерь и снизит КПД ступени.

Поэтому принимается компромиссное решение, когда при переходе от первых к последним ступеням одновременно уменьшается и высота лопаток, и

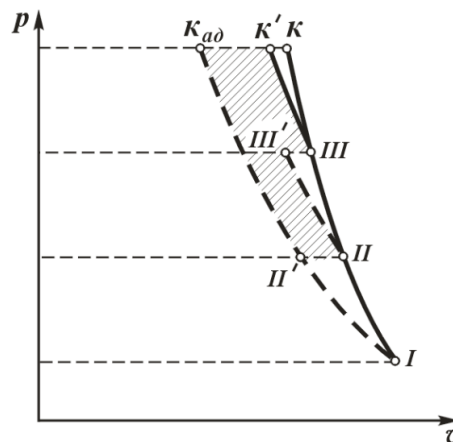


Рис. 4.3. Процесс сжатия воздуха в трехступенчатом компрессоре

осевая скорость воздуха. Уменьшение c_a в последних ступенях улучшает также условия работы расположенной за компрессором камеры сгорания. Обычно в авиационных компрессорах скорость воздуха на выходе из последней ступени равна 120-180 м/с.

Уменьшение высоты лопаток от ступени к ступени может достигаться либо увеличением внутреннего диаметра, либо уменьшением наружного диаметра рабочих колес и направляющих аппаратов, либо одновременным изменением обоих диаметров. Возможные

формы проточной части многоступенчатых компрессоров (каскадов) показаны на рис. 4.4. По конструктивным и технологическим соображениям наиболее удобными являются схемы, в которых либо наружный, либо внутренний диаметр у всех ступеней остается одинаковым. В схеме *a* (с постоянным наружным диаметром) средний радиус постепенно возрастает от ступени к ступени. Это позволяет получить благодаря бóльшим окружным скоростям (и, следовательно, более высоким значениям L_u) более высокую адиабатную работу сжатия в каждой из средних и последних ступеней, чем для схемы *б* (при одинаковых параметрах первой ступени), и за счет этого уменьшить потребное число ступеней. Вместе с тем при одних и тех же значениях G_v и π_k^* и при одинаковой скорости на входе в схеме *a* высота лопаток в последних ступенях получается меньшей, чем в схеме *б*, что неблагоприятно сказывается на КПД последних ступеней. Таким образом, каждая из этих схем имеет свои достоинства и недостатки.

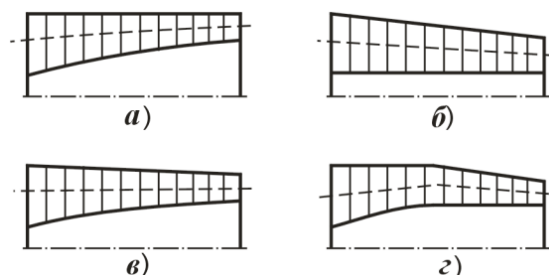


Рис. 4.4. Возможные формы проточной части многоступенчатого компрессора

В компрессорах авиационных ГТД часто применяются компромиссные схемы, в которых уменьшение высоты лопаток достигается одновременным уменьшением наружного диаметра и увеличением внутреннего диаметра ступеней. При этом средний диаметр ступеней либо остается примерно постоянным (схема *в*) или чаще в первых ступенях используется увеличение $D_{вт}$, а в последних – уменьшение D_k (схема *г*).

4.3. Распределение работы сжатия воздуха между ступенями компрессора

В многоступенчатом осевом компрессоре работа, подводимая к воздуху, и соответственно работа сжатия воздуха распределяется между его ступенями неравномерно (рис. 4.5). В первых и в последних ступенях эта работа заметно снижена по сравнению с работой, приходящейся на каждую из средних ступеней. Такой характер распределения работы закладывается при проектировании компрессора из следующих соображений.

а). Первая ступень имеет самое малое значение \bar{d} . Привтулочные сечения имеют низкую окружную скорость и, следовательно, для получения высоких значений L_u должны иметь большие значения Δw_u (так как $L_u = u\Delta w_u$), т.е. большие углы поворота в решетке РК. Это может привести к срыву потока.

б). На нерасчетных режимах углы атаки на рабочих лопатках первой ступени могут сильно возрасти.

в). Первые ступени наиболее подвержены влиянию возмущений входящего в компрессор потока. Поэтому в первых ступенях надо иметь повышенные запасы по углам атаки, чтобы избежать срыва потока с лопаток РК.

По этим причинам первые одна - две ступени нагружены слабее остальных. В последующих ступенях, имеющих уже более высокие значения \bar{d} , нагрузка соответственно увеличивается.

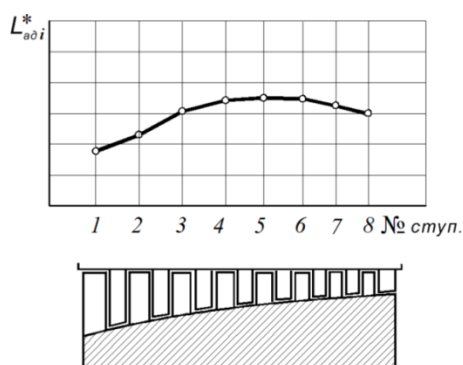


Рис.4.5. Распределение работы сжатия воздуха между ступенями осевого компрессора

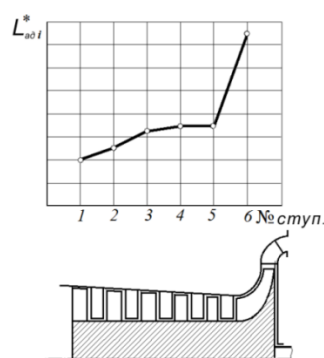


Рис. 4.6. Распределение работы сжатия воздуха между ступенями осецентрибежного компрессора

г). В последних ступенях L_u и соответственно $L_{ад ст}^*$ приходится снижать из-за снижения осевой скорости воздуха. Кроме того, эти ступени из-за малой высоты лопаток (и поэтому более сильного влияния концевых потерь) обычно имеют пониженные значения КПД. Поэтому для повышения КПД всего компрессора целесообразно бóльшую часть работы сжатия переложить на ступени, имеющие более длинные лопатки, т.е. на средние ступени.

В осецентрибежном компрессоре (рис. 4.6) последняя (центробежная) ступень вследствие более высокого значения окружной скорости и бóльшего коэффициента нагрузки $\mu_{ст}$ имеет в несколько раз более высокое значение эффективной и адиабатной работы, чем стоящие впереди нее осевые ступени.

Глава 5. Характеристики компрессоров и их регулирование

5.1. Общие представления о характеристиках компрессоров и методах их определения

Определение геометрии проточной части и необходимого числа ступеней, а также формы и углов установки лопаток производится для **расчетного** режи-

ма работы компрессора, на котором при заданных расчетных значениях π_k^* и G_B должен быть максимальный η_k^* . Режим работы определяется скоростью и высотой полета и частотой вращения компрессора.

Обычно расчетный режим соответствует работе компрессора с максимальной частотой вращения при температуре и давлении на входе в него, равных их значениям на уровне моря в стандартных условиях ($T_B^* = 288 \text{ К}$, $p_B^* = 760 \text{ мм рт. ст.}$).

В условиях эксплуатации высота, скорость полета и частота вращения изменяются. Это становится причиной значительного изменения π_k^* , η_k^* и G_B . В некоторых случаях компрессор работает неустойчиво. Поэтому возникает необходимость в определении указанных параметров и в проверке устойчивости работы компрессора на нерасчетных режимах.

Для выбора рациональных условий работы компрессора в системе двигателя, для определения влияния различных условий эксплуатации на основные параметры и устойчивость работы компрессора необходимо располагать данными о всей совокупности нерасчетных режимов работы компрессора (или его каскадов), которые могут встретиться при эксплуатации двигателя.

Зависимости основных показателей работы компрессора – степени повышения давления π_k^* и КПД η_k^* – от частоты вращения n , расхода воздуха G_B и условий на входе называются характеристикой компрессора.

Наиболее надежным способом определения характеристик компрессора является экспериментальный при испытании компрессоров на специальных стендах (рис. 5.1).

Компрессор приводится во вращение электродвигателем через мультипликатор. Воздух поступает в компрессор через коллектор, который имеет специально спрофилированный плавный вход для создания равномерного поля скоростей перед компрессором и используется одновременно для определения расхода воздуха путем измерения разности $\Delta p_{вх}$ между полным и статическим давлением в коллекторе. Из компрессора воздух поступает в ресивер, который собирает воздух, выходящий из компрессора, и направляет его в трубу, в которой находится дроссель, имитирующий сопротивление газового тракта двигателя. Изменением мощности электродвигателя и положения дросселя можно устанавливать на испытуемом компрессоре режимы с различными значениями частоты вращения n и расхода воздуха G_B . Стенд оснащается измерительной аппаратурой, позволяющей в процессе испытаний определять помимо расхода воздуха и частоты вращения значения полного давления и температуры воздуха на входе и выходе – p_B^* , T_B^* , p_K^* , T_K^* . По этим величинам могут быть определены значения степени повышения давления π_k^* и КПД η_k^* .

По данным испытаний компрессора на подобном стенде может быть построена его характеристика в виде зависимости степени повышения давления

π_k^* и КПД η_k^* от расхода воздуха G_B при нескольких значениях частоты вращения n (и при имевших место в процессе испытаний значениях p_B^* и T_B^*), как показано на рис. 5.2.

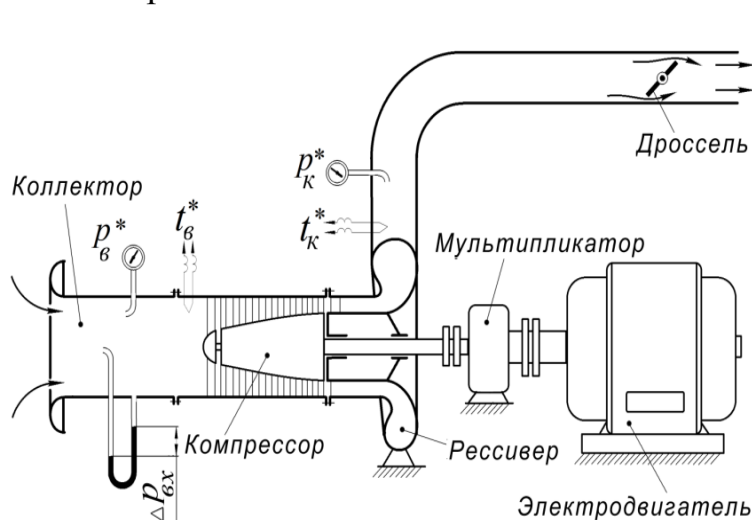


Рис. 5.1. Схема стенда для экспериментального определения характеристик компрессора

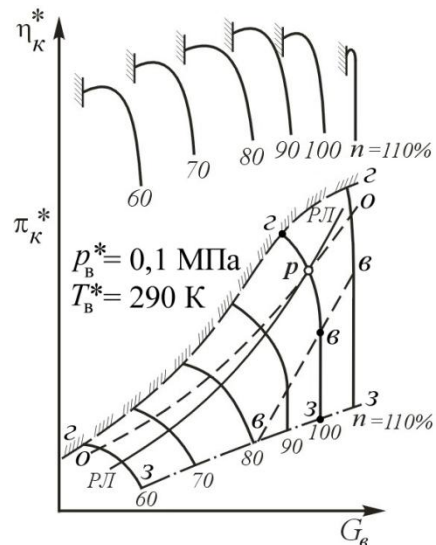


Рис. 5.2. Характеристика компрессора

Рассмотрим характер изменения π_k^* по G_B в зависимости от положения дросселя на выходе из компрессора сначала при расчетной частоте вращения $n = 100\%$ (рис. 5.2). Пусть при этой частоте вращения и при некотором среднем положении дросселя (рис. 5.1) режим работы компрессора соответствует расчетному и изображается точкой p . При прикрытии дросселя, как показывает эксперимент, p_k^* и, следовательно, π_k^* обычно растут, а G_B падает, пока режим компрессора не переместится в соответствующий точке z , после чего работа компрессора становится неустойчивой (см. ниже). Точка z является **границей устойчивой работы компрессора** при данной частоте вращения.

Если открывать дроссель (по сравнению с его положением, соответствующим точке p), то p_k^* и, следовательно, π_k^* будут падать, а G_B увеличиваться. Но увеличение расхода воздуха будет происходить только до определенного предела, пока из-за роста осевой составляющей скорости воздуха (при возрастании G_B) и, соответственно, w_1 в горловинах межлопаточных каналов рабочего колеса первой ступени компрессора скорость потока не достигает скорости звука, после чего дальнейшее увеличение G_B становится невозможным. Этому явлению, получившему название **"запирания" компрессора по входу**, соответствует на рис. 5.2 точка $в$, ниже которой на характеристике появляется вертикальный участок. Но если и дальше продолжать открывать дроссель, то снижение p_k^* и, соответственно, π_k^* на этом вертикальном участке будет происходить только до некоторого минимального значения, отмеченного на рисунке точкой $з$, после чего дальнейшее открытие дросселя уже не изменяет режима работы

компрессора. В этом случае из-за значительного увеличения скорости воздуха на выходе из компрессора (поскольку $G_B = \text{const}$, а p_k^* и, соответственно, плотность ρ_k падают) происходит "запирание" каналов выходного аппарата последней ступени (скорость в горловинах каналов достигает скорости звука). Режим, характеризуемый параметрами компрессора в точке z , получил название **режима "запирания" по выходу**. Вся кривая, изображающая зависимость π_k^* от G_B при $n = \text{const}$, называется **напорной кривой**.

Рассмотрим, как изменяется КПД компрессора η_k^* при изменении сопротивления на выходе из него (положения дросселя). При $n = 100\%$ максимальное значение η_k^* достигается на расчетном режиме, т.е. в точке p . Как при прикрытии дросселя (до точки z), так и при его открытии η_k^* уменьшается. Наиболее низкое значение η_k^* получается на режиме запирания по выходу.

Если уменьшить частоту вращения, то вследствие снижения окружной скорости уменьшится работа, затраченная на вращение каждой ступени, и работа сжатия воздуха. Поэтому при каждом положении дросселя π_k^* уменьшится, а вместе с ним упадут p_k^* и расход воздуха (через дроссель), т.е. вся напорная кривая сместится вниз и влево. Кривая $\eta_k^* = f(G_B)$ также сместится влево.

Линия $z-z$, соединяющая здесь точки, соответствующие границе устойчивой работы на каждой напорной кривой, – **граница устойчивых режимов работы (ГУР) компрессора**. Линия $z-z$, соединяющая точки, соответствующие режимам запирания компрессора по выходу при различных n , – **граница "запирания" компрессора по выходу**, а линия $v-v$ – **линия "запирания" компрессора по входу**. Линия $o-o$, соединяющая точки, в которых при каждом значении n достигается максимальная величина η_k^* , носит название **линии оптимальных режимов**. Наибольшее значение η_k^* достигается обычно при частоте вращения, меньшей расчетной (на рис. 5.2 при $n = 90\%$).

5.2. Применение теории подобия к построению характеристик компрессоров

Представленная на рис. 5.2 характеристика охватывает все возможные режимы устойчивой работы компрессора в данном диапазоне n и при тех значениях давления и температуры на входе, которые имели место при проведении его испытаний. Но в условиях эксплуатации значения p_B^* и T_B^* могут сильно изменяться в зависимости от атмосферных условий, скорости и высоты полета, уровня потерь во входном устройстве и т.д. Эти изменения будут влиять на характеристику компрессора. Поэтому для того, чтобы результаты экспериментального или расчетного определения характеристики компрессора можно было использовать при различных условиях на входе, эти характеристики изображаются в специально выбранных координатах, которые устанавливаются на основе **теории подобия** физических явлений.

Как известно, течения газа при обтекании геометрически подобных тел оказываются подобными, если при соблюдении подобия граничных условий в этих течениях соблюдается также равенство одноименных **критериев подобия** – чисел Рейнольдса **Re**, Маха **M**, Прандтля **Pr**, Грасгофа **Gr**, Фурье **Fo**, Фруда **Fr**, Струхалия **Sh** и др. Каждый из этих критериев отражает влияние того или иного фактора на сложный процесс течения газа при данных граничных и начальных условиях. В этом случае отношения скоростей, давлений и температур для любых сходственных точек обтекаемых тел в каждый момент времени являются одинаковыми. Режимы работы двигателя или его элементов, при которых течения воздуха или газа в них подобны, называются **подобными**.

Степень повышения давления $\pi_k^* = p_k^*/p_v^*$ представляет собой отношение полных давлений потока воздуха в определенных точках и, следовательно, на подобных режимах остается неизменной. Также неизменным остается и КПД компрессора $\eta_k^* = \frac{e_k^* - 1}{\tau_k^* - 1}$, где $e_k^* = \frac{T_{к.ад}^*}{T_v^*} = \pi_k^{*\frac{k-1}{k}}$ и $\tau_k^* = T_k^*/T_v^*$.

Критерии **Sh** и **Fo**, учитывающие нестационарность процесса, не имеют отношения к характеристикам компрессора. Критерий **Fr** учитывает влияние силы тяжести на течение газа, но это влияние пренебрежимо мало. Критерии **Pr**, **Vi** и др., имеющие отношение к процессам теплообмена, не играют роли. Таким образом, остаются следующие газодинамические критерии подобия, изменение которых способно оказывать влияние на течение воздуха в компрессоре:

- число Маха – **M**;
- число Рейнольдса – $Re = cv\rho/\mu$, где *c* – скорость потока, *v* – размер хорды рабочего колеса первой ступени на среднем радиусе, ρ – плотность воздуха, μ – динамическая вязкость воздуха;
- показатель адиабаты – $k = c_p/c_v$.

На большинстве эксплуатационных режимов числа **Re**, с которыми обтекаются лопаточные венцы компрессора, велики ($Re \approx 3 \cdot 10^5$ и выше) и находятся в области автомодельности, т.е. не влияют на параметры компрессора. А показатель адиабаты для воздуха при изменении его температуры изменяется не так сильно, чтобы существенно влиять на течение в компрессоре.

Таким образом, для построения характеристики компрессора или его модели (с подобной геометрией его проточной части), пригодной для использования в широком диапазоне изменения условий на входе в него, нужно, чтобы в каждой точке такой характеристики обеспечивалась неизменность чисел Маха на входе в лопаточные венцы, а также выполнялось кинематическое подобие (неизменность углов атаки).

Можно показать, что задание угла атаки *i* и числа M_{wi} на любом радиусе на входе в РК **первой** ступени компрессора обеспечивает однозначное определение чисел Маха и углов атаки на входе в лопаточные венцы всех РК и НА компрессора. Значит, **различные режимы течения воздуха в данном компрес-**

соре (или в компрессоре и в его геометрически подобной модели) подобны, если в его первой ступени

$$i_1 = \text{const} \text{ и } M_{w1} = \text{const} \text{ или } i_1 = \text{idem} \text{ и } M_{w1} = \text{idem}.$$

Учитывая, что $i = \beta_{1л} - \beta_1$, условия подобия режимов работы компрессора можно представить как

$$\beta_1 = \text{const} \text{ и } M_{w1} = \text{const}. \quad (5.1)$$

Непосредственное измерение при испытаниях компрессора значений β_1 и M_{w1} сложно. Поэтому на практике используются другие параметры, доступные для контроля в эксперименте и при эксплуатации.

На подобных режимах направление абсолютной скорости на входе в РК 1-й ступени должно быть постоянным ($\alpha_1 = \text{const}$). С учетом этого условия (5.1) можно заменить на

$$M_a = \frac{c_{1a}}{\sqrt{kRT_1}} = \text{const}; \quad M_u = \frac{u_1}{\sqrt{kRT_1}} = \text{const} \quad (5.2)$$

Докажем это.

Из треугольника скоростей на входе в РК (рис. 5.3) следует, что

$$\text{tg } \beta_1 = \frac{c_{1a}}{u_1 - c_{1a} \text{ctg } \alpha_1}, \quad \text{а } w_1 = \sqrt{c_{1a}^2 + (u_1 - c_{1a} \text{ctg } \alpha_1)^2}.$$

После деления всех входящих в эти формулы скоростей на скорость звука получим

$$\text{tg } \beta_1 = \frac{M_a}{M_u - M_a \text{ctg } \alpha_1}; \quad M_{w1} = \sqrt{M_a^2 + (M_u - M_a \text{ctg } \alpha_1)^2}.$$

Таким образом, при $\alpha_1 = \text{const}$ условия (5.1) и (5.2) эквивалентны.

Параметры M_a и M_u , неизменность которых обеспечивает подобие течений воздуха в геометрически подобных компрессорах, называются **параметрами подобия или критериальными параметрами**. Соответственно, π_k^* и η_k^* зависят не непосредственно от частоты вращения и расхода воздуха, а от параметров подобия M_u и M_a . Иными словами, в каких бы условиях ни испытывался или работал компрессор (например, в полёте на различных скоростях и высотах), при неизменности чисел M_u и M_a всегда будут получаться одни и те же значения π_k^* и η_k^* .

Вместо M_u и M_a можно использовать какие-либо аналогичные параметры, однозначно связанные с ними, например, приведенные скорости $\lambda_u = \frac{u}{c_{кр}}$ и

$$\lambda_a = \frac{c_{1a}}{c_{кр}}, \quad \text{где } c_{кр} = \sqrt{2 \frac{k}{k+1} RT_1^*} \text{ — критическая скорость.}$$

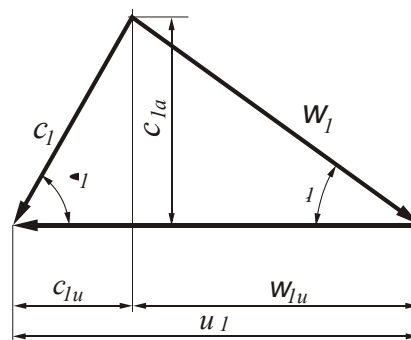


Рис. 5.3. Треугольник скоростей на входе в РК

Так как осевая скорость на входе в первую ступень у всех современных компрессоров меньше скорости звука ($M_a < 1$), вместо критериального параметра λ_a можно использовать однозначно связанную с ним газодинамическую функцию $q(M_a)$ или $q(M_{в})$, где индекс "в" относится к входу в компрессор.

Если рассматривать не геометрически подобные компрессоры, а один и тот же компрессор, работающий в различных условиях полета, то окружная скорость лопаток его РК пропорциональна частоте вращения n . Тогда вместо λ_u можно использовать параметр $\frac{n}{\sqrt{T_B^*}}$ (где температура T_B^* на входе в компрессор равна температуре T_1^* на входе в его первую ступень).

А вместо $q(M_{в})$ можно использовать параметр $\frac{G_B \sqrt{T_B^*}}{p_B^*} = m_B F_B q(M_{в})$.

Но эти параметры имеют неудобные для практического применения размерности. Поэтому вместо них используются пропорциональные им величины

$$n_{пр} = n \sqrt{\frac{288}{T_B^*}} \quad \text{и} \quad G_{в.пр} = G_B \frac{101300}{p_B^*} \sqrt{\frac{T_B^*}{288}}, \quad (5.3)$$

где 288 К и 101300 Па – **стандартные** значения температуры и давления воздуха. Параметры (5.3), имеющие размерности соответственно частоты вращения и расхода воздуха, называются **приведенной частотой вращения** и **приведенным расходом воздуха**. Их можно рассматривать как такие значения n и G_B , которые нужно установить при испытании компрессора на стенде при стандартных значениях p_B^* и T_B^* (101300 Па и 288 К) для того, чтобы получить режим его работы, подобный данному режиму работы в конкретных условиях полёта.

В соответствии с этим **характеристикой компрессора называется зависимость степени повышения давления π_k^* и КПД компрессора η_k^* от приведенной частоты вращения $n_{пр}$ (или $\bar{n}_{пр}$) и приведенного расхода воздуха $G_{в.пр}$ или $q \lambda_g$.**

На рис. 5.4 приведен примерный вид характеристики компрессора, изображенной с использованием параметров подобия $n_{пр}$ и $G_{в.пр}$. Как видно, она ничем (кроме аргументов $\bar{n}_{пр}$ и $G_{в.пр}$) не отличается от характеристики, изображенной на рис. 5.2.

5.3. Характеристики ступени компрессора

Характеристики одноступенчатого компрессора обычно изображаются в тех же координатах и имеют в общем такой же вид, как и рассмотренные выше характеристики многоступенчатых компрессоров. Но для анализа условий работы ступени в многоступенчатом компрессоре характеристики ступени часто

изображают в виде зависимости коэффициента адиабатного напора $\bar{H}^* = \frac{H^*}{u_k^2}$ и

КПД ступени $\eta_{ст}^*$ от коэффициента расхода $\bar{c}_a = \frac{c_{1a}}{u_k}$ при постоянных значениях

$u_{к пр} = u_k \sqrt{\frac{288}{T_1^*}}$, как показано на рис. 5.5.

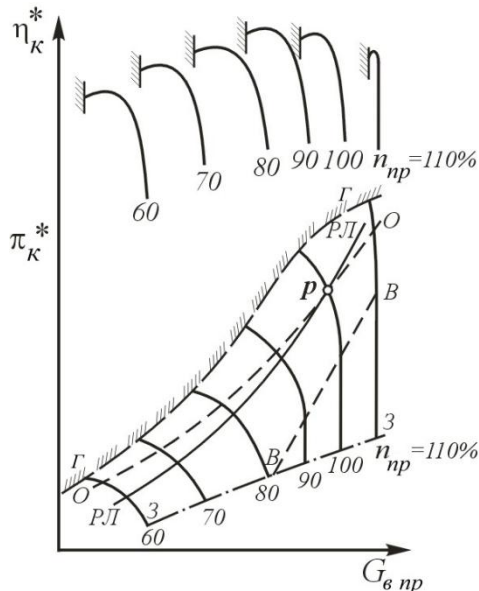


Рис. 5.4. Характеристика компрессора в параметрах $G_{в,пр}$ и $n_{пр}$

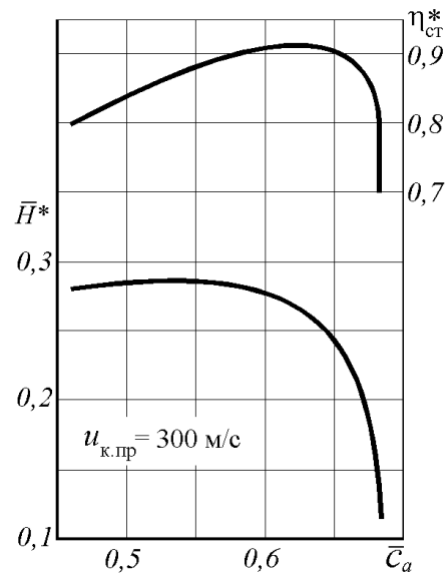


Рис. 5.5. Характеристика ступени компрессора в безразмерных (критериальных) параметрах

Параметр \bar{c}_a является критериальным, так как согласно треугольнику скоростей (рис. 5.3):

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_{1a}}{u - c_{1a} \operatorname{ctg} \alpha_1} = \frac{\bar{c}_a}{1 - \bar{c}_a \operatorname{ctg} \alpha_1} \quad (5.4)$$

Следовательно, при $\bar{c}_a = \operatorname{const}$ и $\alpha_1 = \operatorname{const}$ угол β_1 будет оставаться постоянным, а если при этом $u_{к пр}$ также постоянна, то и $M_{wl} = \operatorname{const}$, т.е. режим работы ступени будет подобным. При этом будут неизменными не только $\pi_{ст}^*$ и $\eta_{ст}^*$, но и значение коэффициента адиабатного напора \bar{H}^* . На рис. 5.5 характеристика ступени изображена **в критериальных** параметрах и не зависит (при данном $u_{к пр}$) от условий на входе в неё.

Для анализа и объяснения протекания характеристик ступени рассмотрим зависимость $L_{ад ст}^*$ от c_{1a} при неизменном значении u_k . При этом для простоты будем полагать вход воздуха в ступень осевым и $c_{1a} = c_{2a} = c_a$.

На рис. 5.6 изображены треугольники скоростей для рабочего колеса такой ступени на некотором его радиусе при трех различных значениях осевой

скорости. Здесь при $c_a = c_{a0}$ угол атаки i на лопатках РК равен нулю. Как видно из этого рисунка, изменение осевой скорости непосредственно сказывается на величине угла атаки i и на величине закрутки воздуха в колесе Δw_u .

Увеличение c_a приводит к увеличению β_1 , т.е. к уменьшению угла атаки. Направление вектора скорости w_2 за колесом при этом изменяется мало, т.е. $\beta_2 \approx \text{const}$. В результате при увеличении c_a закрутка воздуха в колесе Δw_u уменьшается. **Уменьшение** осевой скорости, наоборот, ведет к увеличению как i , так и Δw_u . Из треугольника скоростей ступени видно, что при осевом входе $\Delta w_u = u - c_a \text{ctg} \beta_2$ и, следовательно (т.к. $L_u = u \Delta w_u$),

$$L_u = u (u - c_a \text{ctg} \beta_2).$$

Таким образом, поскольку $\beta_2 \approx \text{const}$, работа, затрачиваемая на вращение каждого элемента РК и ступени в целом, будет линейно уменьшаться с ростом c_a (рис. 5.7). Аналогичный результат получается и при $\alpha_1 \neq 90^\circ$.

Согласно уравнению Бернулли для ступени

$$L_{\text{ст}} = L_{\text{ад ст}} + \frac{c_3^2 - c_1^2}{2} + L_r + \Delta L_r.$$

Пренебрегая здесь величиной ΔL_r по сравнению с L_r и учитывая, что $L_{\text{ад ст}} + \frac{c_3^2 - c_1^2}{2} \approx L_{\text{ад ст}}^*$, будем иметь

$$L_{\text{ад ст}}^* \approx L_{\text{ст}} - L_r. \quad (5.5)$$

Следовательно, кривая $L_{\text{ад ст}}^* = f(c_a)$ пройдет на характеристике ступени (рис. 5.7) ниже линии $L_{\text{ст}} = f(c_a)$ на величину потерь L_r . Потери в решетках РК и НА минимальны при $i \approx 0$, т.е. при $c_a \approx c_{a0}$ (рис. 5.6). При изменении c_a , а значит и угла атаки i потери L_r возрастают (см. штриховую линию на рис. 5.7).

Значение $c_{a \text{ min}}$ соответствует достижению критического угла атаки, превышение которого приводит к срывному режиму течения в ступени.

Если ординаты кривой L_r на рис. 5.7 вычесть из ординат линии $L_{\text{ст}} = f(c_a)$, то согласно (5.5) получится кривая $L_{\text{ад ст}}^* = f(c_a)$, а частное от деления $L_{\text{ад ст}}^*$ на $L_{\text{ст}}$ даст значения $\eta_{\text{ст}}^*$.

Максимум КПД ступени достигается при значении $c_{a \text{ opt}}$, меньшем, чем c_{a0} , а максимум напора (максимум $L_{\text{ад ст}}^*$) располагается еще левее. Рабочий диапазон значений c_a ограничен слева значением $c_{a \text{ min}}$, а справа – значением $c_{a \text{ max}}$, при котором из-за падения $L_{\text{ст}}$ и одновременного возрастания L_r адиабатический напор, а вместе с ним и КПД ступени обращаются в нуль.

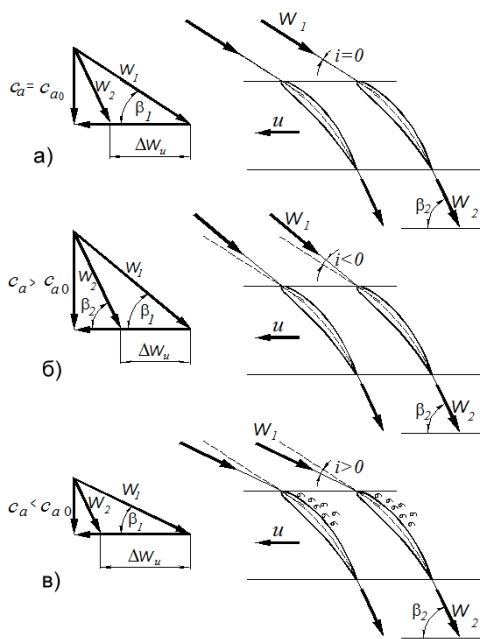


Рис. 5.6. Схема обтекания лопаток РК ступени с осевым входом воздуха при $u = \text{const}$ и различных значениях c_a

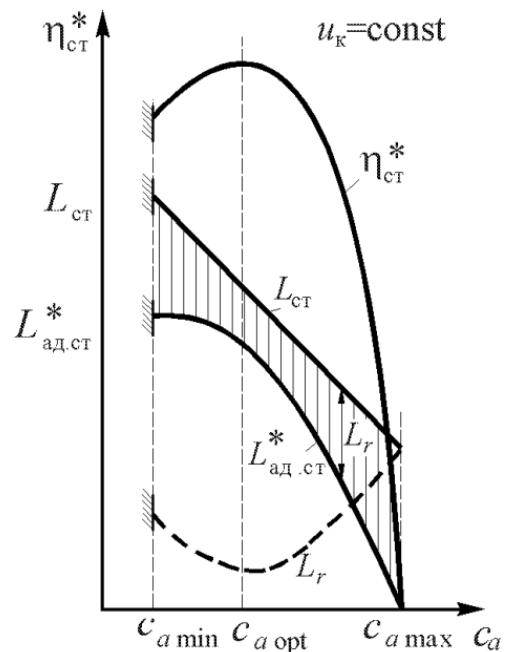


Рис. 5.7. Характеристика осевой ступени при малой окружной скорости

5.4. Срывные режимы работы ступени

Как уже указывалось, при $c_a < c_{a \text{ min}}$ из-за превышения критических углов атаки в лопаточных венцах ступени возникает срыв потока, следствием которого могут явиться нарушения нормальной работы компрессора в эксплуатации.

Экспериментальные исследования этих режимов сводятся к следующему.

1). Вследствие производственных отклонений в геометрии отдельных лопаток и всегда имеющих асимметрии потока и крупномасштабной турбулентности срыв потока возникает не на **всех лопатках** одновременно. Напор, создаваемый попавшими в срыв лопатками, оказывается меньшим, чем напор, создаваемый соседними лопатками, работающими еще без срыва. Из-за этого различия возникает тенденция к возвратному течению воздуха через области срыва навстречу основному потоку. В результате осевая скорость в этих областях резко уменьшается, углы атаки самопроизвольно возрастают до значений, намного превышающих критические, и обычно развивается обратное течение типа показанного на рис. 5.8.

В то же время из-за вызванного этим уменьшения реального проходного сечения ступени осевая скорость воздуха около той части лопаток, которая работает без срыва, может даже возрасти, что соответствует снижению местных углов атаки. Таким образом, первоначальные отличия в условиях обтекания различных лопаток ступени усиливаются и возникает четкое и устойчивое разделение потока на зоны срыва и области нормального обтекания с углами атаки меньше критических.

2). Возникшие срывные зоны не остаются связанными с одними и теми же лопатками колеса или аппарата, а равномерно перемещаются в окружном направлении. Это явление получило название **вращающегося срыва**.

Причиной перемещения (вращения) срывных зон является растекание воздушного потока по обе стороны занятых срывом межлопаточных каналов (рис. 5.9). Как видно, направление вектора скорости набегающего на лопатки потока по обе стороны от зоны срыва изменяется таким образом, что на лопатках, расположенных справа от зоны срыва, углы атаки увеличиваются, что приводит к распространению срыва на эти лопатки. С противоположной стороны, наоборот, углы атаки уменьшаются и срыв прекращается. Таким образом, зона срыва будет перемещаться в правую сторону.

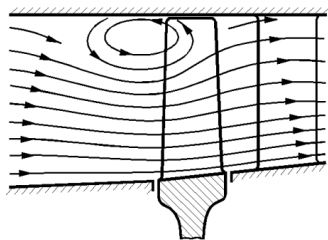


Рис. 5.8. Течение воздуха в ступени с малым d при $c_a < c_{a \min}$

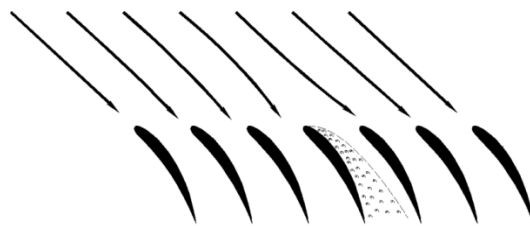


Рис. 5.9. Схема течения воздуха в компрессорной решетке при возникновении срыва

Срывная зона в осевой ступени охватывает обычно одновременно и колесо, и частично НА. Она вращается относительно стенок корпуса в сторону вращения колеса, но с угловой скоростью Ω , меньшей его угловой скорости ω .

Число срывных зон может быть различным в зависимости от типа ступени и режима ее работы. Если число зон превышает единицу, то устойчивым их положением является обычно такое, при котором они размещены равномерно по окружности и вращаются с одинаковой скоростью.

3). В ступенях с большими значениями относительного диаметра втулки ($\bar{d} \approx 0.7$ и более), имеющих относительно короткие лопатки, срыв возникает почти одновременно по всей высоте лопатки и быстро (за 0,01 ... 0,02 с) распространяется на значительную часть окружности лопаточного венца. Возникает обычно одна мощная срывная зона, занимающая от одной трети до половины окружности колеса (рис. 5.10а) и вращающаяся со скоростью, меньшей половины скорости вращения ротора ($\omega = \Omega/\omega = 0,1 \dots 0,4$).

В зоне срыва обычно наблюдаются обратные токи воздуха. В результате сильного дросселирующего действия мощной зоны срыва и больших потерь в ней расход воздуха через ступень и создаваемый ею напор резко падают. Режим работы ступени скачком переходит в точку *Б* (рис. 5.10б). Характеристика ступени оказывается разрывной. Таким образом, при дросселировании ступени с относительно короткими лопатками в результате возникновения в ней вращающегося срыва наблюдается самопроизвольный переход режима её работы на так называемую срывную ветвь характеристики с более низким уровнем на-

пора, расхода и КПД. На рис. 5.10б она помечена множеством мелких точек, так как здесь наблюдается высокий уровень нестационарности потока.

Если после перехода режима работы ступени в точку B продолжать уменьшать расход воздуха через нее, то зона срыва увеличивается в размерах, занимая все большую часть окружности колеса. При увеличении расхода воздуха размеры срывной зоны, наоборот, уменьшаются, но вследствие устойчивости срывной формы течения она сохраняется до значений коэффициента расхода \bar{c}_a , превышающих значение \bar{c}_a в точке B . Только после существенного увеличения \bar{c}_a (на рис. 5.10б – до режима Γ) срывные зоны распадаются, и ступень переходит на режим, соответствующий точке D , где наблюдается нормальная (бессрывная) форма течения. Таким образом, у ступеней с короткими лопатками наблюдается четко выраженный *гистерезис* характеристики.

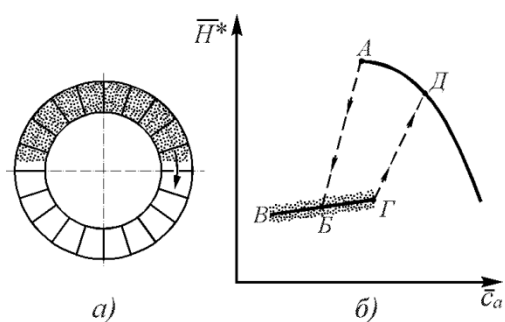


Рис. 5.10. Типичный вид срывной зоны (а) и характеристики (б) для ступени с большой втулкой

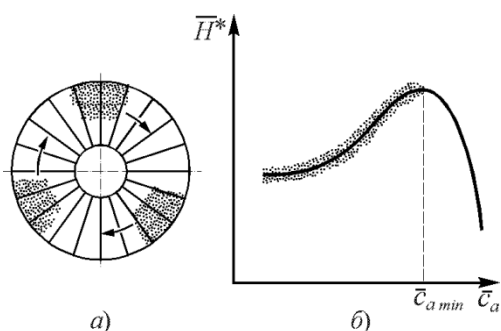


Рис. 5.11. Типичный вид срывной зоны (а) и характеристики (б) для ступени с малой втулкой

4). В ступенях с малыми d ($0,3 \dots 0,5$), т.е. с относительно длинными лопатками, условия обтекания элементов, расположенных на разных радиусах, существенно различны. Поэтому здесь срыв обычно не захватывает сразу всю лопатку, а занимает сначала небольшую её часть. В большинстве случаев критические углы атаки достигаются, прежде всего, в периферийных сечениях лопаток, где и располагаются первоначально возникшие зоны срыва. При этом обычно возникает не одна, а несколько (до шести, а иногда и более) равномерно размещенных по окружности зон срыва (рис. 5.11а), которые вращаются со скоростью, равной 50–70% скорости вращения колеса.

Из-за относительно малых размеров первоначально возникших срывных зон характеристика ступени с длинными лопатками может не иметь разрыва при $\bar{c}_a = \bar{c}_{\min}$ (рис. 5.11б). Наличие срыва проявляется здесь лишь в снижении напора и более резком снижении КПД ступени при $\bar{c}_a < \bar{c}_{\min}$. При этом по мере снижения \bar{c}_a размеры каждой срывной зоны постепенно увеличиваются как в окружном, так и в радиальном направлениях.

5.5. Характеристики нерегулируемых многоступенчатых компрессоров

Совместная работа ступеней в многоступенчатом компрессоре.

Особенности характеристики МОК во многом определяются особенностями совместной работы его ступеней.

Условиями совместной работы ступеней в многоступенчатом компрессоре на установившихся режимах **являются равенство расходов воздуха и равенство частот вращения РК** у всех его ступеней. При этом коэффициенты расхода в различных ступенях могут изменяться при изменении режима работы компрессора. Для достижения максимального значения КПД компрессора необходимо, чтобы каждая его ступень также работала с максимальным КПД, т.е. при $\bar{c}_a = \bar{c}_{a \text{ опт}}$. Но это возможно в нерегулируемом компрессоре только на одном расчетном режиме работы компрессора. Рассмотрим характер изменения коэффициентов расхода в различных ступенях нерегулируемого компрессора на других режимах.

Площадь проточной части многоступенчатого компрессора уменьшается вдоль тракта от ступени к ступени в соответствии с ростом плотности воздуха. Если индексом "i" отметить параметры потока, диаметр и площадь проходного сечения проточной части на входе в i-ю ступень компрессора, а индексом "I" – на входе в первую ступень, то равенство расходов воздуха через эти ступени можно записать как

$$G_B = c_{1aI} \rho_I F_I = c_{1ai} \rho_i F_i,$$

а равенство частот вращения как

$$u_{ki} = u_{kI} \frac{D_{ki}}{D_{kI}}.$$

Тогда для коэффициентов расхода $\bar{c}_a = c_{1a} / u_k$ различных ступеней будем

иметь $\bar{c}_{ai} = \bar{c}_{aI} \frac{\rho_I}{\rho_i} B_i$, где $B_i = \frac{F_I D_{kI}}{F_i D_{ki}}$ – постоянная для каждой ступени величина.

Но $\frac{\rho_i}{\rho_I} = \left(\frac{p_i}{p_I} \right)^{1/n}$, где n – показатель политропы процесса сжатия воздуха в компрессоре. Тогда окончательно

$$\frac{\bar{c}_{ai}}{\bar{c}_{aI}} = B_i \left(\frac{p_I}{p_i} \right)^{1/n}. \quad (5.6)$$

С помощью формулы (5.6) проследим особенности условий работы отдельных ступеней нерегулируемого многоступенчатого компрессора на нерасчетных режимах.

1). Пусть характеристики первой, средней и последней ступеней компрессора соответствуют изображенным на рис. 5.12, а точки p соответствуют условиям работы всех ступеней на расчетном режиме компрессора, когда все ступени работают на режимах максимума КПД. Участок характеристики, расположенный левее точки p – это левая ветвь её характеристики, а правее точки p – правая ветвь.

Если уменьшить частоту вращения, то степень повышения давления в каждой ступени также уменьшится. В результате увеличение давления (и плотности) воздуха и соответственно снижение осевой скорости по тракту компрес-

сора станет менее сильным, чем на расчетном режиме. Тогда, согласно (5.6),

получим
$$\frac{\bar{c}_{ai}}{\bar{c}_{a1}} > \left(\frac{\bar{c}_{ai}}{\bar{c}_{a1}} \right)_p$$

Если подбором значения расхода воздуха (с помощью дросселя, рис. 5.1) при данном $\bar{n}_{пр} < 1$ сохранить значение \bar{c}_a в первой ступени близким к оптимальному, то во всех последующих ступенях значения \bar{c}_a окажутся больше оптимальных, причем отклонение \bar{c}_{ai} от оптимального значения окажется тем больше, чем дальше расположена данная ступень от входа в компрессор.

Ступени окажутся *рассогласованными*, причем режимы их работы будут соответствовать на рис. 5.12 точкам 1. Этот режим не обеспечит максимально возможного значения КПД компрессора в целом при данном $\bar{n}_{пр} < 1$. Действительно, если несколько уменьшить значение \bar{c}_a в первой ступени, то КПД ее изменится незначительно, поскольку на исходном режиме его значение было максимальным. Но КПД всех последующих ступеней (и вместе с ними КПД компрессора в целом) увеличатся из-за приближения режимов их работы к оптимальным.

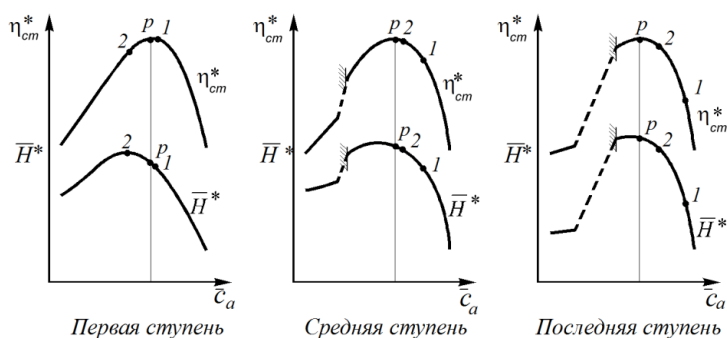


Рис. 5.12. Совместная работа ступеней компрессора при $\bar{n}_{пр} < 1$

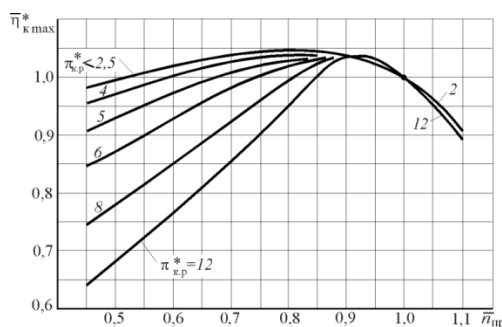


Рис. 5.13. Изменение КПД по $\bar{n}_{пр}$ у компрессоров с различными $\pi^*_{к.р}$

Таким образом, оптимальному режиму работы (максимуму КПД) многоступенчатого компрессора при $\bar{n}_{пр} < 1$ будут соответствовать режимы работы его отдельных ступеней, изображенные на рис. 5.12 точками 2, т.е. для первых ступеней – на левых ветвях их характеристик при $\bar{c}_a < \bar{c}_{a\text{опт}}$ (с повышенными углами атаки), а для последних – на правых ветвях при $\bar{c}_a > \bar{c}_{a\text{опт}}$ (с пониженными углами атаки).

Средние ступени при этом будут работать с оптимальными или близкими к ним коэффициентами расхода и углами атаки.

Аналогичными рассуждениями можно показать, что при $\bar{n}_{пр} > 1$ рассогласование ступеней будет носить обратный характер и на оптимальном режиме работы компрессора первые ступени будут работать при $\bar{c}_a > \bar{c}_{a\text{опт}}$ (с понижен-

ными углами атаки), а последние – при $\bar{c}_a < \bar{c}_{a\text{опт}}$ (с повышенными углами атаки).

2). Вследствие такого расхождения режимов работы ступеней среднее значение КПД ступеней в нерегулируемом многоступенчатом компрессоре на оптимальном режиме его работы (т.е. на линии оптимальных режимов – при $\eta_{\text{к max}}^*$) **при снижении** $\bar{n}_{\text{пр}}$ может оказаться заметно ниже, чем максимальные значения КПД каждой ступени. Это снижение будет тем сильнее, чем больше рассогласование ступеней, т.е. чем больше изменяется соотношение $\bar{c}_{ai}/\bar{c}_{a1}$ при изменении $\bar{n}_{\text{пр}}$, что, в свою очередь, зависит от значения p_i/p_1 на исходном режиме, т.е. от расчетной степени повышения давления $\pi_{\text{к.р}}^*$.

На рис. 5.13 приведены кривые относительного изменения максимального КПД на линии оптимальных режимов для нерегулируемых многоступенчатых осевых компрессоров в зависимости от $\bar{n}_{\text{пр}}$ при различных значениях $\pi_{\text{к.р}}^*$. При значениях $n_{\text{пр}}$, близких к 100%, рассогласование ступеней еще невелико и поэтому в области $\bar{n}_{\text{пр}}=0,9\dots 1,1$ изменение максимального значения КПД компрессора определяется влиянием чисел M обтекающей лопатки потока на волновые потери. С уменьшением $\bar{n}_{\text{пр}}$ числа M и волновые потери снижаются и поэтому КПД первых ступеней компрессора (и соответственно КПД всего компрессора) растет.

При снижении $\bar{n}_{\text{пр}}$ до значений, меньших примерно 0,9, влияние рассогласования ступеней на КПД компрессора становится уже более существенным, чем уменьшение волновых потерь. Но при этом:

- при малых значениях $\pi_{\text{к.р}}^*$ степень рассогласования ступеней при уменьшении $\bar{n}_{\text{пр}}$ невелика, поэтому максимальные значения КПД компрессоров с малыми значениями $\pi_{\text{к.р}}^*$ при дальнейшем снижении $\bar{n}_{\text{пр}}$ почти не изменяются;
- если же $\pi_{\text{к.р}}^*$ велико, то рассогласование ступеней при $\bar{n}_{\text{пр}} \ll 1$ значительно, и значения $\eta_{\text{к max}}^*$ (на линии оптимальных режимов) резко снижаются.

3). Важной особенностью совместной работы ступеней в многоступенчатом компрессоре является резко различное изменение режимов работы первых и последних ступеней **при изменении расхода воздуха** (при $\bar{n}_{\text{пр}} = \text{const}$). Покажем это. Пусть на расчетном режиме при $\bar{n}_{\text{пр}} = 1$ все ступени работают с $\bar{c}_a = \bar{c}_{a\text{опт}}$ и их режимы определяются точками p (рис. 5.14). Этому режиму соответствует определенное значение приведенного расхода воздуха через компрессор. Если уменьшить расход воздуха, не изменяя частоты вращения, то режим работы первой ступени переместится в точку 1 , соответствующую коэффициенту расхода, меньшему оптимального. Адиабатный напор и степень повышения давления воздуха в первой ступени возрастут. Но тогда, согласно (5.6), на новом режиме

$\bar{c}_{aII} / \bar{c}_{aI} < \bar{c}_{aII} / \bar{c}_{aI}_p$. Следовательно, для второй ступени точка 1 будет сильнее смещена влево по отношению к оптимальному режиму, чем для первой ступени. Иными словами, коэффициент расхода для второй ступени уменьшится как непосредственно за счет уменьшения расхода воздуха, так и за счет увеличения плотности воздуха за первую ступень. Этот эффект будет накапливаться от ступени к ступени и в последних ступенях окажется весьма заметным. При этом соответственно и углы атаки в последних ступенях будут расти гораздо быстрее, чем в первых.

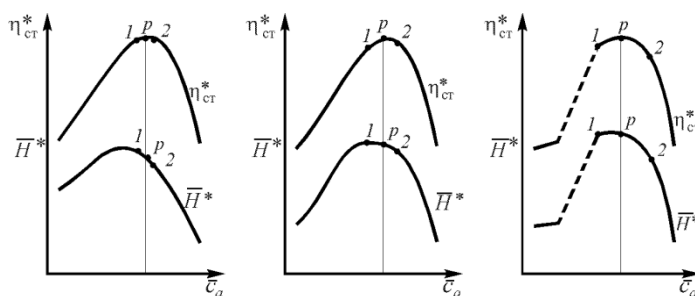


Рис. 5.14. Совместная работа ступеней компрессора при $\bar{n}_{пр} = \text{const} = 1$: p – расчетный режим; 1 – $G_{в.пр} < G_{в.пр,p}$; 2 – $G_{в.пр} > G_{в.пр,p}$

При увеличении расхода по сравнению с расчетным картина будет аналогичной – в каждой последующей ступени за счет уменьшения поджатия воздуха (в предыдущей ступени) коэффициент расхода будет возрастать в большей мере, чем в предыдущей (рис. 5.14, точки 2).

Таким образом, в многоступенчатом компрессоре малому изменению режима работы (коэффициента расхода) первой ступени (при изменении расхода воздуха) соответствует значительно более резкое изменение режима работы последних ступеней. Этот эффект будет проявляться тем в большей мере, чем больше общая степень повышения давления в компрессоре.

Отмеченная особенность имеет место не только при расчетном, но и при любом другом значении $\bar{n}_{пр}$.

Граница устойчивой работы многоступенчатого компрессора. Особенности совместной работы ступеней во многом определяют форму и расположение границы устойчивой работы многоступенчатого компрессора.

Рассмотрим особенности возникновения срыва в нерегулируемом компрессоре при высоких значениях $\bar{n}_{пр}$, близких к расчетным, т.е. при $\bar{n}_{пр} \approx 1$. В этом случае рассогласование ступеней невелико и на оптимальном режиме работы компрессора углы атаки на лопаточных венцах во всех ступенях также близки к расчетным. При уменьшении расхода воздуха наиболее резко будут увеличиваться углы атаки в последних ступенях компрессора и поэтому в рассматриваемом случае критические углы атаки будут достигнуты прежде всего в последних ступенях. Однако вследствие малого рассогласования ступеней углы атаки в остальных ступенях также будут близки к критическим. Возникновение срыва в какой-либо из последних ступеней, имеющих большие значения \bar{d} , как указывалось, сопровождается образованием срывной зоны значительных размеров и резким падением напора. Дросселирующий эффект, оказываемый срывной зоной на поток в соседних лопаточных венцах, и снижение расхода

воздуха, вызванное падением напора (при неизменном сопротивлении сети), в условиях малых запасов по срыву в остальных ступенях приводят к очень быстрому (за несколько сотых долей секунды) распространению срыва на весь компрессор.

Описанная картина наблюдается обычно в диапазоне $\bar{n}_{пр} \approx 0,9$ и более. При значительном снижении $\bar{n}_{пр}$ до $\bar{n}_{пр} < 0,7 \dots 0,8$ рассогласование ступеней становится существенным, причем на оптимальном режиме работы компрессора первые ступени работают с повышенными углами атаки, а последние – с сильно пониженными, как указывалось выше. Поэтому при уменьшении расхода воздуха, несмотря на более быстрое уменьшение коэффициентов расхода в последних ступенях, критические углы атаки обычно достигаются раньше в первой или в одной из первых ступеней, причем это упреждение будет тем более значительным, чем меньше $\bar{n}_{пр}$. Однако в первых ступенях, имеющих относительно длинные лопатки, срывные зоны имеют первоначально небольшие размеры, и поэтому вызванные ими возмущения могут оказаться недостаточными для распространения срыва на последующие ступени, имеющие углы атаки значительно меньше критических. Поэтому в этом случае возникшие срывные зоны первоначально захватывают обычно только одну или несколько первых ступеней, не нарушая устойчивой работы компрессора в целом. Лишь при дальнейшем уменьшении расхода воздуха срывные зоны постепенно увеличиваются в размерах и захватывают все большее число ступеней, пока увеличение углов атаки не приведет к срыву потока уже во всем компрессоре.

При промежуточных между двумя рассмотренными случаями значениях $\bar{n}_{пр}$, когда критические углы атаки также достигаются первоначально в первых ступенях, но запасы по углам атаки в остальных ступенях при этом невелики, срыв потока, возникший в одной из первых ступеней, сразу распространяется на весь компрессор. Поэтому в некотором диапазоне значений приведенной частоты вращения, лежащем ниже расчетного, граница устойчивой работы компрессора может определяться возникновением срыва в первых его ступенях.

Таким образом, на характеристике нерегулируемого компрессора можно отметить три диапазона $\bar{n}_{пр}$, в каждом из которых возникновение и распространение срыва потока имеет свои особенности (рис. 5.15). В диапазоне *I* граница устойчивости определяется срывом потока в последних ступенях. В диапазоне *II* нарушение устойчивости течения в

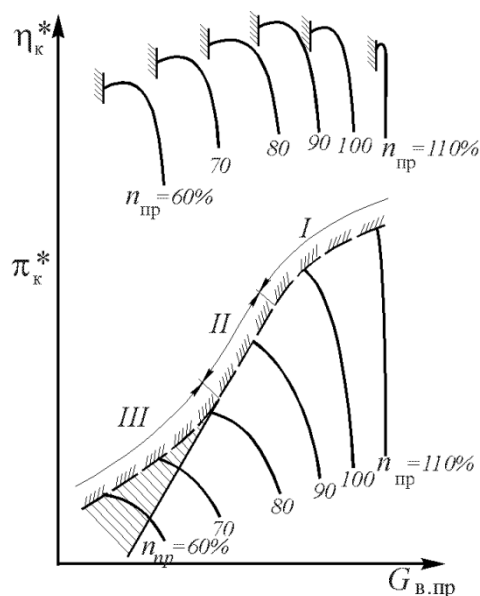


Рис. 5.15. Граница устойчивой работы многоступенчатого компрессора

компрессоре в целом совпадает с возникновением срыва в одной из первых или средних ступеней. Наконец, при пониженных $\bar{n}_{пр}$ (диапазон III) срыв потока возникает сначала в первых ступенях, но имеется такая область режимов (заштрихованная область на рис. 5.15), где при наличии вращающегося срыва в первых ступенях компрессор в целом работает устойчиво.

5.6. Срывные и неустойчивые режимы работы многоступенчатых компрессоров

1). При значениях $\bar{n}_{пр} > 0,8 \dots 0,85$, как указывалось, срыв потока, возникший в каком-либо одном из лопаточных венцов компрессора, быстро распространяется на все ступени и приводит к самопроизвольному скачкообразному падению расхода воздуха и степени повышения давления, как показано на рис. 5.16 (кривая $\bar{n}_{пр1}$).

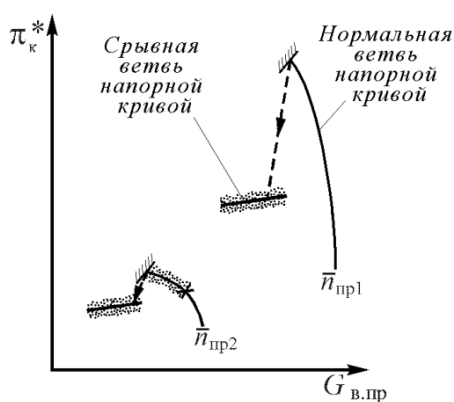


Рис. 5.16. Нормальные и срывные ветви напорных кривых на характеристике компрессора

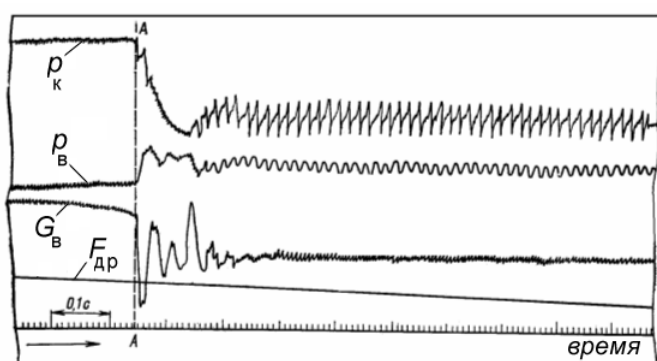


Рис. 5.17. Осциллограмма срыва потока в многоступенчатом компрессоре

На рис. 5.17 показана типичная осциллограмма такого процесса потери устойчивости. Здесь линия, обозначенная символом p_k , представляет собой запись изменения давления воздуха непосредственно за компрессором, линия p_v – давление на входе в первую ступень, а линия $\Delta p_{вх}$ – перепад давлений в мерном входном коллекторе стенда, служащем для измерения расхода воздуха. На осциллограмме линией $F_{др}$ записано также изменение проходной площади дросселя, установленного за компрессором.

Процесс падения p_k протекает очень быстро (он занимает около 0,1 с) и завершается формированием вращающегося срыва, наличие которого проявляется на рис. 5.17 в виде периодических пульсаций p_k и p_v сравнительно высокой частоты (от нескольких десятков до сотен герц). Первоначальный выброс воздуха на вход в компрессор сопровождается кратковременными колебаниями расхода воздуха, которые длятся в данном случае всего около 0,15 с и затем исчезают. Средние значения p_k и p_v , на которые наложены пульсации, вызванные вращающимся срывом, также не испытывают при этом заметных колебаний.

Таким образом, в данном случае после перехода на срывную ветвь характеристики компрессор работает далее устойчиво, но с существенно пониженными значениями степени повышения давления, расхода воздуха и КПД.

В эксплуатации такой процесс потери устойчивости часто характеризуется термином «срыв в компрессоре» или «*помпажный срыв*». В результате падения π_k^* тяга двигателя резко снижается (практически до нуля). При этом, как и для ступеней с короткими лопатками, в характеристике компрессора наблюдается гистерезис, и для вывода компрессора из срывного режима необходимо сделать сопротивление сети значительно меньшим, чем оно было в момент возникновения срыва.

2). В эксплуатации может наблюдаться и другая форма неустойчивой работы компрессора, характеризуемая термином «*помпаж*» и отличающаяся от описанной возникновением сильных низкочастотных колебаний давления и расхода воздуха во всем газоздушном тракте, в котором работает компрессор. На рис. 5.18 приведена осциллограмма помпажа для того же компрессора и с теми же обозначениями. Как видно, в этом случае первоначально наблюдается такое же скачкообразное падение p_k и расхода воздуха, как и на рис. 5.17, так как первопричиной помпажа является возникновение и развитие срыва потока с лопаток компрессора. Но уже через 0,2 с восстанавливаются высокие значения p_k и G_v , близкие к имевшим место до потери устойчивости. Затем весь процесс повторяется, т.е. в компрессоре возникают периодические колебания давления и расхода воздуха, имеющие большую амплитуду и сравнительно малую частоту. Эта частота зависит от объема (массы) воздуха, заключенного в компрессоре и в присоединенных к нему трубопроводах (элементах тракта двигателя). Она составляет несколько герц и слабо зависит от частоты вращения компрессора. Внешне помпаж проявляется как сильный шум и тряска двигателя, сопровождающиеся падением тяги. Как при срыве, так и при помпаже резко растет температура газов в турбине и возникает опасность её перегрева. Вращающийся срыв может стать источником возбуждения опасных вибраций лопаток. Поэтому длительная эксплуатация двигателя на этих режимах недопустима.

5.7. Рабочие режимы и запас устойчивости компрессора в системе ГТД

При определении характеристик компрессора на стенде можно получить почти все возможные устойчивые режимы работы компрессора. Но при работе компрессора в системе ГТД реализуется лишь часть этих режимов, занимающая некоторую область в поле характеристики компрессора – *область рабочих режимов*. Значения π_k^* и $G_{v\text{пр}}$, соответствующие какому-либо конкретному рабочему режиму, изображаются на характеристике компрессора *рабочей точкой*. Важное значение в теории ГТД имеют

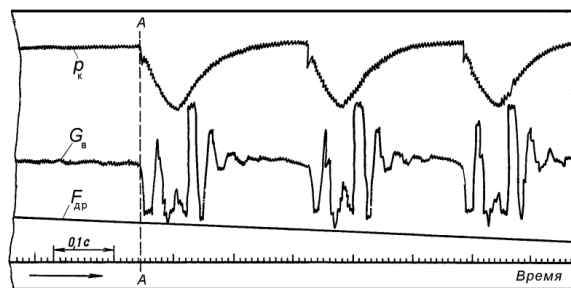


Рис. 5.18. Осциллограмма помпажа в многоступенчатом компрессоре

рабочие точки, соответствующие *установившимся* режимам работы двигателя, т.е. постоянным во времени значениям частоты вращения, подачи топлива и других параметров и факторов, которые могут влиять на работу элементов двигателя.

Для большинства схем авиационных ГТД каждому значению приведенной частоты вращения на установившихся режимах соответствует только одна рабочая точка. Соединив такие рабочие точки, относящиеся к различным значениям $\bar{n}_{пр}$, получим *рабочую линию* (линию рабочих режимов). Таким образом, *рабочая линия представляет собой совокупность всех установившихся режимов работы компрессора в системе конкретного ГТД.*

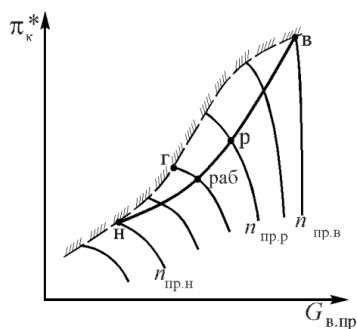


Рис. 5.19. Рабочая линия на характеристике компрессора ТРД

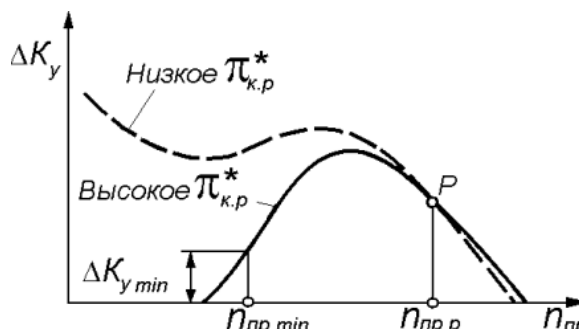


Рис. 5.20. Изменение ΔK_y по $n_{пр}$ в низко- и высоконапорных компрессорах

Форма и расположение рабочей линии в поле характеристики компрессора зависят от расчетных параметров компрессора, типа двигателя и программы его регулирования. На рис. 5.19 показано типичное расположение рабочей линии на характеристике нерегулируемого компрессора с высоким $\pi_{к}^*$, работающего в системе ТРД. Как видно, в этом случае рабочая линия пересекает границу устойчивой работы компрессора в двух точках $н$ и $в$. Первая из них лежит в области значений $\bar{n}_{пр}$, меньших расчетного, и поэтому соответствующее ей нарушение устойчивой работы компрессора называется «нижним срывом». Неустойчивая работа компрессора в системе двигателя, соответствующая точке $в$, называется «верхним срывом». У компрессоров с малыми расчетными значениями $\pi_{к}^*$ нижний срыв обычно отсутствует.

Удаленность рабочей точки от границы устойчивой работы представляет собой *запас устойчивости*, который имеется в данной рабочей точке (при данном значении $\bar{n}_{пр}$). Количественную оценку этого запаса принято производить следующим образом. Если $\pi_{к\text{ раб}}^*$ и $G_{в\text{ пр раб}}$ есть степень повышения давления и приведенный расход воздуха в рабочей точке, а $\pi_{к\text{ г}}^*$ и $G_{в\text{ пр г}}$ — то же на границе устойчивости при том же значении $\bar{n}_{пр}$, то выражение

$$\Delta K_y = \left(\frac{\pi_{кг}^* / G_{в пр г}}{\pi_{к раб}^* / G_{в пр раб}} - 1 \right) \times 100 \% \quad (5.7)$$

называется *запасом устойчивости компрессора*.

При расчетном значении приведенной частоты вращения $n_{пр}$, запас устойчивости компрессора в авиационных ГТД обычно составляет не менее 15 ... 20% (рис. 5.20). Как видно, характер изменения ΔK_y при уменьшении $n_{пр}$ в низконапорном и высоконапорном компрессорах различный.

5.8. Задачи и способы регулирования компрессоров ГТД

Выше было показано, что при $\bar{n}_{пр} < 1$ режимы работы первых ступеней переходят на левые ветви их характеристик, приближаясь к границе срыва, а у последних ступеней – на правые ветви с отрицательными углами атаки. Это отрицательно сказывается как на КПД компрессора, так и на запасе его устойчивости. Ухудшение этих параметров при $\bar{n}_{пр} > 1$ можно ограничить путем ограничения максимально допустимых значений $\bar{n}_{пр}$, а область $\bar{n}_{пр} < 1$ охватывает широкий диапазон эксплуатационных режимов, начиная с режимов запуска двигателя. Поэтому, если, например, рабочая кривая при некотором значении $\bar{n}_{пр}$ доходит до точки нижнего срыва, как на рис. 5.19, то эксплуатация двигателя с таким компрессором оказывается невозможной. Поэтому с целью уменьшения рассогласования ступеней многоступенчатого компрессора на нерасчетных режимах в авиационных ГТД широко применяются различные способы регулирования компрессоров, решающие следующие основные задачи:

- повышение запасов устойчивости компрессора в области $\bar{n}_{пр} < 1$ для обеспечения устойчивой работы его во всех условиях эксплуатации;
- повышение КПД компрессора на нерасчетных режимах при $\bar{n}_{пр} < 1$;
- снижение уровня вибронпряжений в лопатках, возникающих на повышенных углах атаки.

Основными способами регулирования компрессоров являются:

- перепуск воздуха из проточной части компрессора в атмосферу, в наружный контур двигателя или в какое-либо другое пространство с пониженным давлением;
- щелевой (кольцевой) перепуск с помощью надроторных устройств;
- поворот лопаток направляющих аппаратов или рабочих лопаток;
- изменение соотношения (на нерасчетных режимах) между частотами вращения различных ступеней за счет разделения компрессора на каскады.

Рассмотрим существо и особенности каждого из этих способов.

Перепуск воздуха. Перепуск воздуха является одним из наиболее простых в конструктивном отношении способов регулирования компрессора. Как видно из рис. 5.19, устойчивая работа ТРД с нерегулируемым компрессором обеспечивается только при $\bar{n}_{пр} > \bar{n}_{пр н}$. При меньших значениях $\bar{n}_{пр}$ расход воз-

духа (газа) через расположенную за компрессором турбину на установившихся режимах оказывается меньшим, чем на границе устойчивой работы компрессора. Следовательно, устойчивую работу двигателя в этой области можно обеспечить, перепустив часть воздуха из проточной части компрессора (за теми ступенями, которые работают при повышенных углах атаки) мимо турбины через клапан перепуска (рис. 5.21). Открытие клапана перепуска при пониженных значениях приведенной частоты вращения в этом случае приводит к увеличению расхода воздуха только через первые ступени. В результате осевые скорости воздуха в этих ступенях увеличиваются, а углы атаки уменьшаются, приближаясь к расчетным. Это обеспечивает работу этих ступеней (и вместе с тем всего компрессора) без срыва и приводит к возрастанию их КПД.

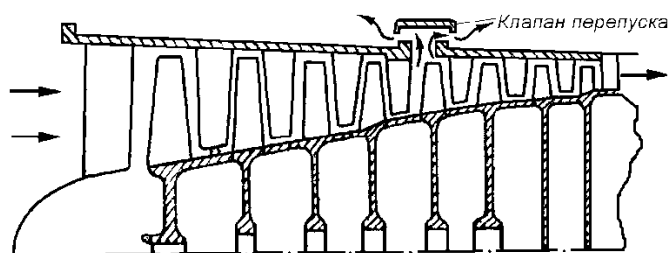


Рис. 5.21. Схема осевого компрессора с клапаном перепуска воздуха

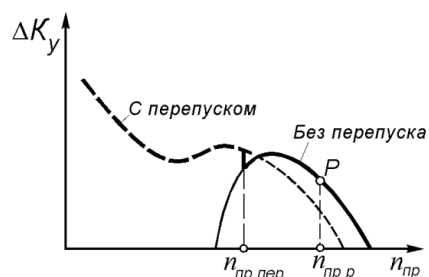


Рис. 5.22. Изменение ΔK_y по $n_{пр}$ в высоконапорном компрессоре

В то же время затрата дополнительной работы на сжатие воздуха, выпускаемого через систему перепуска, приводит к необходимости увеличения подачи топлива в двигатель для поддержания неизменной частоты вращения ротора ГТД и соответственно к увеличению температуры газов перед турбиной, что влечет за собой уменьшение объемного расхода воздуха через последние ступени компрессора. В результате осевые скорости воздуха в этих ступенях уменьшаются, а углы атаки увеличиваются, также приближаясь к расчетным, что приводит к увеличению напора и КПД последних ступеней. Таким образом, открытие клапана перепуска при пониженных значениях $\bar{n}_{пр}$ приводит к увеличению запаса устойчивости компрессора, увеличению π_k^* и к повышению КПД как первых, так и последних его ступеней.

Но положительный эффект перепуска наблюдается только при пониженном значении $\bar{n}_{пр}$ компрессора. При высоких $\bar{n}_{пр}$ срыв потока возникает прежде всего в последних ступенях. Поэтому открытие клапана перепуска в этом случае из-за вызванного им увеличения углов атаки в последних ступенях приведет к более раннему срыву, т.е. не к увеличению, а к снижению запаса устойчивости.

На рис. 5.22 показан характер изменения запаса устойчивости компрессора с большим $\pi_{кр}^*$, работающего в системе ТРД, при закрытом и открытом клапане перепуска. С точки зрения обеспечения максимального запаса устойчиво-

сти необходимо открывать клапан перепуска воздуха, как только приведенная частота вращения окажется меньшей, чем в точке m . Однако непроизводительные затраты мощности на сжатие перепускаемого воздуха приводят к ухудшению экономичности двигателя. Поэтому значение $\bar{n}_{пр}$, при котором открываются окна перепуска, располагается левее точки m и соответствует минимально допустимому запасу устойчивости при работе двигателя без перепуска.

Щелевой перепуск. Срыв потока с лопаток первой ступени компрессора на границе устойчивости при $\bar{n}_{пр} < 1$ обычно происходит прежде всего в периферийной части рабочих лопаток, где углы атаки возрастают наиболее значительно. Для расширения диапазона устойчивой работы первой ступени, а с ней и всего компрессора, применяются специальные **надроторные устройства**. Эти устройства выполняются в виде кольцевой полости, расположенной над рабочим колесом первой ступени и сообщенной с проточной частью компрессора через щели (рис. 5.23).

Принцип работы устройства с кольцевой щелью состоит в следующем. При малых углах атаки повышение давления воздуха в межлопаточных каналах рабочего колеса происходит в основном в задней их части, т.е. ближе к задним кромкам лопаток. Так как кольцевая полость и щели смещены несколько вперед по отношению к рабочему колесу, то в месте расположения этих щелей давление практически не повышается, поэтому существенных течений в кольцевой области не наблюдается. Но по мере возрастания угла атаки давление воздуха всё в большей мере начинает повышаться в передней части межлопаточного канала, и при значительном увеличении угла атаки возникает интенсивное циркуляционное течение через кольцевую полость и периферийную часть РК. В результате проходное сечение для основного потока воздуха через РК уменьшается, осевые скорости увеличиваются, а углы атаки уменьшаются.

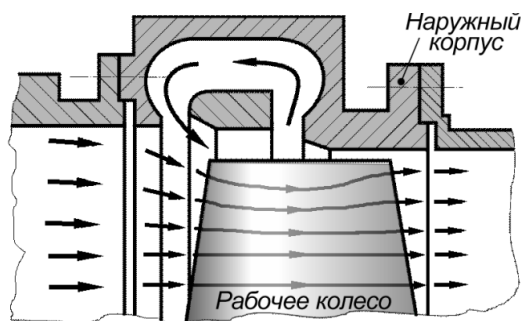


Рис. 5.23. Схема организации кольцевого перепуска воздуха

Поворот лопаток направляющих аппаратов. Изменение в желаемом направлении углов атаки в различных лопаточных венцах компрессора можно достичь соответствующим изменением углов установки (т.е. поворотом) лопаток статора при изменении режима работы двигателя.

Поворот лопаток статора (т.е. лопаток НА) позволяет изменить углы атаки в различных ступенях компрессора. Возможность воздействия на углы атаки у лопаток РК первой ступени компрессора поворотом лопаток ВНА показана на рис. 5.24. При пониженных значениях $n_{пр}$ первая ступень работает с пониженным коэффициентом расхода \bar{c}_a и с повышенными углами атаки. Соответствующий этому случаю треугольник скоростей на входе в РК изображен на рис. 5.24 сплошными линиями. Там же сплошными линиями изображены кон-

туры лопаток ВНА в исходном (расчетном) положении. Если же повернуть эти лопатки на угол φ в положение, показанное пунктиром, то вследствие изменения направления вектора скорости c_1 треугольник скоростей деформируется (см. штриховую линию на рис. 5.24) и угол атаки уменьшится.

Поворотом лопаток ВНА *на прикрытие* можно и при пониженном коэффициенте расхода \bar{c}_a обеспечить сохранение расчетного угла атаки на лопатках РК и предотвратить возникновение срыва потока и падение КПД первой ступени при $\bar{n}_{пр} < 1$. Но закрутка потока при этом уменьшится, что приведет к снижению работы вращения колеса и $\pi^*_{ст}$ в ступени.

Однако поворот лопаток ВНА существенно улучшает условия обтекания лопаток РК только первой ступени. Поэтому общая эффективность такого регулирования сравнительно невелика. Кроме того, условия обтекания лопаток самого ВНА при их прикрытии, как видно из рис. 5.24, ухудшаются (резко возрастают углы атаки на входе в него). Поэтому КПД всего компрессора увеличивается при таком регулировании незначительно. Более эффективным является применение ВНА с лопатками переменной кривизны (рис. 5.24в).

Значительно более эффективен поворот лопаток нескольких последовательно расположенных НА. При этом увеличивается число рабочих колес, углы атаки на лопатках которых могут быть снижены в результате поворота стоящих перед ними НА. Поэтому при регулировании компрессора поворотом НА в первой и нескольких следующих за ней ступенях запас устойчивости на пониженных значениях $\bar{n}_{пр}$ увеличивается настолько, что надобность в одновременном применении, например, перепуска воздуха часто отпадает. При этом КПД компрессора при $\bar{n}_{пр} < 1$ может быть повышен. Примерное изменение положения границы устойчивой работы и рабочей кривой на характеристике компрессора ТРД при таком регулировании показано на рис. 5.25 пунктиром.

При практическом применении регулирования компрессора поворотом лопаток НА в группе первых ступеней и определении *программы* такого регулирования необходимо иметь в виду два обстоятельства:

1). Углы поворота лопаток НА в различных ступенях должны быть различными. Чем меньше $\bar{n}_{пр}$ и чем дальше расположена данная ступень от середины компрессора, тем в большей мере отклоняется режим ее работы от опти-

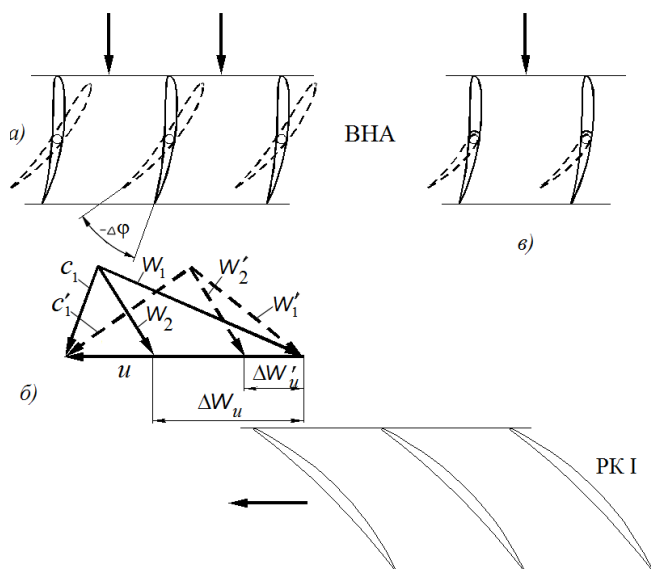


Рис. 5.24. Регулирование компрессора поворотом лопаток ВНА

мального и тем больше должен быть угол поворота лопаток НА, стоящего перед ее рабочим колесом, для сохранения углов атаки, близких к оптимальным. Наибольшие отрицательные углы поворота при $\bar{n}_{пр} < 1$ должен иметь ВНА.

2). Поворот ВНА накрытие уменьшает работу, затрачиваемую на вращение РК ступени и развиваемый ею напор. Одновременное прикрытие ВНА и нескольких НА в группе первых ступеней еще больше снижает напор (повышение давления) в этих ступенях, а вместе с ним и степень повышения давления, и расход воздуха у компрессора в целом. Это благоприятно сказывается на мощности, потребной для прокрутки компрессора на режимах запуска двигателя, и на его способности быстро изменять режим работы. Поэтому у двигателей дозвуковых ЛА лопатки НА в группе первых ступеней начинают прикрываться, как только $\bar{n}_{пр}$ становится меньше единицы (рис. 5.26).

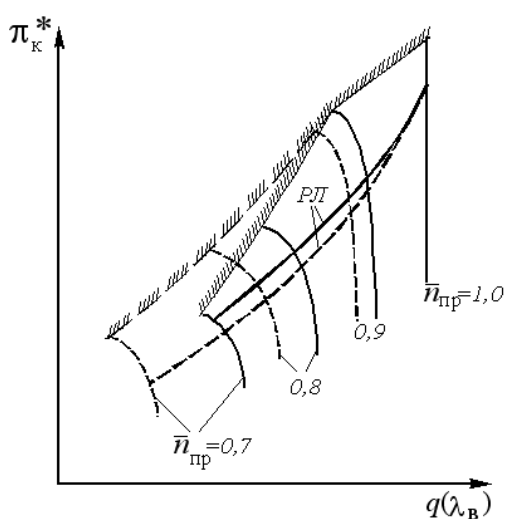


Рис. 5.25. Влияние поворота лопаток НА в группе первых ступеней на характеристику компрессора

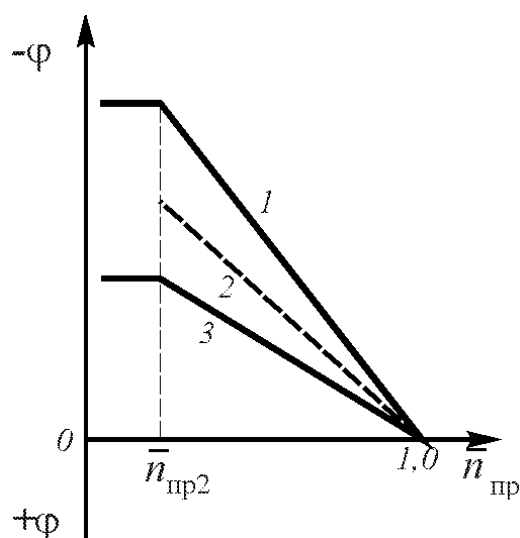


Рис. 5.26. Программа регулирования компрессора поворотом лопаток НА в группе первых ступеней

Разделение компрессора на каскады. *Каскадом* компрессора называется группа ступеней, установленных на одном валу и приводимых отдельной турбиной. Идея разделения компрессора на стоящие друг за другом каскады с целью улучшения работы его ступеней на нерасчетных режимах сводится к тому, что компрессор с высоким расчетным значением π_k^* разделяется на группы ступеней со значительно меньшей величиной $\pi_{кр}^*$ и соответственно с меньшим возможным рассогласованием ступеней в пределах каждой из них. А рассогласование ступеней, находящихся в разных каскадах, может быть уменьшено за счет естественного или принудительного изменения соотношения частот вращения каскадов при изменении общей степени повышения давления. Число каскадов в компрессорах современных ГТД достигает трех.

Примером использования этой идеи может служить двухвальный ТРД, схема которого приведена на рис. 5.27. Здесь первая группа ступеней образует компрессор (каскад) низкого давления (КНД), а вторая группа – компрессор (каскад) высокого давления (КВД). Оба компрессора расположены на соосных валах и приводятся во вращение каждый от своей турбины. На расчетном режиме все ступени компрессора работают согласованно (хотя частоты вращения КНД и КВД могут несколько различаться).

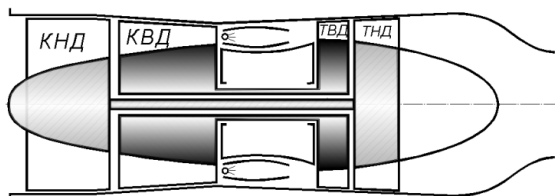


Рис. 5.27. Схема двухвального ТРД

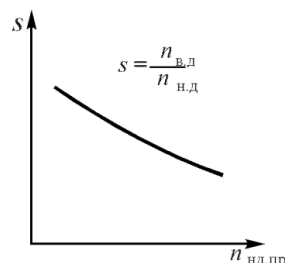


Рис. 5.28. Изменение скольжения роторов в двухвальном ТРД при изменении $n_{нд пр}$

В компрессоре, не разделенном на каскады, при уменьшении $n_{пр}$ углы атаки в первых ступенях растут, что приводит к возрастанию аэродинамических нагрузок на лопатки – ступени «затяжеляются», на их вращение требуется больше усилий. В последних ступенях (т.е. в КВД), наоборот, углы атаки уменьшаются, ступени «облегчаются». Значит, распределение между ступенями работы, затрачиваемой на их вращение, изменяется в сторону увеличения доли работы, приходящейся на первые ступени. В рассматриваемой схеме КНД и КВД не связаны механически друг с другом, а распределение работы между ступенями турбины изменяется мало. Поэтому у «затяжеленного» КНД частота вращения n_n упадет, а у «облегченного» КВД частота вращения n_v возрастет по сравнению с частотой вращения нерегулируемого (не разделенного на каскады) компрессора в аналогичных условиях. В результате **скольжение** роторов $s = n_v/n_n$ при снижении $n_{пр}$ любого из них **увеличится** (рис. 5.28). Расход воздуха при этом по сравнению с нерегулируемым компрессором изменится мало, так как снижение частоты вращения КНД и увеличение её у КВД воздействуют на расход взаимно противоположным образом. Но снижение n_n при неизменном расходе воздуха означает уменьшение углов атаки в ступенях КНД, а увеличение n_v – соответствующее увеличение углов атаки в последних ступенях двухкаскадного компрессора. Таким образом, в рассматриваемом ТРД с двухкаскадным компрессором наблюдается эффект **саморегулирования** компрессора, в результате которого рассогласование его ступеней уменьшается, что приводит к возрастанию его КПД и запаса устойчивости (по сравнению с нерегулируемым компрессором) и позволяет обойтись без других средств регулирования.

Глава 6. Газовые турбины ГТД

6.1. Назначение турбин ГТД. Схема и принцип работы ступени турбины

Турбина в авиационных ГТД предназначена для привода во вращение компрессора и для получения мощности, необходимой для вращения винта в ТВД или ТВВД или несущего винта в вертолётных двигателях. Незначительная часть мощности турбины используется для привода агрегатов самолета и двигателя. Для получения мощности в турбине происходит преобразование энергии сжатого и нагретого газа в механическую работу на её валу.

В авиационных ГТД применяются только *осевые* одно- и многоступенчатые турбины. Процесс расширения газа в многоступенчатой турбине ГТД состоит из ряда последовательно протекающих процессов расширения в отдельных ступенях. Поэтому ниже изложение теории газовых турбин ГТД начинается с изложения принципа работы ступени газовой турбины.

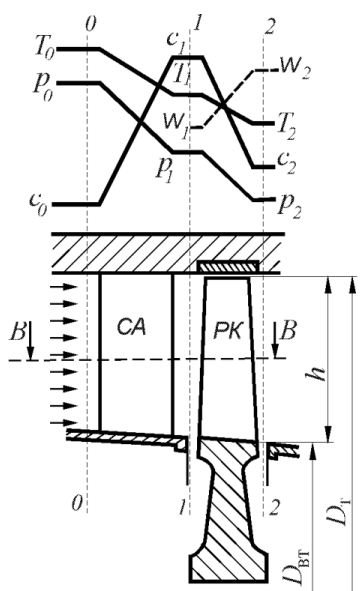


Рис. 6.1. Схема ступени газовой турбины

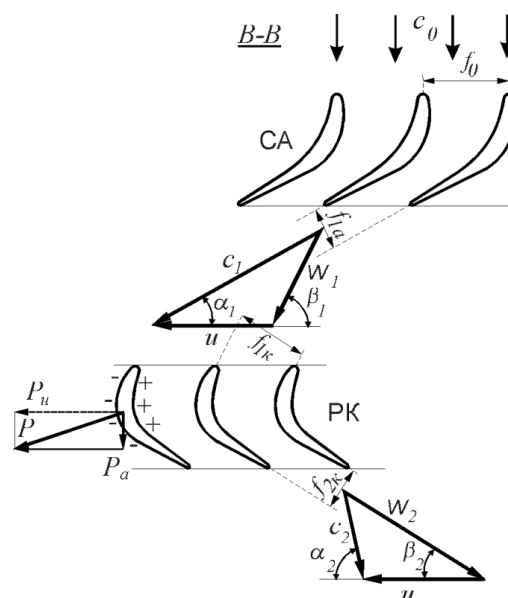


Рис. 6.2. Течение газа в ступени газовой турбины

Ступень газовой турбины в ГТД состоит из неподвижного *соплового аппарата* (СА) и расположенного за ним вращающегося *рабочего колеса* (РК) (рис. 6.1). Рассечем ступень цилиндрической поверхностью *B-B* и развернем это сечение на плоскость. В результате получим сечение решеток профилей СА и РК (рис. 6.2). Рассмотрим характерную форму профилей, межлопаточных каналов и течение газа через эти решетки.

На входе в СА газ имеет давление p_0 , температуру T_0 и скорость c_0 . Лопатки СА имеют большую кривизну. Угол α_1 , под которым выходит газ из СА, равен $20 \dots 30^\circ$. Поэтому поперечное сечение каждой струи газа, прошедшего через межлопаточный канал СА, на выходе из него оказывается меньше, чем на входе ($f_{1a} < f_0$). Так как скорость c_0 меньше скорости звука, уменьшение площа-

ди сечения межлопаточного канала приводит к росту скорости газового потока и соответственно к падению его давления и температуры (рис. 6.1), подобно разгону потока в суживающемся сопле.

Вектор скорости газа на входе в рабочие лопатки \vec{w}_1 (в относительном движении) равен разности векторов скоростей \vec{c}_1 и \vec{u} . Рабочие лопатки также имеют большую кривизну, причем их передние кромки (во избежание срыва потока) ориентируются по направлению вектора \vec{w}_1 .

В *реактивной* ступени давление газа в РК падает ($p_2 < p_1$) и соответственно относительная скорость газа растет ($w_2 > w_1$) (рис. 6.1), так как межлопаточные каналы РК суживающиеся ($f_{2к} < f_{1к}$, рис. 6.2). Вектор абсолютной скорости газового потока за рабочим колесом \vec{c}_2 определяется как сумма векторов относительной скорости \vec{w}_2 и окружной скорости лопаток \vec{u} . Выход газа из ступени турбины на расчетном режиме близок к осевому, т.е. угол $\alpha_2 \approx 90^\circ$.

При обтекании лопаток РК давление на корытце каждого профиля выше, чем на спинке. Поэтому на каждой лопатке РК возникает сила P . Окружная составляющая этой силы P_u создает крутящий момент на валу турбины, а осевая составляющая P_a воспринимается опорным подшипником ротора турбины.

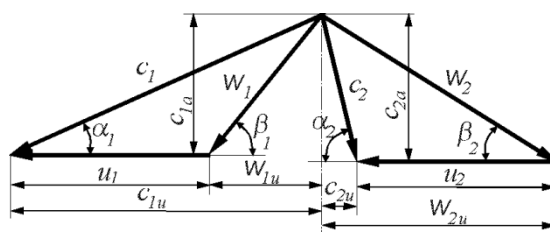


Рис. 6.3. Треугольники скоростей ступени газовой турбины

Треугольники скоростей в сечениях 1-1 и 2-2 совмещаются на одном чертеже (рис. 6.3), называемом *треугольником скоростей ступени* турбины.

6.2. Работа газа на окружности колеса ступени

В турбине работу, совершаемую газом в элементе рабочего колеса, можно определить по формуле Эйлера:

$$L_u = c_{1u} u_1 + c_{2u} u_2 \quad (6.1)$$

или

$$L_u = u_1 c_1 \cos \alpha_1 + u_2 c_2 \cos \alpha_2. \quad (6.2)$$

Работа на валу ступени турбины в целом может быть найдена путем интегрирования значений L_u для каждой элементарной ступени с последующим отнесением результата интегрирования ко всему расходу газа через ступень, т.е. по формуле:

$$L_{ст} = \frac{1}{G_r} \int_0^{G_r} L_u dG_r. \quad (6.3)$$

6.3. Изображение процесса расширения газа в ступени в p, V - и i, s -координатах

На рис. 6.4 и рис. 6.5 изображен процесс расширения газа в ступени газовой турбины в p, v - и i, s -координатах. Точка 0, лежащая на изобаре $p = p_0$, соответствует состоянию газа на входе в сопловой аппарат. Линия 0-2_{ад} изображает

идеальный (адиабатный) процесс расширения газа. Действительный процесс расширения газа в ступени сопровождается гидравлическими потерями, приводящими к выделению теплоты трения и увеличению энтропии, представлен полнотропой 0-2, лежащей правее адиабаты. Точки $1_{ад}$ и 1 изображают состояние газа на выходе из соплового аппарата в идеальном и реальном процессах. Из сравнения реального и идеального процессов расширения, протекающих до одного и того же давления, т.е. до изобары $p = p_2$, видно, что в реальном процессе температура и удельный объем газа более высокие, чем в идеальном.

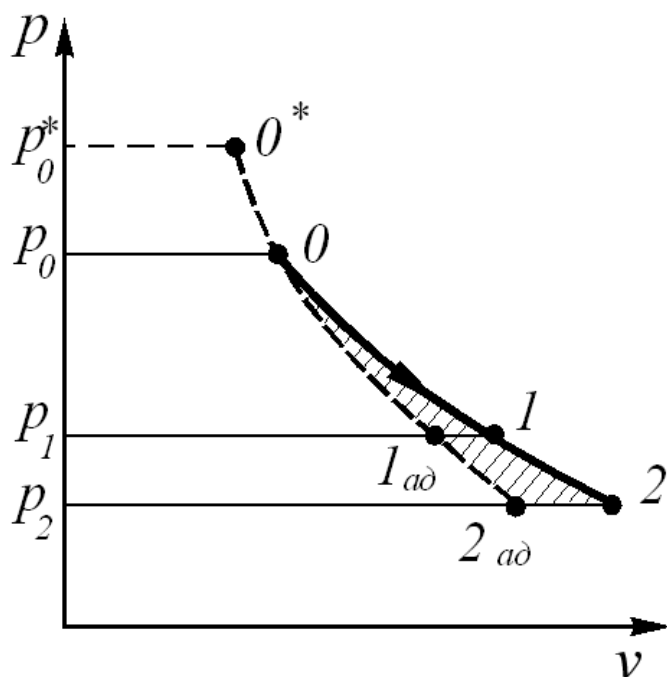


Рис. 6.4. Процесс расширения газа в ступени газовой турбины в p, v - координатах

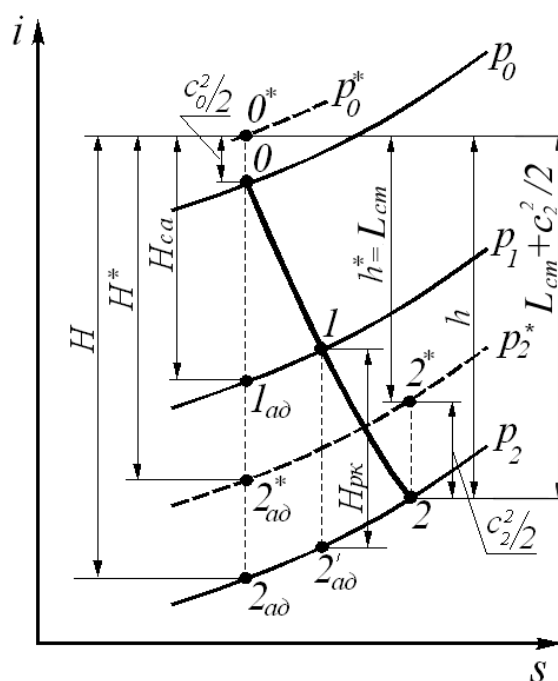


Рис. 6.5. Процесс расширения газа в ступени газовой турбины в i, s - координатах

Таким образом, если в компрессоре диссипация энергии (которую условно называют теплотой трения) приводит к увеличению работы, непосредственно *затрачиваемой* на сжатие воздуха (по сравнению с адиабатной), то в турбине, наоборот – диссипация энергии (теплота трения) приводит к увеличению работы, *отдаваемой* газом при его расширении, на величину, эквивалентную заштрихованной на рис 6.4 площадке (обозначим её величину ΔL_r). Этот эффект носит название "**возврата тепла**" в процессе расширения. Однако отмеченное увеличение работы расширения составляет всего 10 – 15 % от величины работы трения L_r и не компенсирует её.

В i, s - координатах процесс расширения газа в ступени турбины изображается соответственно линией 0-1-2, причем рост энтропии в этом процессе обусловлен наличием гидравлических потерь, т.е. необратимостью этого процесса.

В теории газовых турбин принято считать, что процесс расширения газа в ступени начинается не от p_0 , а от p_0^* , т.е. от состояния заторможенного потока

на входе в неё. Точка O^* лежит на продолжении вверх адиабаты $0-2_{ад}$, причем в i, s - координатах ее расстояние от точки O согласно уравнению сохранения энергии равно $c_0^2/2$.

6.4. Основные параметры ступени турбины

Геометрические параметры ступени турбины:

– наружный D_T и внутренний $D_{вТ}$ диаметры проточной части **на выходе** из ступени (рис. 6.1);

– средний диаметр проточной части, определяемый как среднее арифметическое значений $D_{вТ}$ и D_T , т.е. $D_{ср} = 0,5(D_T + D_{вТ})$;

– относительный диаметр втулки $\bar{d} = D_{вТ}/D_T$, равный обычно от 0,8...0,85 в первых ступенях многоступенчатых турбин до 0,6...0,55 – в последних;

– высота лопаток (на выходе из венца) $h = 0,5(D_T - D_{вТ})$, удлинение $\bar{h} = h/b$, где b – хорда лопаток венца, и относительная высота лопаток $h/D_{ср}$.

Газодинамические параметры

Степень понижения давления в ступени турбины называется отношение полного давления на входе в СА к статическому давлению на выходе из РК

$$\pi_{ст} = \frac{p_0^*}{p_2}$$

Степень понижения давления в параметрах заторможенного потока

$$\pi_{ст}^* = \frac{p_0^*}{p_2^*}$$

Значения $\pi_{ст}^*$ в турбинах ГТД обычно составляют 1,6 ... 2,5, но могут достигать 3,0 ... 3,5 и более.

Адиабатная работа расширения газа в ступени $L_{ад.ст} = - \int_0^{2_{ад}} v dp$, называемая также **располагаемым теплоперепадом** H (рис. 6.5), может быть определена из совместного рассмотрения обобщенного уравнения Бернулли для адиабатного процесса расширения газа в ступени $0^*-2_{ад}$ и соответствующего уравнения сохранения энергии для ступени.

Согласно уравнению Бернулли для потока газа в адиабатном процессе $0-2_{ад}$, протекающем без потерь, работа $L_{ст}$, которая **отводится** от вала ступени, равна

$$-L_{ст} = \int_0^{2_{ад}} v dp + \frac{c_2^2 - c_0^2}{2} = -L_{ад.ст} + \frac{c_2^2}{2} \quad (\text{так как } c_0 = 0).$$

Но согласно уравнению сохранения энергии в этом случае

$$-L_{ст} = i_{2_{ад}} - i_0 + \frac{c_2^2 - c_0^2}{2} = i_{2_{ад}} - i_0^* + \frac{c_2^2}{2}.$$

Отсюда

$$L_{ад.ст} = H = i_0^* - i_{2_{ад}} = c_p (T_0^* - T_{2_{ад}}), \quad (6.4)$$

где $c_p = Rk/(k-1)$ – среднее значение теплоемкости газа в процессе расширения $0^* - 2_{ад}$. Тогда

$$H = \frac{k_r}{k_r - 1} R_r T_0^* \left(1 - \frac{1}{e_{ст}} \right), \quad (6.5)$$

где $e_{ст} = T_0^*/T_{2ад} = \pi_{ст}^{\frac{k_r-1}{k_r}}$ – степень понижения температуры газа в процессе $0^* - 2_{ад}$.

Аналогично в параметрах заторможенного потока (рис. 6.5)

$$L^*_{ад.ст} = H^* = \frac{k_r}{k_r - 1} R_r T_0^* \left(1 - \frac{1}{e^*_{ст}} \right), \quad (6.6)$$

где $e^*_{ст} = T_0^*/T_{2ад}^* = \pi^*_{ст}^{\frac{k_r-1}{k_r}}$.

Между H и H^* существует очевидная связь

$$H^* = H - 0,5 c_2^2. \quad (6.7)$$

Действительным теплоперепадом h (рис. 6.5) называется падение энтальпии газа в ступени в реальном процессе расширения

$$h = i_0^* - i_2. \quad (6.8)$$

Согласно уравнению сохранения энергии для ступени турбины

$$h = L_{ст} + \frac{c_2^2}{2}. \quad (6.9)$$

Аналогично в параметрах заторможенного потока

$$h^* = i_0^* - i_2^* = L_{ст}, \quad (6.10)$$

где $h^* = h - 0,5 c_2^2$.

Адиабатным КПД ступени турбины называется отношение

$$\eta_{ад.ст} = \frac{L_{ст} + c_2^2/2}{H}. \quad (6.11)$$

или (для неохлаждаемой ступени)

$$\eta_{ад.ст} = \frac{h}{H}, \quad (6.12)$$

т.е. адиабатический КПД неохлаждаемой ступени турбины равен отношению действительного теплоперепада к располагаемому.

Таким образом, этот КПД учитывает снижение (вследствие наличия гидравлических потерь) действительного теплоперепада в ступени (т.е. уменьшения энтальпии газа, преобразуемой в работу на валу и в приращение кинетической энергии газового потока) по сравнению с тем, который имел бы место при адиабатном процессе расширения.

Полагая средние значения теплоемкости газа в идеальном и реальном процессах расширения одинаковым, формулу (6.12) можно записать как

$$\eta_{ад.ст} = \frac{T_0^* - T_2}{T_0^* - T_{2ад}}. \quad (6.13)$$

КПД ступени турбины в параметрах заторможенного потока равен

$$\eta_{ст}^* = \frac{L_{ст}}{H^*} \quad (6.14)$$

или (для неохлаждаемой ступени)

$$\eta_{ст}^* = \frac{T_0^* - T_2^*}{T_0^* - T_{2ад}^*} . \quad (6.15)$$

Значения $\eta_{ст}^*$ (используемого в расчетах) и $\eta_{ад ст}$ мало отличаются друг от друга и обычно в неохлаждаемых ступенях турбины равны 0,9 ... 0,92.

Мощностным КПД ступени турбины называется отношение работы на валу ступени к располагаемому теплоперепаду

$$\eta_{ст} = \frac{L_{ст}}{H} . \quad (6.16)$$

Как видно, он отличается от адиабатического КПД, определяемого формулой (6.11), тем, что не учитывает кинетическую энергию газа на выходе из ступени, равную $c_2^2/2$. Обеспечение достаточно высокого его значения важно в тех случаях, когда рассматриваемая ступень установлена, например, на выходе из вертолетного ГТД или из вспомогательной силовой установки, когда эта кинетическая энергия является потерянной, так как не может быть использована в дальнейшем для получения какой-либо полезной работы. Поэтому величину $c_2^2/2$ называют **потерями с выходной скоростью**. Для ступени турбины эффективный КПД меньше адиабатического и не превышает значений порядка 0,8.

Степень реактивности ступени – это отношение располагаемого теплоперепада в рабочем колесе $H_{р.к}$ к располагаемому теплоперепаду в ступени:

$$\rho_{ст} = \frac{H_{р.к}}{H} . \quad (6.17)$$

Ступень, имеющая $p_1 = p_2$, т.е. $H_{р.к} = 0$ и $\rho_{ст} = 0$, называется **активной**. Для авиационных турбин на среднем радиусе обычно $\rho_{ст} = 0,3 \dots 0,4$. Такие ступени называются **реактивными**.

Кинематические параметры ступени турбины, которые рассматриваются на её среднем радиусе, следующие.

Окружная скорость u на среднем диаметре лопаток турбин составляет обычно 300 – 400 м/с, а в некоторых случаях достигает 450 – 500 м/с.

Направление и величина скорости газа на выходе из ступени. Угол α_2 на выходе из одноступенчатой турбины или из последней ступени многоступенчатой турбины во избежание повышенных потерь в затурбинном устройстве должен быть близок к 90° . Абсолютная скорость газа на выходе из ступени достигает 300–400 м/с. Число Маха на выходе из рабочего колеса для турбин ТРД и ТРДД не превосходит значений $M_{c_2} = 0,45 \dots 0,55$, но в последних ступенях ТВД и вертолетных ГТД с целью сокращения их габаритных размеров оно доводится иногда до 0,65–0,7.

Параметр u/c_1 . Этот параметр характеризует (совместно с углом α_1 , определяющим направление скорости c_1 на выходе из соплового аппарата, рис. 6.3) кинематику потока (форму треугольника скоростей) перед рабочим колесом. В ступенях турбин авиационных ГТД обычно $u/c_1=0,6 \dots 0,76$.

Коэффициент нагрузки ступени

$$\mu_{ст} = L_{ст} / u_{ср}^2. \quad (6.18)$$

Этот коэффициент определяет работу, которую можно получить в ступени при данной окружной скорости. Он равен обычно $1,2 \dots 1,8$.

6.5. Потери в ступени турбины и их зависимость от различных факторов

Гидравлические потери, возникающие в лопаточных венцах ступени газовой турбины, принято делить на профильные, концевые (торцевые) и вторичные, а также на потери, связанные с наличием радиального зазора. Так как у лопаток СА и РК турбины толстые задние кромки, то при определении профильных потерь выделяются отдельно **кромочные** потери.

Потери в ступени турбины. В теории турбин принято, помимо коэффициентов потерь в её лопаточных венцах, определяемых в виде отношения гидравлических потерь в них к кинетической энергии газового потока, рассматривать также потери **в элементах ступени**, отнесенные к располагаемому теплореперпаду H .

Запишем уравнение Бернулли для ступени турбины

$$L_{ст} = L_{адст} + \Delta L_r - \frac{c_2^2 - c_0^2}{2} - L_r.$$

Учитывая, что гидравлические потери в ступени турбины L_r не превышают $10 \dots 15\%$ от $L_{ст}$, а величина ΔL_r составляет не более 10% от L_r , то величиной ΔL_r в этом уравнении можно пренебречь. Если, кроме того, разделить L_r на две составляющие – потери в СА и потери в РК (т.е. положить $L_r = L_{r са} + L_{r рк}$) и учесть, что $c_0 = 0$, а $L_{адст} = H$, то уравнению Бернулли для ступени турбины можно придать вид

$$L_{ст} = H - L_{r са} - L_{r рк} - \frac{c_2^2}{2}.$$

Разделив правую и левую части этого уравнения на располагаемый теплореперпад H , получим с учетом формулы (6.16)

$$\eta_{ст} = \frac{L_{ст}}{H} = 1 - \xi_{са} - \xi_{рк} - \xi_{вых}, \quad (6.19)$$

где $\xi_{са} = \frac{L_{r са}}{H}$ и $\xi_{рк} = \frac{L_{r рк}}{H}$ – коэффициенты потерь в СА и РК, а $\xi_{вых} = \frac{c_2^2/2}{H}$ – коэффициент **потерь с выходной скоростью**.

Аналогично для адиабатного КПД ступени будем иметь

$$\eta_{ад ст} = \frac{L_{ст} + c_2^2/2}{H} = 1 - \xi_{са} - \xi_{рк}. \quad (6.20)$$

Из формул (6.19) и (6.20) следует, что $\eta_{ст} = \eta_{ад ст} - \xi_{вых}$.

Определим также КПД в параметрах заторможенного потока

$$\eta_{\text{ст}}^* = \frac{L_{\text{ст}}}{H^*} = \frac{L_{\text{ст}}}{H - \frac{c_2^2}{2}} = \frac{\eta_{\text{ст}}}{1 - \xi_{\text{вых}}} = \frac{\eta_{\text{ад ст}} - \xi_{\text{вых}}}{1 - \xi_{\text{вых}}}. \quad (6.21)$$

Влияние параметра u/c_1 на КПД ступени. Проанализируем влияние параметра u/c_1 на КПД ступени при следующих допущениях: температура газа перед ступенью T_0^* , общая степень понижения давления газа в ступени $\pi_{\text{ст}}$, угол α_1 , степень реактивности $\rho_{\text{ст}}$ и соотношение осевых составляющих скорости газа на выходе из рабочего колеса и на входе в него c_{2a}/c_{1a} **остаются неизменными**. Изменяется только u/c_1 за счет изменения u . При этом будем считать, что угол атаки на лопатках РК равен нулю, а кривизна их профилей соответствует углу поворота относительной скорости в решетке РК, т.е. углу $\Delta\beta$ между векторами \vec{w}_1 и \vec{w}_2 и, соответственно, изменяется при изменении u/c_1 .

Вначале определим скорости газа на выходе из решеток СА и РК.

Согласно уравнению сохранения энергии для СА в адиабатном процессе 0-1_{ад} (рис. 6.5)

$$H_{\text{са}} = i_0^* - i_{1\text{ад}} = c_{1\text{ад}}^2/2, \quad (6.22)$$

откуда следует, что скорость истечения газа из решетки СА при отсутствии потерь равна

$$c_{1\text{ад}} = \sqrt{2H_{\text{са}}}.$$

Но из-за наличия потерь скорость истечения оказывается меньше, т.е. $c_1 = \varphi c_{1\text{ад}} = \varphi \sqrt{2H_{\text{са}}}$, где $\varphi = \frac{c_1}{c_{1\text{ад}}} = 0,97 \dots 0,98$ – коэффициент скорости СА, учитывающий потери в СА.

Аналогично для РК в относительном движении в адиабатном процессе 1-2'_{ад} (рис. 6.5) при отсутствии потерь $H_{\text{рк}} = i_1 - i_{2'\text{ад}} = \frac{w_{2\text{ад}}^2}{2} - \frac{w_1^2}{2}$, откуда

$$w_{2\text{ад}} = \sqrt{w_1^2 + 2H_{\text{рк}}}. \quad (6.23)$$

В действительности при наличии потерь $w_2 = \psi w_{2\text{ад}} = \psi \sqrt{w_1^2 + 2H_{\text{рк}}}$,

где $\psi = 0,94 \dots 0,96$ – коэффициент скорости РК.

Учитывая, что $H_{\text{рк}} = \rho_{\text{ст}} H$, получим

$$w_2 = \psi \sqrt{w_1^2 + 2\rho_{\text{ст}} H}. \quad (6.24)$$

Теперь получим **выражения для коэффициентов потерь** в СА ($\xi_{\text{са}}$) и РК ($\xi_{\text{рк}}$).

В соответствии с уравнением Бернулли для СА $L_{\text{п са}} = \frac{c_1^2 - c_0^2}{2} + L_{r \text{ са}}$.

Так как политропная работа СА $L_{\text{п са}} = L_{\text{ад са}} + \Delta L_{r \text{ са}}$, то, пренебрегая малой величиной возврата теплоты в СА $\Delta L_{r \text{ са}}$ и учитывая, что $c_0 = 0$, получим

$$L_{r \text{ са}} = L_{\text{ад са}} - \frac{c_1^2}{2} = H_{\text{са}} - \frac{c_1^2}{2}.$$

В соответствии с равенством (6.22) $H_{ca} = \frac{c_{1ад}^2}{2}$. Тогда

$$L_{r ca} = \frac{c_{1ад}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = \frac{c_{1ад}^2}{2} (1 - \varphi^2).$$

Но с учетом степени реактивности $H_{ca} = \frac{c_{1ад}^2}{2} = H(1 - \rho_{ст})$. Тогда для коэффициента потерь в СА окончательно имеем

$$\xi_{ca} = \frac{L_{r ca}}{H} = 1 - \rho_{ст} (1 - \varphi^2). \quad (6.25)$$

Аналогично с (6.25) для РК в относительном движении можно записать

$$L_{r rk} = \frac{w_{2ад}^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} = \frac{w_{2ад}^2}{2} (1 - \psi^2).$$

Учитывая (6.23) и выражение для степени реактивности, имеем

$$w_{2ад} = \sqrt{w_1^2 + 2H_{рк}} = \sqrt{w_1^2 + 2\rho_{ст}H}.$$

Тогда окончательно получим

$$\xi_{рк} = \frac{L_{r rk}}{H} = \frac{w_1^2}{2H} + \rho_{ст} (1 - \psi^2). \quad (6.26)$$

Используем также приведенное выше выражение для коэффициента потерь с выходной скоростью

$$\xi_{вых} = \frac{c_2^2/2}{H}. \quad (6.27)$$

Проанализируем теперь влияние параметра u/c_1 на коэффициенты потерь и КПД ступени турбины.

а). При указанных допущениях располагаемый теплоперепад в ступени H (6.5) и располагаемый теплоперепад в сопловом аппарате $H_{c.a} = H(1 - \rho_{ст})$ остаются неизменными. Неизменными остаются также все параметры решетки соплового аппарата и вместе с ними потери в сопловом аппарате, а значит и коэффициент $\xi_{c.a}$. На рис. 6.6 эти неизменные потери в СА изображены в виде отрезка $\xi_{c.a}$, отложенного вниз от линии с ординатой 1,0.

б). Анализ влияния параметра u/c_1 на потери в РК и потери с выходной скоростью легко провести по треугольникам скоростей, приведенным на рис. 6.6. Они построены при указанных выше допущениях и соответствуют различным значениям окружной скорости u . Учтем также, что при принятых допущениях φ , H и $\rho_{ст}$ неизменны. Тогда $c_1 = \varphi \sqrt{2H_{ca}} = \sqrt{2H} \sqrt{1 - \rho_{ст}} = const$, т.е. при изменении u/c_1 также не меняется.

Левые треугольники скоростей на рис. 6.6 соответствуют малому значению u , т.е. малому u/c_1 . Модули векторов скоростей w_1 и c_2 в этих треугольниках, а также неизменные значения коэффициентов скоростей φ и ψ , степени реактивности ρ и адиабатического теплоперепада в ступени H определяют в соответствии с формулами (6.25) ... (6.26) значения коэффициентов потерь $\xi_{c.a}$, $\xi_{рк}$ и $\xi_{вых}$. Отложим соответствующие этому значению u/c_1 коэффициенты потерь $\xi_{c.a}$, $\xi_{рк}$ и $\xi_{вых}$ вниз от линии с ординатой 1,0.

Увеличим теперь окружную скорость u . При этом увеличится и u/c_1 , т.к. $c_1 = \text{const}$. Как видно из левых треугольников скоростей на рис. 6.6, при принятом выше допущении о том, что $\alpha_1 = \text{const}$, увеличение u приведет к снижению модуля вектора w_1 . Тогда в соответствии с зависимостью (6.24) уменьшится и модуль вектора w_2 , что возможно, если он повернется по часовой стрелке. При этом и вектор c_2 также уменьшится и повернется по часовой стрелке.

Средние треугольники скоростей на рис. 6.6 соответствуют такому значению u/c_1 , при котором вектор c_2 направлен по оси ступени турбины, поэтому имеет минимальное значение по модулю и в соответствии с выражением (6.27) при этом будут минимальные потери с выходной скоростью, т.е. $\xi_{\text{вых}} = \text{min}$.

Если ещё увеличить окружную скорость u , то при некотором её значении вектор w_1 займет положение, параллельное оси ступени турбины. При этом его модуль будет минимальным (правые треугольники на рис. 6.6). Тогда в соответствии с выражением (6.26) будут минимальные потери в РК $\xi_{\text{РК}} = \text{min}$.

Проделав описанные действия при различных значениях u/c_1 и отложив вычисленные при этом значения $\xi_{\text{с.а}}$, $\xi_{\text{р.к}}$ и $\xi_{\text{вых}}$ вниз от линии с ординатой 1,0 (рис. 6.7), получим графические зависимости этих коэффициентов от u/c_1 .

Как видно из формул (6.19) ... (6.21), эти кривые определяют искомые зависимости $\eta_{\text{ст}}$, $\eta_{\text{ад.ст}}$ и $\eta_{\text{ст}}^*$ от параметра u/c_1 .

Значение u/c_1 , при котором $\eta_{\text{ст}}$ достигает этого максимального значения, называется **оптимальным**.

Зависимость $\eta_{\text{ст}}^*$ от u/c_1 показана штриховой линией. При $u = 0$ $\eta_{\text{ст}}^* = 0$ (так как $L_{\text{ст}} = 0$). В области максимума $\eta_{\text{ст}}^*$ его значения мало отличаются от $\eta_{\text{ад.ст}}$. Максимум $\eta_{\text{ст}}^*$ достигается при большем значении u/c_1 , чем максимум $\eta_{\text{ст}}$.

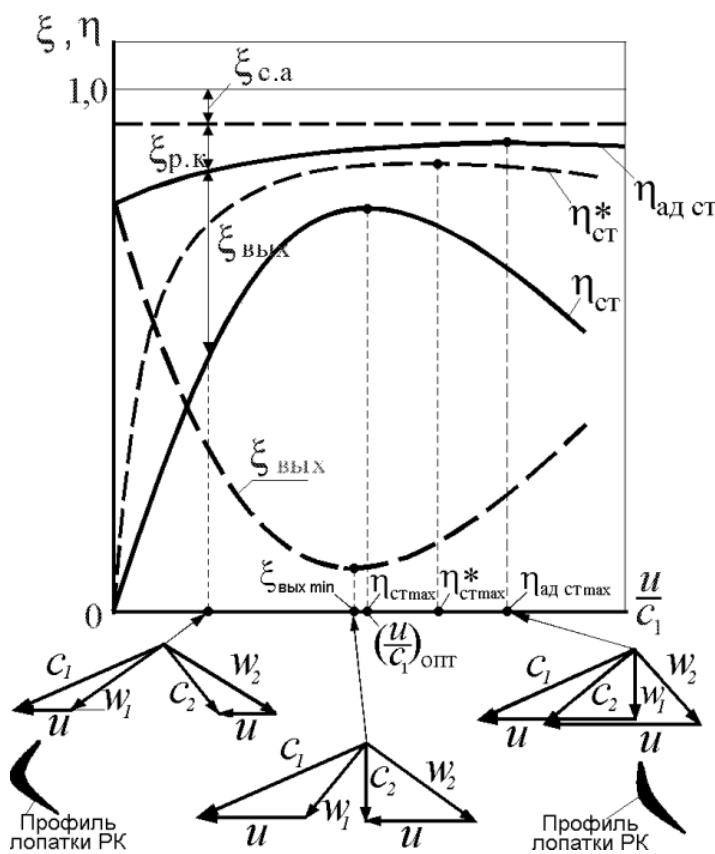


Рис. 6.6. Зависимость коэффициентов потерь и КПД ступени турбины от u/c_1

Как уже отмечалось, кривизна профилей лопаток РК при каждом значении u/c_1 соответствует углу поворота относительной скорости в решетке РК, т.е. углу $\Delta\beta$ между векторами \vec{w}_1 и \vec{w}_2 . Значит, каждому значению параметра

u/c_1 соответствует своей кривизне профиля лопаток РК. На рис. 6.6 эти профили изображены для левых и правых треугольников скоростей.

6.6. Основные параметры многоступенчатой турбины и их связь с параметрами её ступеней

Работа, которую можно получить на валу одной ступени турбины, меньше, чем требуется для вращения компрессора и агрегатов. Поэтому в них применяются **многоступенчатые турбины**. На рис. 6.7 приведена схема трехступенчатой турбины ГТД, а на рис. 6.8 показан процесс расширения газа в такой турбине. Турбина состоит из ряда последовательно расположенных ступеней, каждая из которых имеет СА и РК. Здесь Γ – сечение на входе в турбину; T – сечение на выходе из нее; $2_I, 2_{II}, 2_{III}$ – сечения на выходе соответственно из первой, второй и третьей ступеней. Процесс расширения газа в такой турбине состоит из последовательного понижения давления в первой, второй и т.д. ступенях.

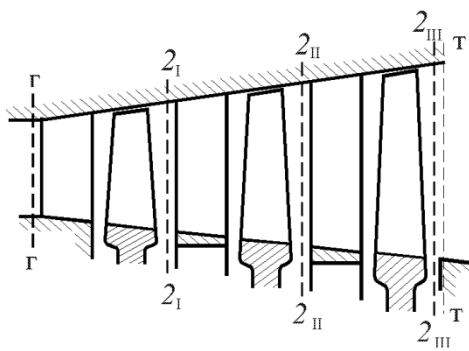


Рис. 6.7. Схема проточной части многоступенчатой турбины

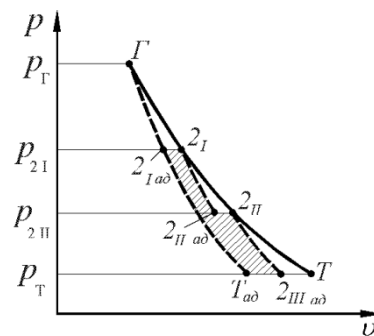


Рис. 6.8. Процесс расширения газа в трехступенчатой турбине в p, v - координатах

Рассмотрим параметры турбины и установим связь их с параметрами ступеней, из которых состоит турбина.

Степень понижения давления в турбине определяется по статическому давлению на выходе $\pi_T = p_\Gamma^* / p_T$ или по полному давлению $\pi_T^* = p_\Gamma^* / p_T^*$. Очевидно

$$\pi_T^* = \pi_{ст I}^* \pi_{ст II}^* \cdots \pi_{ст z}^*, \quad (6.28)$$

где $\pi_{ст I}^*$ и $\pi_{ст II}^*$ – степени понижения полного давления в первой, второй и т.д. ступенях, а z – число ступеней.

Работа на валу турбины равна сумме работ ступеней

$$L_T = L_{ст I} + L_{ст II} + \cdots + L_{ст z}. \quad (6.29)$$

Располагаемый теплоперепад (адиабатная работа расширения) для многоступенчатой турбины определяется таким же образом, как и для ступени, т.е.

$$H_T = i_\Gamma^* - i_{T.ад} = c_{p\Gamma} T_\Gamma^* - T_{T.ад} = c_{p\Gamma} T_\Gamma^* \left(1 - \frac{1}{e_T} \right), \text{ где } e_T = \frac{T_\Gamma^*}{T_{T.ад}} = \pi_T^{\frac{k_\Gamma - 1}{k_\Gamma}}.$$

Аналогично (в параметрах заторможенного потока)

$$H_T^* = i_T^* - i_{T,ад}^* = c_{pT} T_T^* - T_{T,ад}^* = c_{pT} T_T^* \left(1 - \frac{1}{e_T^*} \right).$$

Адиабатная работа расширения газа в турбине не равна сумме адиабатных работ расширения газа в ее ступенях. Вследствие того, что температура газа на входе во вторую, третью и т.д. ступени в реальном процессе вследствие выделения теплоты трения оказывается выше, чем в идеальном (рис. 6.8), адиабатная работа расширения газа в каждой из них повышается. Поэтому сумма адиабатных работ (располагаемых теплоперепадов) во всех ступенях оказывается **больше**, чем адиабатная работа расширения газа в турбине в целом на величину, эквивалентную заштрихованной на рис. 6.8 площади. Этот эффект принято называть "**возвратом теплоты**" в многоступенчатой турбине.

Такой же результат дает и анализ процесса расширения газа в параметрах заторможенного потока

$$\sum_{i=1}^z H_i^* > H_T^*, \text{ или } \sum_{i=1}^z H_i^* = H_T^* (1 + \alpha), \quad (6.30)$$

где коэффициент $\alpha > 0$ называется **коэффициентом возврата теплоты**.

Коэффициенты полезного действия турбины:

– **адиабатный**

$$\eta_{ад.т} = \frac{L_T + c_T^2 / 2}{H_T}; \quad (6.31)$$

– **мощностной**

$$\eta_T = \frac{L_T}{H_T}; \quad (6.32)$$

– **в параметрах заторможенного потока**

$$\eta_T^* = \frac{L_T}{H_T^*}. \quad (6.33)$$

Средний коэффициент нагрузки ступеней турбины

$$\mu_T = \frac{L_T}{\sum_{i=1}^z u_i^2}, \quad (6.34)$$

где u_i - окружная скорость на среднем радиусе рабочего колеса i - й ступени.

Рассмотрим далее связь между КПД турбины η_T^* и КПД ее ступеней $\eta_{ст i}^*$. Согласно определению КПД ступени в параметрах заторможенного потока равен $\eta_{ст i}^* = L_{ст i}^* / H_i^*$. Тогда в соответствии с формулой (6.29) $L_T = \sum_{i=1}^z H_i^* \eta_{ст i}^*$.

Следовательно, согласно формуле (6.33), КПД турбины в целом равен

$$\eta_T^* = \frac{\sum_{i=1}^z H_i^* \eta_{ст i}^*}{H_T^*}. \quad (6.35)$$

Если КПД всех ступеней одинаков, т.е. $\eta_{стI}^* = \eta_{стII}^* = \dots = \eta_{стz}^* = \eta_0^*$, то

$$\eta_T^* = \eta_0^* \frac{\sum_{i=1}^z H_i^*}{H_T^*}. \text{ Но согласно (6.30) } \sum_{i=1}^z H_i^* = H_T^* (1 + \alpha). \text{ Следовательно,}$$

$$\eta_T^* = \eta_0^* (1 + \alpha). \quad (6.36)$$

Таким образом, *вследствие наличия возврата теплоты КПД многоступенчатой турбины оказывается в $(1 + \alpha)$ раз выше, чем среднее значение КПД ее ступеней.* $\alpha = 0,01 \dots 0,02$, т.е. КПД турбины превышает КПД ее ступеней на $1 \dots 2\%$.

6.7. Способы представления характеристик ступени газовой турбины
Характеристикой ступени газовой турбины называются зависимости параметров, характеризующих ее эффективность, таких как $L_{ст}$, G_T и $\eta_{ст}^*$, от режимных параметров, т.е. от n , $p_{ст}^*$, p_0^* и T_0^* .

Таким образом, параметры ступени турбины зависят от многих факторов. Поэтому их представляют в виде зависимости между критериальными параметрами, полученными на основе теории подобия.

Течения в геометрически подобных ступенях турбины являются подобными, если в них одинаковы определяющие критерии подобия. При течении газа в ступенях турбины число Рейнольдса $Re > Re_{кр}$ ($Re_{кр} \approx 10^6$). Кроме того, можно считать постоянными k_T и R_T . Тогда в геометрически подобных ступенях турбины течения газа будут подобными, если в них одинаковы числа Маха по осевой M_{a1} и окружной M_{u1} составляющей относительной скорости газа на входе в РК (в сечении 1-1, рис. 6.2). Но эти критерии неудобны для практического использования, поэтому вместо них используют другие критериальные параметры.

Вместо M_{a1} используют M_{a2} за ступенью турбины, т.к. оно меняется в более широких пределах, чем M_{a1} . Но при дозвуковой составляющей скорости газа в ступени M_{a2} и $q(\lambda_{a2})$ однозначно связаны между собой. В то же время $q(\lambda_{a2})$ однозначно определяется значением $p_{ст}^*$, что следует из баланса расходов газа через вход и выход из ступени турбины

$$m \frac{\sigma_{са} p_0^*}{T_0^*} q \lambda_{са} F_{са} = m \frac{p_2^*}{T_2^*} q(\lambda_{a2}) F_2, \text{ откуда } q \lambda_{a2} = \text{const} \cdot p_{ст}^* \frac{n-1}{n},$$

где $\sigma_{са}$ – коэффициент потерь полного давления в сопловом аппарате, а n – показатель политропы процесса расширения газа в ступени турбины.

Вместо критерия M_u можно использовать однозначно связанную с ним приведенную скорость $\lambda_u = \frac{u}{a_{кр0}} = \text{const} \frac{n}{T_0^*}$, где u – окружная скорость РК на его среднем радиусе, $a_{кр0} = 2 \frac{k_T}{k_T + 1} R_T T_0^*$ – критическая скорость потока газа на входе в ступень турбины, а n – частота вращения РК.

Таким образом, $\frac{n}{T_0^*}$ является критериальным параметром и называется **параметром частоты вращения** рабочего колеса ступени турбины.

Критериальные параметры $\pi_{ст}^*$ и λ_u являются *определяющими* для геометрически подобных турбин, а для одной и той же турбины *определяющими* являются критериальные параметры $\pi_{ст}^*$ и $\frac{n}{T_0^*}$, т.к. они содержат геометрические параметры ступени турбины. Эти параметры определяют режим работы ступени турбины.

Определяемыми параметрами ступени турбины являются:

– параметр работы

$$\frac{L_{ст}}{T_0^*} = c_{pг} \left(1 - \frac{1}{\pi_{ст}^*} \right)^{\frac{k_{г}-1}{k_{г}}} \eta_{ст}^*, \quad (6.37)$$

получаемый из формулы для работы ступени турбины;

– параметр расхода

$$G_z = \frac{G_{г} \sqrt{T_0^*}}{p_0^*} = \text{const} \cdot q \lambda_{са}, \quad (6.38)$$

получаемый из формулы расхода газа через критическое сечение СА ступени турбины, где $q \lambda_{са}$ – относительная плотность тока в этом сечении;

– коэффициент полезного действия ступени турбины $\eta_{ст}^*$.

С учетом сказанного *характеристикой ступени турбины в критериальных параметрах называется зависимость её КПД, параметра работы и параметра расхода газа от параметра частоты вращения $n/\sqrt{T_0^*}$ (или λ_u) и степени понижения давления $\pi_{ст}^*$, т.е.*

$$\eta_{ст}^* = f_1 \left(\frac{n}{\sqrt{T_0^*}}, \pi_{ст}^* \right); \quad (6.39)$$

$$\frac{L_{ст}}{T_0^*} = f_2 \left(\frac{n}{\sqrt{T_0^*}}, \pi_{ст}^* \right) \quad (6.40)$$

или

$$G_z = \frac{G_{г} \sqrt{T_0^*}}{p_0^*} = f_3 \left(\frac{n}{\sqrt{T_0^*}}, \pi_{ст}^* \right), \quad (6.41)$$

или

$$\eta_{ст}^* = f_1 \lambda_u, \pi_{ст}^* ; \quad \frac{L_{ст}}{T_0^*} = f_2 \lambda_u, \pi_{ст}^* ; \quad G_z = \frac{G_{г} \sqrt{T_0^*}}{p_0^*} = f_3 \lambda_u, \pi_{ст}^* . \quad (6.42)$$

6.8. Характеристики ступени турбины

Особенности течения газа в турбинных решетках профилей. Если степень понижения давления в СА $\pi_{с.а} = p_0^*/p_1$ *превышает* критическое значение

$\pi_{кр} = \left(\frac{k_{г}+1}{2} \right)^{\frac{k_{г}}{k_{г}-1}}$, то в минимальном сечении межлопаточного канала решетки СА

«са-са» (рис. 6.9) скорость газового потока достигает скорости звука, а за этим сечением *продолжается расширение газа* и увеличение его скорости *в косом срезе*

межлопаточного канала следующим образом. За минимальным сечением «са-са» около выходной кромки (в точке «к») происходит почти скачкообразное падение давления от давления в этом сечении до давления за решеткой. В результате этого из точки «к» исходит серия волн разрежения, при прохождении через которые поток газа разгоняется и одновременно *поворачивается* в сторону увеличения угла α_1 . Так достигается сверхзвуковая скорость в решетке, составленной из сужающихся каналов. Этот процесс может продолжаться лишь до тех пор, пока волны разрежения, выходящие из точки «к», попадают на спинку соседнего профиля, т.е. до тех пор, пока последняя из них не станет практически параллельной фронту решетки. Можно показать, что *при этом осевая составляющая скорости газа на выходе из решетки становится равной скорости звука*.

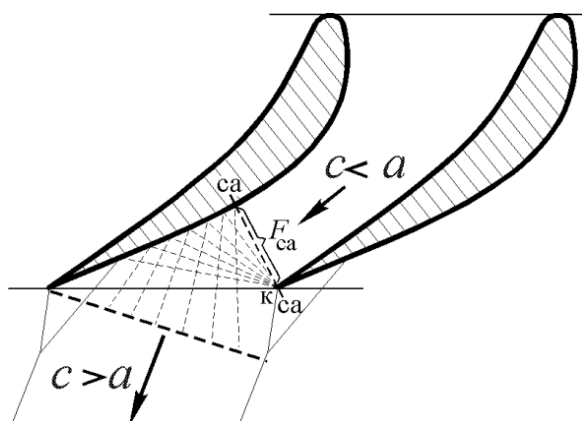


Рис. 6.9. Схема течения газа в косом срезе турбинной решетки

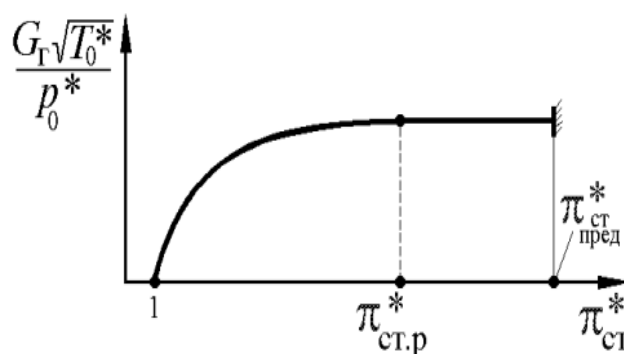


Рис. 6.10. Зависимость параметра расхода ступени турбины от $\pi_{ст}^*$

Аналогичная картина наблюдается в решетке РК турбинной ступени, если степень понижения давления газа в ней, определенная как отношение полного давления газового потока (в относительном движении) на входе в нее к статическому давлению на выходе, становится больше критической. В этом случае (при данном значении λ_u) дальнейшее увеличение $\pi_{ст}^*$ уже не сказывается на структуре течения газа до РК, но величина работы на валу ступени продолжает увеличиваться за счет расширения газа в косом срезе решетки РК до тех пор, пока осевая составляющая скорости газа за РК не станет равна скорости звука. *Дальнейшее увеличение $\pi_{ст}$ (и $\pi_{ст}^*$) становится невозможным.*

Таким образом, максимальное значение степени понижения давления в ступени турбины ограничено условием достижения осевой составляющей скорости газа за РК, равной скорости звука.

Характеристики ступени турбины. Анализ протекания характеристик ступени турбины будем производить при следующих условиях: $p_0^* = \text{const}$ и $T_0^* = \text{const}$ и равны расчетным, а $\pi_{ст}^*$ меняется за счет p_2^* .

а) *Зависимость параметра расхода $\frac{G_{\Gamma} \sqrt{T_0^*}}{p_0^*}$ от $\pi_{\text{СТ}}^*$.* По мере возрастания степени понижения давления газа в ступени $\pi_{\text{СТ}}^*$ растет и перепад давлений на СА $\pi_{\text{са}} = \frac{p_0^*}{p_1}$. Увеличение $\pi_{\text{са}}$ вызывает увеличение скорости истечения газа из СА и рост скорости в самом узком его сечении «са-са» (горле, рис. 6.10), т.е. увеличение $\lambda_{\text{са}}$. Значит, увеличивается и параметр $G_{\Gamma} \sqrt{T_0^*} / p_0^* = \text{const} \cdot q(\lambda_{\text{са}})$, пропорциональный $q \lambda_{\text{са}}$ (рис. 6.10). Однако его увеличение будет продолжаться лишь до тех пор, пока степень понижения давления газа в СА не станет близкой к её критическому значению (происойдет «запирание» СА) или пока не будет достигнута скорость звука в межлопаточных каналах находящегося за ним РК («запирание» РК). Дальнейшее увеличение $\pi_{\text{СТ}}^*$ уже не будет оказывать влияния на параметр расхода.

б) *Зависимость КПД ступени от $\pi_{\text{СТ}}^*$.* При увеличении $\pi_{\text{СТ}}^*$ увеличивается степень понижения давления в СА $\pi_{\text{са}}$, поэтому скорость истечения газа из СА c_1 увеличивается, как показано на участке I (рис. 6.11). В конце этого участка скорость газа в самом узком сечении (са-са) межлопаточного канала СА (рис. 6.9) достигает значения местной скорости звука. Поэтому при дальнейшем увеличении $\pi_{\text{СТ}}^*$ на участке II c_1 продолжает возрастать из-за расширения газа в косом срезе решетки СА и в конце этого участка достигает максимального значения. На третьем участке увеличение $\pi_{\text{СТ}}^*$ уже не приводит к увеличению c_1 .

Рассмотрим, как при этом будут изменяться КПД ступени турбины при условии, что окружная скорость РК $u = \text{const}$. При этом условии параметр u/c_1 будет изменяться обратно пропорционально c_1 (рис. 6.11).

Пусть расчетному режиму работы ступени соответствует значение $\pi_{\text{СТ}}^* = \pi_{\text{СТ}1}^*$, при котором параметр $u/c_1 = (u/c_1)_{\text{опт}}$, угол атаки лопаток РК равен нулю (рис. 6.13б), а $\eta_{\text{СТ}}$ максимален (точка 1 на рис. 6.11 и рис. 6.12).

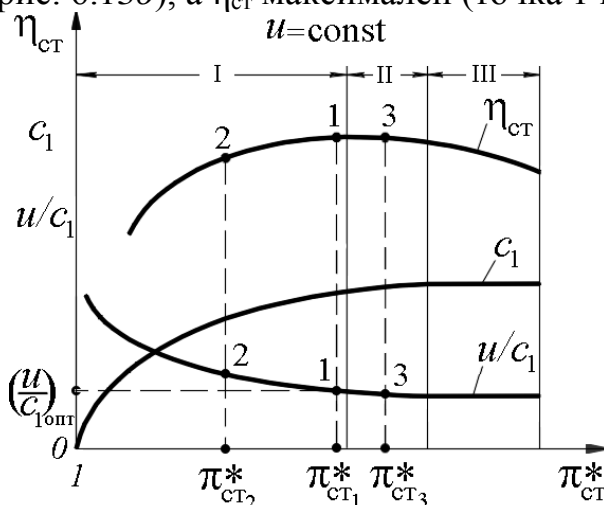


Рис. 6.11. К объяснению зависимости $\eta_{\text{СТ}}$ ступени турбины от $\pi_{\text{СТ}}^*$

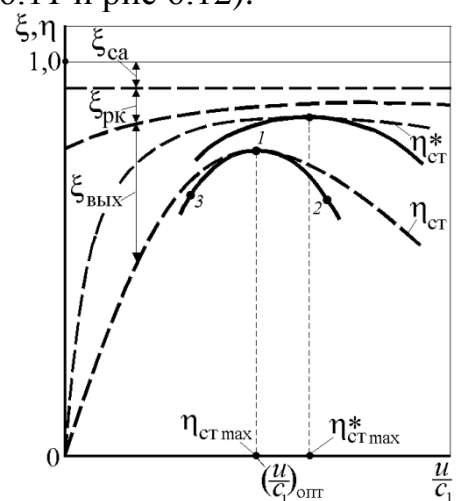


Рис. 6.12. К анализу влияния u/c_1 на КПД ступени

Если снизить $\pi_{ст}^*$ до значения $\pi_{ст2}^* < \pi_{ст1}^*$, то из-за снижения c_1 u/c_1 возрастет (точка 2, рис. 6.11), поэтому $\eta_{ст}$ снизится не только из-за увеличения u/c_1 , но и из-за возникновения отрыва потока с корытца профиля РК (рис. 6.13в).

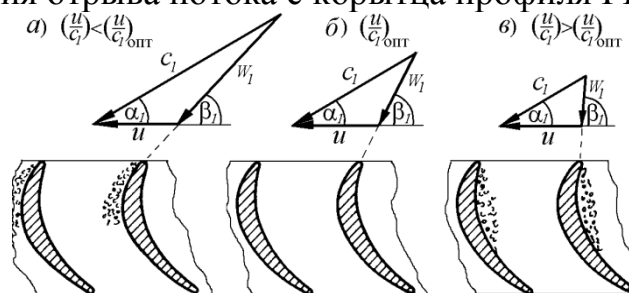


Рис. 6.13. Отрыв потока с лопаток рабочего колеса

Увеличение $\pi_{ст}^*$ до значения $\pi_{ст3}^* > \pi_{ст1}^*$ приведет к росту c_1 и к снижению u/c_1 (точка 3, рис. 6.11). При этом $\eta_{ст}$ также снизится не только из-за снижения u/c_1 , но и из-за отрыва потока со спинки профиля лопаток РК (рис. 6.13а).

Увеличение $\pi_{ст}^*$ на участке III уже не вызывает изменение c_1 и изменение u/c_1 . Но $\eta_{ст}$ на этом участке продолжает снижаться из-за увеличения относительной скорости W_2 на выходе из РК за счет расширения газа в косом срезе решетки РК, что увеличивает волновые потери и потери на трение в РК.

На рис. 6.12 пунктиром изображено изменение $\eta_{ст}$, когда каждому значению параметра u/c_1 соответствует такая форма профилей лопаток РК (рис. 6.6), при которой угол атаки лопаток РК равняется нулю и отрыв потока с лопаток не возникает. Сплошной линией на рис. 6.11 показано изменение $\eta_{ст}$ для той же турбины, когда при изменении параметра u/c_1 форма профиля лопаток РК не меняется. Поэтому в этом случае изменение параметра u/c_1 вызывает не только изменение потерь $\xi_{са}$, $\xi_{РК}$ и $\xi_{вых}$, но и отрыв потока с профилей РК.

Изменение $\eta_{ст}^*$ качественно аналогично изменению $\eta_{ст}$, но его максимальное значение сдвинуто по отношению к максимальному значению $\eta_{ст}$ (рис. 6.11).

в) **Зависимость параметра работы $\frac{L_{ст}}{T_0^*}$ от $\pi_{ст}^*$.** Если бы $\eta_{ст}^*$ при изменении $\pi_{ст}^*$ оставался неизменным, то параметр работы ступени

$$\frac{L_{ст}}{T_0^*} = c_{р\Gamma} \left(1 - \frac{1}{\frac{k_{\Gamma}-1}{k_{\Gamma}} \pi_{ст}^*} \right) \eta_{ст}^*$$

изменялся бы в зависимости от $\pi_{ст}^*$ так, как показано на рис. 6.14 штриховой линией. Но с учетом изменения $\eta_{ст}^*$ эта зависимость протекает так, как показано на этом рисунке сплошной линией.

На рис. 6.14 представлена характеристика ступени турбины при $\lambda_u = \lambda_{ур}$. Максимальное значение степени понижения давления в ступени турбины ограничено условием достижения осевой составляющей скорости газа за РК, равной скорости звука. Этот режим отмечен на этом рисунке штриховкой справа.

На рис. 6.15 приведен пример характеристики ступени с $\pi_{ст.р}^* = 2,2$ при различных значениях λ_u . При расчетном значении λ_u кривые $\eta_{ст}^*$, $L_{ст}/T_0^*$ и $G_{г}\sqrt{T_0^*}/P_0^*$ (кривые 1 на рис. 6.15) протекают в зависимости от $\pi_{ст}^*$ примерно так же, как и на рис. 6.14. При снижении λ_u (или $n/\sqrt{T_0^*}$) по сравнению с его расчетным значением для сохранения близкого к оптимальному значения u/c_1 необходимо снижать и $\pi_{ст}^*$. Поэтому максимум $\eta_{ст}^*$ достигается в этом случае при меньшем значении $\pi_{ст}^*$. Соответственно деформируется и зависимость $L_{ст}/T_0^*$ от $\pi_{ст}^*$.

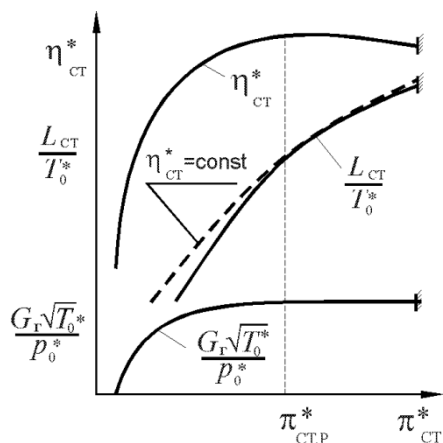


Рис. 6.14. Характеристика ступени турбины при $\lambda_u = \lambda_{up}$

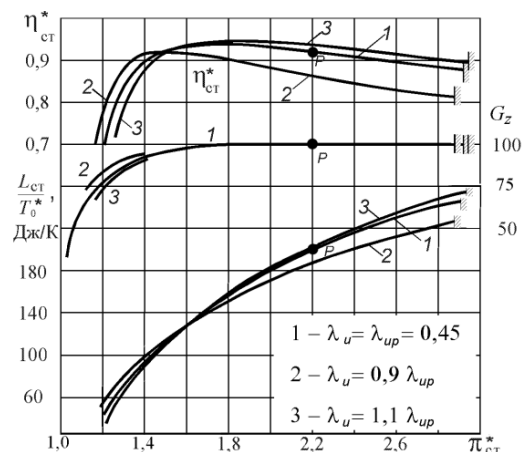


Рис. 6.15. Характеристика ступени газовой турбины

Глава 7. Камеры сгорания и камеры смешения авиационных ГТД

7.1. Назначение и основные параметры камер сгорания ГТД

Камеры сгорания ГТД (рис. 7.1) предназначены для подвода теплоты к рабочему телу в двигателе за счет преобразования химической энергии топлива в тепловую при его сгорании с участием кислорода, содержащегося в воздухе.

Камера сгорания – один из важнейших элементов ГТД, к которому предъявляются нижеследующие **основные требования**.

1. **Высокая полнота сгорания топлива.**

2. **Возможно малые потери полного давления.** Снижение полного давления потока, проходящего через камеру, из-за наличия гидравлических и других потерь снижает как тягу, так и экономичность двигателя.

3. **Устойчивый процесс горения** в широком диапазоне режимов работы и условий полета. Иначе возможно самовыключение двигателя из-за «срыва» пламени.

4. **Стабильное поле температур** на входе в турбину для обеспечения надежной работы сопловых и рабочих лопаток турбины.

5. **Низкий уровень выброса твердых частиц (сажи) и вредных (токсичных) веществ** в продуктах сгорания.

6. **Надежный запуск («розжиг»)** на земле и в воздухе. Камеры сгорания должны обеспечивать надежный запуск до высоты 6 ... 10 км.

7.2. Основные параметры камер сгорания ГТД

Для оценки совершенства камер сгорания и эффективности их рабочего процесса используются следующие основные параметры камер сгорания:

1. **Коэффициент полноты сгорания** – это отношение количества теплоты Q , реально подведенной к единице массы воздушно-газового потока в камере сгорания, к теоретически возможному его значению Q_0 , которое выделилось бы в камере при полном сгорании топлива и при отсутствии потерь теплоты через её стенки

$$\eta_{\Gamma} = \frac{Q}{Q_0}. \quad (7.1)$$

Если теплотворность топлива равна H_u (для авиационных керосинов она составляет 42900...43100 кДж/кг), то

$Q_0 = \frac{G_T H_u}{G_{к.с}} = g_T H_u$, где $G_{к.с}$ – расход воздуха через камеру сгорания, G_T – расход топлива и $g_T = G_T / G_{к.с}$ – относительный расход топлива. На расчетном режиме обычно $\eta_{\Gamma} = 0,97...0,98$.

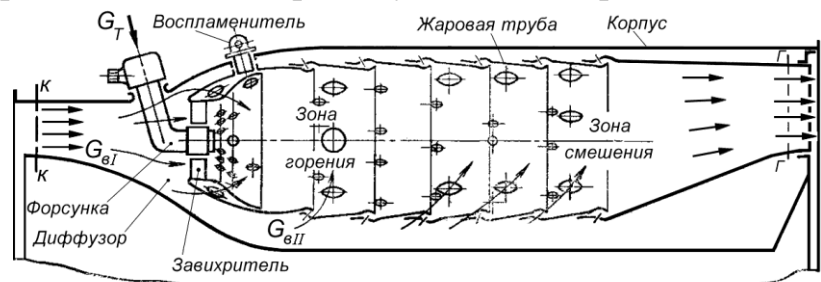


Рис. 7.1. Схема камеры сгорания ГТД

2. **Коэффициент восстановления полного давления** – это отношение осредненного полного давления на выходе из камеры сгорания к полному давлению на входе в неё

$$\sigma = \frac{P_{\text{ВЫХ}}^*}{P_{\text{ВХ}}^*}. \quad (7.2)$$

Обычно $\sigma_{к.с} = 0,92...0,96$.

3. **Коэффициент избытка воздуха** α , равный отношению действительно поступающего в камеру сгорания в единицу времени количества воздуха $G_{к.с}$ к теоретически необходимому для полного сгорания топлива G_T , поступающего в камеру за то же время. Количество воздуха, теоретически необходимое для полного сгорания одного килограмма топлива, обозначается L_0 . Тогда

$$\alpha = \frac{G_{к.с}}{G_T L_0}. \quad (7.3)$$

Для авиационного керосина $L_0 = 14,7...14,9 \frac{\text{кг ВОЗД}}{\text{кг ТОПЛ}}$.

При $\alpha = 1$ смесь топлива с воздухом называется **стехиометрической**. При $\alpha < 1$, т.е. когда воздуха не хватает для полного сгорания (топливо содержится в избытке) смесь называется **богатой**, а если $\alpha > 1$ – **бедной**.

Температура продуктов сгорания однородной смеси керосина с воздухом зависит, главным образом, от её состава (т.е. коэффициента избытка воздуха α). При сгорании стехиометрической смеси (т.е. при $\alpha = 1$) температура продуктов сгорания достигает 2500 ... 2600 К. В камерах сгорания современных авиационных ГТД температура газа перед турбиной (на выходе из камеры сгорания) составляет 1500...1800 К, что соответствует значению $\alpha \approx 2...2,5$.

7.3. Основные закономерности процесса горения топлива

Горение топливо-воздушной смеси в двигателе представляет собой сложный физико-химический процесс, который можно условно рассматривать состоящим из последовательно протекающих процессов:

Распыливание – это дробление жидкого топлива на мелкие капли. При уменьшении диаметра капель общая их поверхность увеличивается, что ускоряет прогрев и испарение жидкости и облегчает последующий процесс смешения. Распыливание происходит при впрыске топлива под давлением через форсунки. Струя топлива распадается на капли под воздействием сил сопротивления среды, в которую производится впрыск, а также внутренних сил, обусловленных турбулентным движением, возникающим в самой струе при ее течении.

Испарение распыленного топлива сопровождается поглощением теплоты. Скорость испарения распыленного топлива определяется интенсивностью подвода теплоты от воздуха к каплям и скоростью отвода от них образовавшегося пара, т.е. температурой и давлением воздуха, скоростью его движения относительно капли, размером капель и их температурой.

Смешение паров топлива с воздухом происходит путем диффузии и вследствие турбулентного перемешивания. Скорость протекания процесса смешения определяется распределением капель топлива в воздушном потоке и интенсивностью турбулентного перемешивания.

Воспламенение горючей смеси топлива с воздухом происходит от факела пламени, непрерывно существующего в работающих камерах сгорания. Возможно также образование в смеси начального очага пламени в результате воздействия постороннего источника высокой температуры (струи горячей смеси, электрической искры и т.п.). Но образование начального очага пламени не всегда ведет к воспламенению всей смеси. При слишком богатой и слишком бедной смеси местное тепловыделение оказывается недостаточным для нагревания соседних слоев до температуры воспламенения. В результате пламя, возникшее у источника зажигания, гаснет. Предельные значения коэффициента избытка воздуха (α_{\min} и α_{\max}), при которых пламя от источника зажигания еще распространяется по всему объему смеси, называют **пределами воспламеняемости смеси**. Понижение давления и особенно температуры смеси сужает эти пределы. Обычно пределы воспламеняемости однородных гомогенных смесей авиационных керосинов с воздухом составляют от $\alpha_{\min} \approx 0,5...0,6$ до $\alpha_{\max} \approx 1,3...1,6$.

Горение топливо-воздушной смеси представляет собой химическую реакцию окисления горючих веществ кислородом воздуха, сопровождающуюся

выделением большого количества теплоты и образованием видимого пламени. В неподвижной *однородной* топливо-воздушной смеси процесс горения происходит в очень узкой светящейся зоне, перемещающейся в сторону еще не сгоревшей части объема смеси и называемой *фронтом пламени*. Перемещение фронта пламени при этом происходит с так называемой *нормальной* скоростью горения u_n (скорости перемещения фронта пламени по нормали к нему). Значение u_n определяется во многом кинетикой химических реакций. Процесс горения смеси зависит от её состава, т.е. от рода топлива, коэффициента избытка воздуха α и её температуры. Максимальная скорость распространения пламени достигается при значениях α примерно 0,8...0,9, а с увеличением или уменьшением α значительно падает. С увеличением температуры смеси u_n существенно возрастает, а при повышении давления несколько падает.

Нормальная скорость горения керосино-воздушных смесей не превышает примерно 2 м/с. И если горючая смесь движется, то до тех пор, пока её течение имеет ламинарный характер, скорость распространения пламени относительно смеси остается практически такой же. Но если поток турбулентный, то фронт пламени искривляется, повышая объем смеси, вовлекаемый в процесс горения в единицу времени. При большой степени турбулентности фронт пламени разрывается, и от него отделяются небольшие объемы, которые, проникая в свежую смесь, воспламеняют ее, еще больше ускоряя процесс. Горение идет уже в некотором объеме, называемом *зоной горения*. Скорость распространения пламени в турбулентном потоке u_T зависит не столько от физико-химических свойств смеси, определяющих u_n , сколько от степени турбулентности потока. Эта степень турбулентности в камерах сгорания ГТД такова, что скорость турбулентного распространения пламени в них во много раз больше u_n . Но с понижением давления в потоке топливной смеси (например, при увеличении высоты полета) его турбулентность снижается из-за уменьшения числа Re. Это отрицательно сказывается на скорости горения u_T .

В камерах сгорания ГТД топливо-воздушная смесь образуется непосредственно вблизи зоны горения. При этом в общем случае в зону горения поступает *неоднородная* топливо-воздушная смесь с частично не успевшими испариться каплями топлива, т.е. гетерогенная смесь. При горении такой смеси большую роль играет процесс диффузии паров топлива в воздушный поток. Скорость распространения пламени в таких смесях имеет тот же порядок, что и u_T . Однако пределы значений коэффициента избытка воздуха α (среднего по всему объему смеси), в которых возможно устойчивое горение, в этом случае расширяются.

В действительности указанные выше процессы протекают не строго последовательно, а в значительной степени одновременно.

7.4. Типы основных камер сгорания ГТД и организация процесса горения в них

Практически применяются камеры сгорания трех основных типов (рис. 7.2): *а* – трубчатые (индивидуальные), *б* – трубчато-кольцевые и *в* – кольцевые.

Трубчатая камера сгорания (рис. 7.2*а*) состоит из жаровой трубы 1, внутри которой организуется процесс горения, и корпуса 2.

В **трубчато-кольцевой** камере (рис. 7.2*б*) все жаровые трубы заключены в общий корпус, имеющий внутреннюю и наружную поверхности, охватывающие вал двигателя.

В **кольцевой** камере сгорания (рис. 7.2*в*) жаровая труба имеет в сечении форму кольца, также охватывающего вал двигателя.

Однако, несмотря на большое разнообразие схем и конструктивных форм камер сгорания, процесс горения в них организуется практически одинаково.

Одной из важнейших особенностей организации процесса горения в основных камерах сгорания ГТД является то, что он должен протекать **при сравнительно больших коэффициентах избытка воздуха**. При реализуемых температурах газа перед турбиной порядка $T_r^* = 1800...1600$ К значение ко-

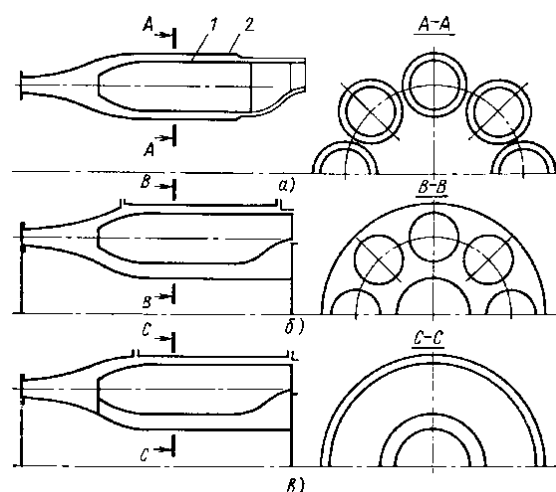


Рис. 7.2. Типы камер сгорания

эффициента избытка воздуха (среднее для всей камеры) должно составлять 2,0...3,0 и более. При таких значениях α однородная топливо-воздушная смесь не воспламеняется и не горит. При резком уменьшении подачи топлива в двигатель коэффициент избытка воздуха может достигать еще существенно больших значений (до 20...30 и более).

Вторая важная особенность этих камер состоит в том, что скорость потока воздуха или топливо-воздушной смеси в них существенно превышает скорость распространения пламени. И, если не принять специальных мер, пламя будет унесено потоком за пределы камеры сгорания.

Поэтому организация процесса горения топлива в основных камерах ГТД основывается на двух принципах, позволяющих обеспечить устойчивое горение топлива при больших значениях α и высоких скоростях движения потока в них:

1. Весь поток воздуха, поступающий в камеру сгорания, разделяется **на две части**, из которых только одна часть подается непосредственно в **зону горения** (где за счет этого создается необходимый для устойчивого горения состав смеси). А другая часть направляется в обход зоны горения (охлаждая снаружи жаровую трубу) в так называемую **зону смешения** (перед турбиной), где смешивается с продуктами сгорания, понижая в нужной мере их температуру.

2. Стабилизация пламени в зоне горения обеспечивается путем создания в ней **зоны обратных токов**, заполненной горячими продуктами сгорания, непрерывно поджигающими свежую горючую смесь.

На рис. 7.1 показана схема трубчато-кольцевой камеры сгорания. Камера состоит из жаровой трубы и корпуса. В передней части жаровой трубы, которую называют **фронтным устройством**, размещаются форсунка для подачи топлива и лопаточный завихритель. Для уменьшения скорости воздуха в камере на входе в нее (за компрессором) выполняется диффузор, благодаря которому скорость воздуха перед фронтным устройством обычно не превышает 50 м/с.

Воздух, поступающий в камеру сгорания из компрессора, делится на две части G_{VI} и G_{VII} . Одна часть G_{VI} направляется в зону горения, а вторая часть G_{VII} – в зону смешения. Первая часть, так называемый **первичный** воздух G_{VI} , поступает непосредственно через фронтное устройство к месту расположения факела распыла топливной форсунки и используется для формирования богатой топливной смеси такого состава, который обеспечивал бы на всех режимах достаточно быстрое и устойчивое сгорание.

Вторая его часть (так называемый **вторичный** воздух G_{VII}) через боковые отверстия в жаровой трубе поступает в камеру для завершения процесса горения (первичного воздуха для этого недостаточно). Общее количество воздуха, поступающего в зоны горения, обеспечивает в ней коэффициент избытка воздуха порядка $\alpha = 1,6 \dots 1,7$, что соответствует устойчивому горению, полному сгоранию и температуре порядка 1800...1900 К.

Если какая-то часть топлива не успеет сгореть до попадания в зону смешения, то дальнейшее ее догорание практически уже не произойдет, так как коэффициент избытка воздуха возрастает до значений, превышающих предел устойчивого горения.

Структура потока в передней части жаровой трубы камеры сгорания с лопаточным завихрителем показана схематично на рис. 7.3. Воздух поступает через лопаточный завихритель, лопатки которого закручивают поток (подобно лопаткам входного направляющего аппарата компрессора). Далее воздух движется вдоль поверхности жаровой трубы в виде конической вихревой струи. Вихревое движение воздуха приводит к понижению давления в области за завихрителем, вследствие чего в эту область устремляется газ из расположенных дальше от фронтного устройства участков жаровой трубы. В результате здесь возникает зона обратных токов. Топливо-воздушная смесь, образовавшаяся за

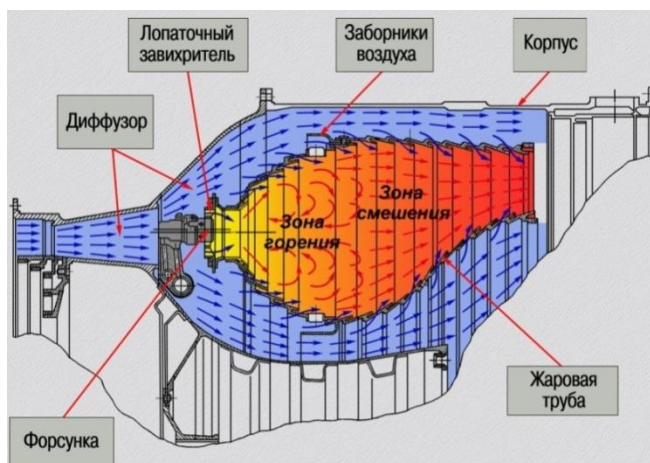


Рис. 7.3. Зона обратных токов в основной камере сгорания

фронтным устройством, при запуске двигателя поджигается огненной струей, создаваемой пусковым воспламенителем (рис. 7.1). Но в последующем горячие продукты сгорания вовлекаются в зону обратных токов и обеспечивают непрерывное поджигание свежей смеси. Кроме того, горячие газы, циркулирующие в этой зоне, являются источником теплоты, необходимой для быстрого испарения топлива.

7.5. Характеристики камер сгорания авиационных ГТД

Зависимости, показывающие, как изменяется коэффициент полноты сгорания при изменении режима работы камеры (т.е. коэффициента избытка воздуха, давления и температуры на входе в камеру), называются *характеристикой камеры сгорания* (по полноте сгорания). А зависимости пределов устойчивого горения (α_{\min} и α_{\max}) от параметров потока на входе в камеру называются *срывной характеристикой камеры сгорания*.

На рис. 7.4 приведена типовая характеристика основной камеры сгорания *по составу смеси* (т.е. зависимость коэффициента полноты сгорания η_{Γ} от α) при двух значениях температуры воздуха на входе в камеру. Как видно, максимальное значение η_{Γ} достигается здесь при $\alpha_{\text{опт}}$, а при больших и меньших значениях α коэффициент полноты сгорания заметно снижается.

Уменьшение полноты сгорания при пониженных значениях α объясняется следующими причинами. В зоне горения коэффициент избытка воздуха (при оптимальном для всей камеры значении α) близок к единице. Поэтому при снижении α происходит переобогащение зоны горения, в результате которого из-за недостатка кислорода топливо сгорает в ней не полностью и пары его частично выносятся в зону смешения, где из-за резкого снижения температуры горение прекращается.

При увеличении среднего для всей камеры значения α зона горения обедняется. И хотя она содержит достаточное количество кислорода для обеспечения полного сгорания, температура и соответственно скорость горения в ней падают, в результате чего часть горючей смеси не успевает прореагировать полностью в зоне горения и выносится в зону смешения, где опять из-за резкого снижения температуры горение прекращается.

Уменьшение температуры воздуха на входе в камеру T_k^* приводит к снижению η_{Γ} вследствие замедления процессов испарения топлива и горения, особенно при больших отклонениях α от оптимального значения.

Влияние давления воздуха на входе в камеру. При давлениях, превы-

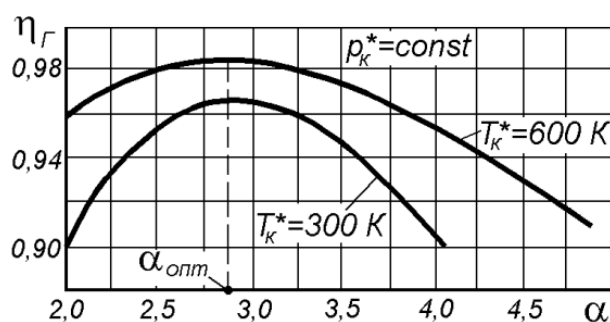


Рис. 7.4. Типовая характеристика камеры сгорания по α

шающих 120...140кПа, полнота сгорания сохраняет высокое значение (рис. 7.5). Но при давлениях, меньших 100 кПа (что может наблюдаться, например, с подъемом на высоту), полнота сгорания топлива значительно снижается. Это объясняется снижением пропорциональных p_k^* чисел Re, с которыми обтекаются элементы камеры, что ведет к снижению степени турбулентности потока. В результате этого ухудшается процесс смешения паров топлива с воздухом, снижается скорость распространения пламени. Кроме того, при снижении p_k^* уменьшается плотность воздуха за компрессором, а вместе с ней и расход воздуха через камеру сгорания. Соответственно снижается и расход топлива, что резко снижает перепад давления на форсунках и качество распыла.

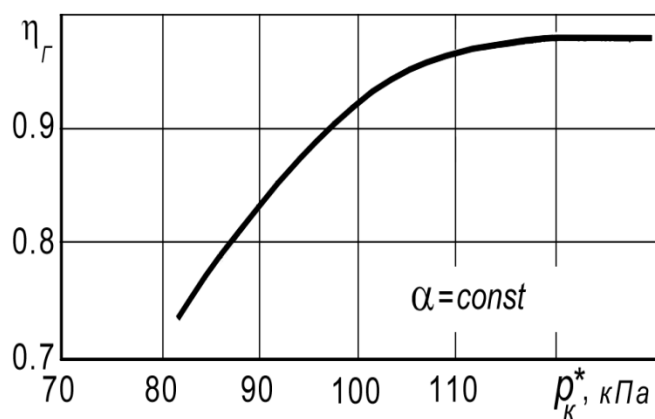


Рис. 7.5. Влияние давления на коэффициент полноты сгорания топлива

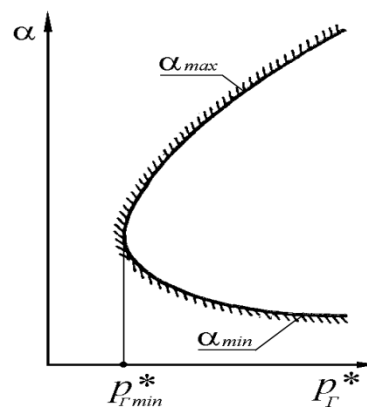


Рис. 7.6. Срывная характеристика камеры сгорания

На рис. 7.6 показан примерный вид *срывной* характеристики камеры сгорания в виде зависимости пределов устойчивого горения по составу смеси (α_{min} и α_{max}) от давления на входе в камеру. Как видно, диапазон устойчивой работы камеры с уменьшением давления в ней резко снижается и при $p_k^* < p_{k,min}^*$ устойчивое горение в ней вообще становится невозможным.

7.6. Назначение камер смешения и основные требования к ним

У *двухконтурных двигателей со смешением потоков* (ТРДДсм) потоки газа, выходящего из турбины, и воздуха, проходящего через наружный контур, *перемешиваются* за турбиной в специальной камере, называемой *камерой смешения*, и истекают далее из двигателя через общее сопло.

При достаточно полном перемешивании потоков, вытекающих из внутреннего и внешнего контуров, можно получить увеличение удельной тяги и улучшение экономичности двигателя по сравнению с двигателем без смешения потоков.

Однако указанный положительный эффект от смешения потоков в ТРДДсм может наступить только при незначительном уровне гидравлических потерь, сопровождающих процесс смешения, а для полного перемешивания потоков, если не принимать специальных мероприятий, обычно требуется камера смешения, длина которой значительно превышает её диаметр. Поэтому *основными требо-*

ваниями к камерам смешения являются высокая полнота смешения при незначительных потерях полного давления и минимальных габаритных размерах.

7.7. Схемы камер смешения и картина течения в них

Наиболее простой является схема с цилиндрическим разделителем потоков (рис. 7.7а). В такой камере перемешивание потоков за счет турбулентного обмена происходит первоначально только на цилиндрической поверхности с диаметром, близким к диаметру разделителя потоков, и только на значительном расстоянии от него в процесс смешения вовлекаются другие слои газа и воздуха. Поэтому для достаточно полного перемешивания потоков такая камера должна иметь довольно большую длину.

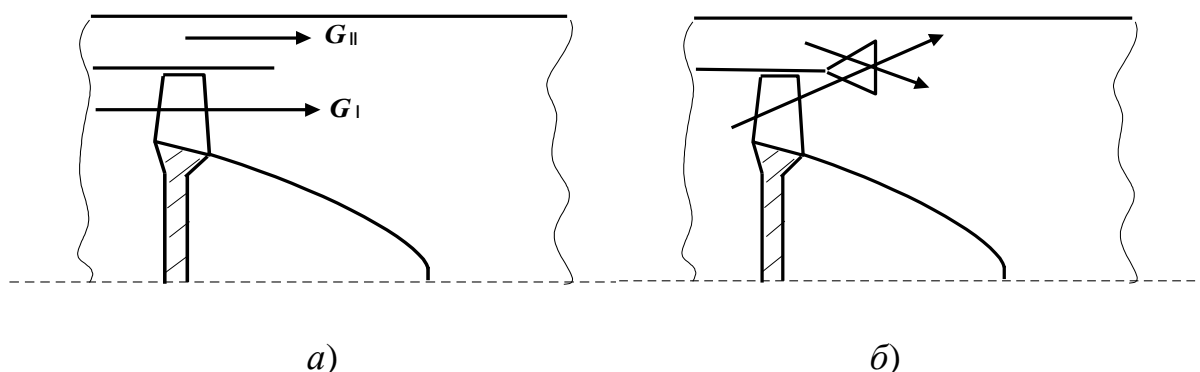


Рис. 7.7. Схемы камер смешения: а) – с цилиндрическим разделителем потоков; б) – с гофрированным разделителем

В схеме на рис. 7.7б для ускорения перемешивания потоков воздуха и газа на входе в камеру смешения установлено устройство (*смеситель*), ускоряющее проникновение струй воздуха в область пространства, занятую газом, и наоборот. Наибольшее распространение получили смесители *лепесткового типа*, в которых поверхность разделителя потоков на входе в камеру искусственно увеличивается путем её гофрирования. При этом поток воздуха из наружного контура скашивается в направлении оси камеры смешения, а поток газа за турбиной – в сторону ее внешней поверхности. Такие схемы обеспечивают более быстрое перемешивание потоков в сравнительно коротких камерах смешения, хотя имеют несколько более высокие гидравлические потери вследствие увеличения площадей поверхности контакта двух смешиваемых потоков.

Рассмотрим процессы, протекающие в простейшей цилиндрической камере смешения, схема которой приведена на рис. 7.8. Сечения на входе газа в камеру смешения из внутреннего контура обозначим *I-I*, воздуха из наружного контура – *II-II*, а сечение на выходе из камеры смешения – *см-см*.

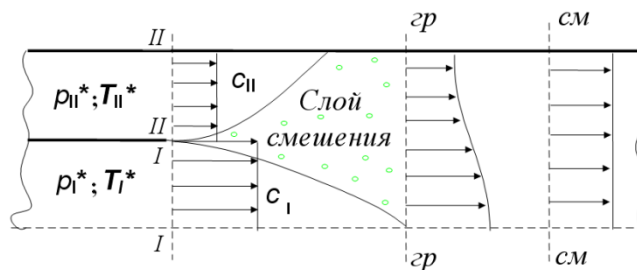


Рис. 7.8. Картина течения в цилиндрической камере смешения

Сразу при входе потоков в камеру вследствие явлений диффузии и турбулентности начинается перемешивание потоков и возникает *слой смешения*. В некотором граничном для этого процесса сечении *зр-зр* слой смешения охватывает все поперечное сечение камеры, но параметры потока по сечению еще неравномерны. Полное перемешивание потоков и выравнивание их параметров достигается в сечении *см-см*.

В камерах смешения реальных двигателей полное смешение потоков не реализуется, так как для полного выравнивания потоков потребовалось бы иметь камеру смешения с длиной, в несколько раз большей её диаметра. В реально выполненных конструкциях длина камер смешения обычно не превосходит одного её диаметра из-за необходимости снижения массы и габаритов двигателей.

7.8. Расчет параметров потока за камерой смешения

Рассмотрим задачу определения параметров потока на выходе из цилиндрической камеры смешения при условии полного выравнивания потока на выходе из неё (в сечении «см-см») и отсутствия передачи теплоты через стенку камеры. Пусть известны площади сечений F_I, F_{II} и соответственно $F_{см} = F_I + F_{II}$, полные параметры потоков на входе в камеру $p_I^*, T_I^*, p_{II}^*, T_{II}^*$, а также скорость или число λ одного из потоков на входе, например, λ_I . Пусть кроме того известно, что скорости потоков воздуха на входе в камеру дозвуковые. В этом случае, как установлено экспериментально, *статические давления обоих потоков на входе в камеру одинаковы*, т. е. $p_I = p_{II}$.

Для расчета параметров в сечении «см-см» в этом случае могут использоваться три уравнения:

$$1) \text{ уравнение неразрывности } G_{см} = G_I + G_{II}; \quad (7.4)$$

$$2) \text{ уравнение сохранения энергии } G_{см} i_{см}^* = G_I i_I^* + G_{II} i_{II}^*; \quad (7.5)$$

3) уравнение, выражающее теорему Эйлера о количестве движения

$$G_{см} c_{см} - (G_I c_I + G_{II} c_{II}) = p_I F_I + p_{II} F_{II} - p_{см} F_{см} - X_{тр},$$

где $X_{тр}$ — это равнодействующая сил трения воздуха о стенки камеры.

При этом, если известно значение λ_I , то известны и значения λ_{II} , $p_I = p_{II} = p$, $\lambda_{II} = \lambda_I \sqrt{p_I / p_{II}}$, а следовательно, и $\lambda_{см} = f[\lambda_I, \lambda_{II}]$.

Но тогда известны и скорости $c_I = \lambda_I a_{крI}$ и $c_{II} = \lambda_{II} a_{крII}$, где $a_{кр} = f(T^*)$, а также

$$\text{значения } G_I = m_I \frac{p_I^*}{\sqrt{T_I^*}} F_I q \lambda_I \quad \text{и} \quad G_{II} = m_{II} \frac{p_{II}^*}{\sqrt{T_{II}^*}} F_{II} q \lambda_{II}.$$

Уравнение (7.5) может быть записано в виде:

$$G_I c_{pI} T_I^* + G_{II} c_{pII} T_{II}^* = G_{см} c_{pсм} T_{см}^*,$$

откуда, пренебрегая различием теплоемкостей и с учетом уравнения (7.4) и того, что $G_{II}/G_I = m$ — степень двухконтурности, получим

$$T_{см}^* = \frac{T_I^* + m T_{II}^*}{1 + m}.$$

Основным параметром, оценивающим газодинамическое совершенство камеры смешения, является *коэффициент восстановления полного давления* $\sigma_{см}$,

который определяется как отношение осредненных величин полных давлений на выходе из камеры смешения и входе в нее, т.е. $\sigma_{см} = \frac{P_{см}^*}{P_{вх.ср}^*}$, где давление $p_{вх.ср}^*$ определяется путем осреднения величин давлений p_I^* и p_{II}^* . Если осреднение осуществляется по площадям, то $p_{вх.ср}^* = \frac{p_I^* F_I + p_{II}^* F_{II}}{F_I + F_{II}}$.

Расчеты, проведенные таким путем, показывают, что при использовании в общем сопле, расположенном за камерой смешения, газа с полученными при полном смешении параметрами $p_{см}^$ и $T_{см}^*$ и при малой величине $X_{тр}$ можно получить более высокую тягу, чем при раздельном истечении газа и воздуха из разных сопел без смешения потоков.*

Возможный выигрыш от применения камер смешения зависит от степени двухконтурности и степени завершенности процесса смешения потоков. В идеальном случае (при полном смешении и отсутствии потерь на трение) можно при степени двухконтурности $m = 2 \dots 4$ получить выигрыш до 4...5%. Но полное смешение потоков достигается на довольно большом удалении сечения «см-см» от сечения «гр-гр». В камерах смешения реальных двигателей полного выравнивания параметров не происходит, т.к. для этого пришлось бы иметь камеру смешения недопустимо большой длины. Поэтому расчеты параметров потока на выходе из камеры смешения (т.е. значения $\sigma_{вх}$ и соответственно эффективности смешения) проводятся приближенным путем с использованием экспериментальных данных.

При полном смешении без потерь на трение газа о стенки камеры смешения $\sigma_{см}$ мало отличается от единицы. В коротких камерах смешения влияние трения газа о стенки камеры пренебрежимо мало. Но влияние неполного перемешивания значительно и $\sigma_{см} = 0,95 \dots 0,97$, что снижает выигрыш в тяге ТРДД.

Глава 8. Входные и выходные устройства авиационных силовых установок

8.1. Типы входных устройств и их классификация

Входные устройства ГТД предназначены для забора воздуха из окружающей атмосферы, подвода его к двигателю с наименьшими потерями и осуществления процесса сжатия этого воздуха от скоростного напора.

Основным элементом входного устройства (ВУ) является воздухозаборник (ВЗ).

В зависимости от типа летательного аппарата (ЛА) входное устройство может включать в себя также защитные устройства от попадания пыли и посторонних предметов, створки перепуска, системы управления пограничным слоем; средства регулирования и пр.

У дозвуковых ЛА сжатие воздуха от скоростного напора является не очень значительным и ВУ осуществляет в основном только функции забора и подвода воздуха к двигателю в нужном количестве с малыми потерями.

Применяемые на различных ЛА ВУ отличаются большим разнообразием типов и конструктивных форм. Соответственно ВУ подразделяют на:

- **дозвуковые** – числа M крейсерского полета, не превышающие $0,8 \dots 0,9$. Устанавливаются на самолетах гражданской авиации, военно-транспортных самолетах и на вертолетах. В силовых установках этих ЛА сжатие воздуха осуществляется в основном компрессором, а повышение давления за счет скоростного напора невелико. Конструктивно они просты. Их выполняют нерегулируемыми.

- **транзвуковые** – большие дозвуковые крейсерские и относительно небольшие сверхзвуковые максимальные скорости полета ($M_H < 1,5 \dots 1,7$). Повышение давления за счет скоростного напора в таких ВУ является более значительным. ВУ этих самолетов отличаются простотой конструкции, так как они обычно выполняются нерегулируемыми.

- **сверхзвуковые (СВУ)** – устанавливаются на самолетах, имеющих высокие значения максимальных чисел M полета (обычно при $M_{H_{max}} > 2,0$). Их, как правило, выполняют регулируемыми.

8.2. Основные параметры входных устройств

Основными параметрами ВУ являются:

1. Коэффициент восстановления полного давления, оценивающий потери полного давления при сжатии воздуха в ВУ и при его подводе к двигателю

$$\sigma_{вх} = p_b^* / p_H^*,$$

где p_b^* и p_H^* – значения полного давления воздуха на выходе из ВУ (на входе в двигатель) и полного давления в набегающем на ЛА воздушном потоке (рис. 8.1).

При дозвуковых скоростях полета сжатие воздуха от скоростного напора сопровождается лишь небольшими потерями на трение и вихреобразование, и поэтому значение $\sigma_{вх}$ лишь немного меньше единицы. При сверхзвуковых скоростях полета, помимо указанных потерь, возникают дополнительные потери, связанные с возникновением скачков уплотнения, вследствие чего $\sigma_{вх}$ существенно снижается.

Потери полного давления воздушного потока в воздухозаборнике ведут к пропорциональному снижению полного давления потока воздуха или газа во всех элементах двигателя, что ведёт к снижению тяги двигателя. Поэтому первым требованием к входным устройствам является **обеспечение максимально возможных значений коэффициента восстановления полного давления.**

2. Степень повышения давления

$$\pi_{вх} = P_6^* / P_H$$

3. Коэффициент внешнего сопротивления $c_{x,вх}$, служащий для определения внешнего сопротивления ВУ:

$$c_{x,вх} = X_{вх} / q F_M,$$

где $X_{вх}$ – сила внешнего сопротивления ВУ; F_M – площадь миделя ВУ; $q = 0,5\rho_H V^2$ – скоростной напор набегающего воздушного потока.

Обеспечение минимальных значений $c_{x,вх}$ на основных режимах полета ЛА является вторым важнейшим требованием к ВУ.

4. На сверхзвуковых скоростях полета еще одним параметром ВУ является **коэффициент расхода φ** , равный отношению действительного расхода воздуха G_B к максимально возможному при данной скорости и высоте полета и данных размерах воздухозаборника. Следовательно, $\varphi = G_B/G_{B,макс} = F_H/F_{вх}$, причем в сверхзвуковом полете всегда $\varphi \leq 1$.

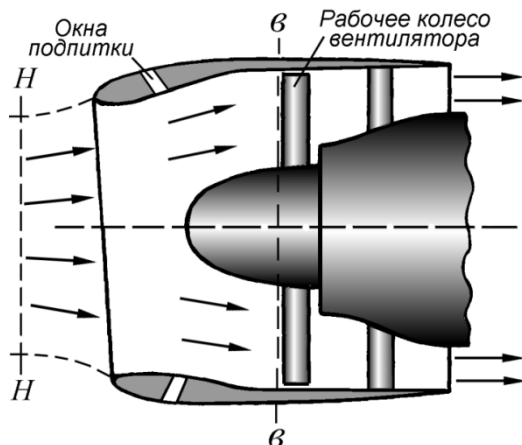


Рис. 8.1. Схема дозвукового входного устройства

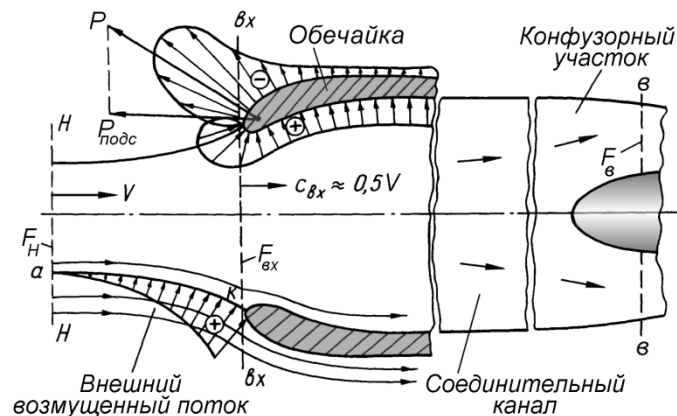


Рис. 8.2. Схема течения воздуха в дозвуковом входном устройстве

8.3. Особенности дозвуковых и трансзвуковых входных устройств

Типичная схема **дозвукового** воздухозаборника приведена на рис. 8.2.

Он состоит из обечайки и канала для подвода воздуха к двигателю. Обечайка выполняется с профилированными относительно толстыми и плавно обтекаемыми входными кромками. Площадь на входе в обечайку $F_{вх}$ выбирается такой, чтобы в расчетных условиях полета она была больше площади струи втекающего воздуха F_H , а скорость $c_{вх}$ – меньшей скорости полета V . Обычно для самолетных ГТД принимают $c_{вх} \approx 0,5V$. В этом случае почти всё сжатие воздуха за счет скоростного напора осуществляется перед плоскостью входа, т.е. вне ВЗ. Канал за обечайкой должен обеспечивать плавное изменение скорости и не иметь резких поворотов потока, чтобы обеспечить безотрывное течение воздуха и равномерное поле скоростей на входе в компрессор. Непосредственно перед этим входом канал выполняется конфузорным. Ускорение потока на этом участке способствует дополнительному выравниванию поля скоростей.

Внешнее сопротивление $X_{вх}$ дозвукового воздухозаборника при идеальном обтекании гондолы двигателя (т.е. в случае, когда отсутствуют трение и отрывы потока) близко к нулю. В реальных условиях $X_{вх}$ складывается из сопротивления давления и сопротивления трения, возникающих на ее внешней поверхности. Если обечайка имеет плавное очертание передних кромок и обтекается внешним потоком безотрывно, то на ее внешней поверхности за счет ус-

корения потока появляется зона разрежения и возникает *подсасывающая сила*. Эта сила направлена в сторону полета, она тем больше, чем меньше F_H по сравнению с $F_{вх}$ и поэтому практически полностью компенсирует дополнительное сопротивление, возникающее при $F_H < F_{вх}$. Поэтому при $M_H < 0,5$ практически $c_{x,вх} = 0$. В диапазоне от $M_H = 0,5$ до $M_H = 0,8$ коэффициент $c_{x,вх}$ увеличивается незначительно и его максимальное значение не превышает обычно $0,05 \dots 0,1$. Коэффициент восстановления полного давления $\sigma_{вх}$ у дозвуковых ВУ при $M_H \leq 0,8$, как показывают эксперименты, лежит в пределах $0,96 \dots 0,99$.

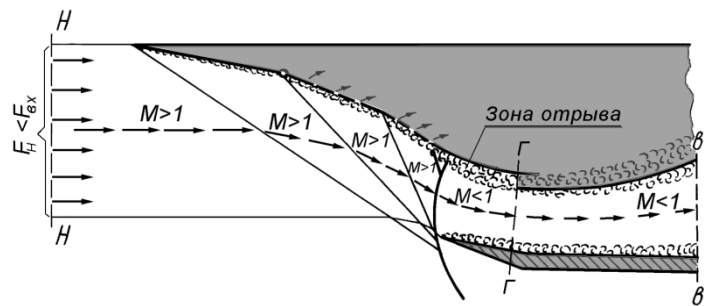


Рис. 8.3. Схема течения в СВУ внешнего сжатия

У дозвуковых самолетов с ТРДД, имеющих высокие степени двухконтурности, двигатели располагаются в отдельных гондолах, которые устанавливаются на пилонах несколько впереди и ниже крыла. Двигатели этих самолетов отличаются большими расходами воздуха и имеют значительные лобовые размеры и малую длину. Типичная схема входного устройства такой силовой установки вместе с каналом наружного контура показана на рис. 8.1. Некоторая несимметричность этого ВУ (наличие некоторого скоса плоскости входа) выполнена для повышения эффективности его работы на крейсерских углах атаки полета самолёта.

На режимах взлета и при малых скоростях полета, когда скорость $c_{вх} \gg V$, может возникать отрыв потока с входных кромок ВУ, приводящий к большим потерям полного давления и усилению неоднородности потока на входе в двигатель. Это устраняют применением окон (или створок) подпитки.

8.4. Организация рабочего процесса в сверхзвуковых входных устройствах

Идея торможения сверхзвукового потока сначала в системе слабых косых скачков уплотнения, а затем в замыкающем практически прямом, но также слабом скачке (головной волне) заключается в том, что потери полного давления получаются меньшими, чем при торможении этого же потока в одном интенсивном прямом скачке уплотнения.

На рис. 8.3 изображена схема течения воздуха в СВУ. Косые скачки уплотнения образуются на изломах поверхности торможения и фокусируются в окрестности передней кромки обечайки, а замыкающий прямой скачок (головная волна) располагается непосредственно на входе во внутренний канал. При этом обеспечивается дозвуковое втекание воздуха во внутренний канал.

При реальном течении воздуха на расчетном режиме (т.е. при $M_H = M_p$) обычно осуществляют некоторую расфокусировку косых скачков уплотнения. Это необходимо для того, чтобы замыкающий прямой скачок не разрушал их в непосредственной близости перед обечайкой. Это приводит к небольшому снижению коэффициента расхода φ по сравнению $\varphi = 1$ и незначительному увеличению внешнего сопротивления, но способствует повышению устойчивости течения в СВУ.

Коэффициент восстановления полного давления σ_m в системе, состоящей из m косых и замыкающего прямого скачка, определяется как произведение $\sigma_m = \sigma_{\text{п}} \prod_{i=1}^m \sigma_i$, где $\sigma_{\text{п}}$ – коэффициент σ в прямом, а σ_i – в i -м косом скачке. Максимум σ_m достигается при равной интенсивности всех скачков уплотнения.

Чем выше M_H , тем выгоднее иметь большое число скачков для получения $\sigma_{m,\text{max}}$. Но увеличение числа косых скачков усложняет конструкцию ВУ и увеличивает его длину и массу. Поэтому практически при $M_p = 2,0 \dots 3,0$ используют поверхности торможения с двумя-тремя косыми скачками.

Суммарный угол наклона всех скачков $\beta_{\Sigma\text{опт}}$, обеспечивающий достижение равной интенсивности всех скачков уплотнения и тем самым достижение $\sigma_{m,\text{max}}$, весьма велик. Для существующих ЛА с плоскими СВУ он достигает $25 \dots 35^\circ$. Но в реальных условиях на поверхности торможения и на стенках внутреннего канала образуется пограничный слой. Из-за положительного градиента давления он нарастает по длине панелей и утолщается в местах взаимодействия со скачками уплотнения. Поэтому на практике выбирают угол β_{Σ} меньшим $\beta_{\Sigma\text{опт}}$. Это снижает градиент давления вдоль поверхности торможения, чем достигается уменьшение нарастания пограничного слоя и предотвращение его отрыва.

Торможение сверхзвукового потока в косых скачках уплотнения связано с его одновременным отклонением от осевого направления. Во внутреннем канале этот дозвуковой поток нужно развернуть в обратном направлении на тот же угол. При этом вблизи «горла» может возникнуть отрыв потока у выпуклой поверхности внутреннего канала. Уменьшение угла β_{Σ} по сравнению с $\beta_{\Sigma\text{опт}}$ способствует также и сокращению размеров зоны отрыва потока в области горла. Но снижение интенсивности косых скачков (вследствие уменьшения β_{Σ}) повышает интенсивность замыкающего прямого скачка.

Для определения **коэффициента $\sigma_{\text{вх}}$** СВУ, помимо потерь полного давления в системе скачков (σ_m), нужно учесть еще потери, обусловленные влиянием трения и наличием зон отрыва. Для этой цели вводится эмпирический коэффициент $\sigma_{\text{тр}}$, который на расчетном режиме равен обычно $0,92 \dots 0,95$. Тогда

$$\sigma_{\text{вх}} = \sigma_{\text{тр}} \sigma_m .$$

8.5. Назначение выходных устройств и предъявляемые к ним требования

Основным назначением выходных устройств ГТД прямой реакции, ТВД и ТВВД является преобразование части тепловой энергии (энтальпии) нагретого газа в кинетическую энергию его направленной струи. **Назначением выходных устройств ТВад** является только отвод горячих газов, выходящих из турбины, в атмосферу.

Выходные устройства состоят из ряда элементов. В зависимости от типа силовой установки и конкретных условий её работы ими могут быть: реактивное сопло или диффузорный газоотводящий патрубок, устройство для отклонения вектора тяги, реверсивное устройство, система шумоглушения и др.

Основным элементом выходного устройства ГТД прямой реакции является **реактивное сопло**. Именно в нем завершается преобразование части тепловой энергии, подводимой к проходящему через двигатель воздуху, в кинетическую энергию направленного движения газовой струи, создающей при своем истечении реактивную тягу. За счет регулирования площади критического сечения сопла может осуществляться управление режимами работы двигателя, поэтому площадь $F_{кр}$ является одним из регулирующих факторов системы управления двигателя.

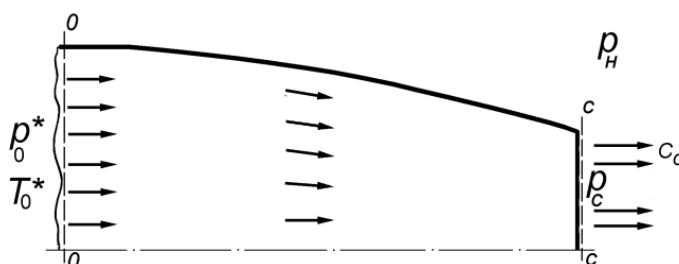


Рис. 8.4. Схема дозвукового выходного устройства

8.6. Схемы, основные параметры и режимы работы дозвуковых выходных устройств

Наиболее важным параметром, определяющим режим работы выходного устройства, является **располагаемая степень понижения давления газа в реактивном сопле** $\pi_{с,расп}$, т.е. отношение полного давления газа на входе в сопло p_0^* к давлению окружающей среды p_H (рис. 8.4)

$$\pi_{с,расп} = \frac{p_0^*}{p_H}$$

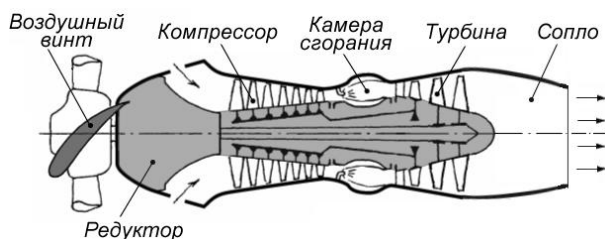


Рис. 8.5. Схема турбовинтового авиационного двигателя (ТВД)

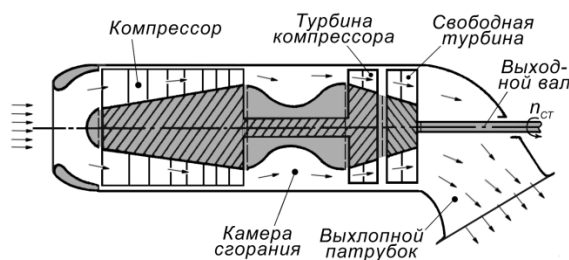


Рис. 8.6. Схема турбовального авиационного двигателя (ТВад)

Значение $\pi_{с,расп}$ и диапазон его изменения зависят от типа двигателя, режима его работы, а также от скорости и высоты полета самолета.

Наиболее низкие значения $\pi_{с,расп}$ имеют двигатели не прямой реакции: турбовальные, турбовинтовые и турбовинтовентиляторные. В них значения $\pi_{с,расп}$ являются, как правило, докритическими.

Поэтому в качестве выходных устройств этих двигателей применяются сужающиеся сопла (рис. 8.5) либо газоотводящие каналы диффузорного типа, которые иногда называют выходными патрубками (рис. 8.6).

Двухконтурные двигатели для дозвуковых самолетов имеют несколько большие значения $\pi_{с,расп}$. Для сопел наружного контура они на взлете составляют 1,4...1,8, а в полете при $H=11$ км – не превышают 2,2...2,8. Для внутреннего контура этих ТРДД $\pi_{с,расп}$ являются еще более низкими. Для этих двигателей

применяются также **нерегулируемые сужающиеся сопла** (рис. 8.7), отличающиеся простотой конструкции и малой массой.

Действительной степенью понижения давления газа в сопле называется отношение полного давления газа на входе в сопло p_0^* к его статическому давлению в выходном сечении сопла p_c , т.е.

$$\pi_c = \frac{p_0^*}{p_c}.$$

Степень понижения давления газа, при которой газ разгоняется до скорости, равной скорости звука, называется **критической**

$$\pi_{кр} = \frac{p_0^*}{p_{кр}}, \quad \text{где} \quad \pi_{кр} = \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

Критическая степень понижения давления для идеального газа зависит только от показателя адиабаты k (табл. 8.1) и для продуктов сгорания керосина в воздухе ($sk = 1,25 \dots 1,33$) равна $1,80 \dots 1,85$.

Таблица 8.1

Значения k	1,25	1,33	1,4	1,67
Значения $\pi_{кр}$	1,802	1,851	1,893	2,055

Скорость истечения газа из суживающегося сопла без учета потерь

$$c_c = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} RT_0^* \left(1 - \frac{1}{\pi_c^{\frac{k}{k-1}}} \right)},$$

где T_0^* – полная температура потока газа перед соплом.

Таким образом, скорость истечения газа из сопла зависит от его полной температуры перед соплом T_0^* , действительной степени понижения давления газа в сопле π_c и физических свойств газа (k и R).

Зависимость скорости истечения c_c от π_c показана на рис. 8.8.

При $\pi_c = 1$ течение отсутствует, т.е. скорость истечения равна нулю. При увеличении π_c скорость истечения возрастает, и если величина π_c стремится к бесконечности, скорость истечения стремится к предельной величине

$$c_{c\text{пред}} = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} RT_0^*}.$$

Таким образом, даже при $\pi_c = \infty$ скорость истечения газа имеет конечное значение. Это объясняется тем, что при энергоизолированном течении увеличение скорости и, следовательно, кинетической энергии газового потока происходит за счет уменьшения его энтальпии, которая на входе в сопло имеет ко-

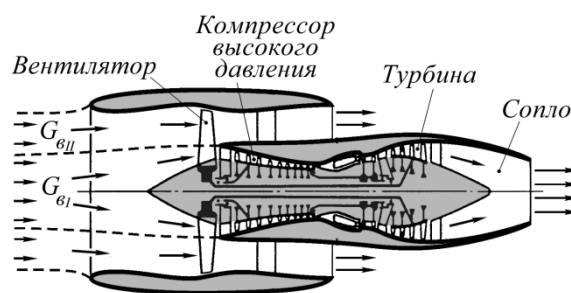


Рис. 8.7. Схема двухконтурного двигателя с отдельными контурами

нечное значение ($i_0^* = c_p T_0^*$) и при полном её переходе в кинетическую энергию газового потока даст также конечное значение скорости c_c , равное $c_{с\text{сред}}$.

Подчеркнём, что **в суживающемся сопле поток можно разогнать только до скорости, равной скорости звука**. Поэтому максимальная скорость истечения газа из суживающегося сопла ограничена значением критической скорости

$$c_{\text{кр}} = \sqrt{2 \frac{k}{k+1} R T_0^*},$$

при этом число Маха на срезе сопла равно единице.

Режим работы суживающегося сопла полностью определяется соотношением между располагаемой и критической степенями понижения давления ($\pi_{с,\text{расп}}$ и $\pi_{\text{кр}}$). При этом возможны два режима работы:

1) режим полного расширения, когда $\pi_{с,\text{расп}} \leq \pi_{\text{кр}}$. В этом случае газ в сопле расширяется полностью, давление газа в выходном сечении сопла равно давлению окружающей среды, т.е. $p_c = p_H$, а действительная степень понижения давления в сопле $\pi_c = \pi_{с,\text{расп}}$;

2) режим недорасширения, когда $\pi_{с,\text{расп}} > \pi_{\text{кр}}$. В этом случае газ в сопле расширяется не полностью, давление газа в выходном сечении сопла больше давления окружающей среды ($p_c > p_H$), а действительная степень понижения давления в сопле $\pi_c < \pi_{с,\text{расп}}$. Окончательное расширение газа (т.е. уменьшение давления до величины p_H) происходит за пределами сопла.

8.7. Потери в выходных устройствах и способы их оценки

Потери в выходных устройствах можно в общем случае разделить на три вида:

- 1) **внутренние потери;**
- 2) **потери, связанные с нерасчетностью режима расширения газа в сопле;**
- 3) **внешнее сопротивление.**

Внутренние потери вызваны вязкостью газа. Вязкость обуславливает потери на трение. Кроме того, неравномерность потока в выходном сечении сопла и его местные отклонения от осевого направления также приводят к потерям тяги.

Внутренние потери оцениваются **коэффициентом скорости сопла**

$$\varphi_c = \frac{c_c}{c_{с,\text{ад}}},$$

где c_c – величина осевой составляющей действительной скорости на выходе из сопла; $c_{с,\text{ад}}$ – скорость на выходе из сопла при отсутствии потерь, равная

$$c_{с,\text{ад}} = \sqrt{2 c_p T_0^* \left[1 - p_c / p_0^* \frac{k-1}{k} \right]}.$$

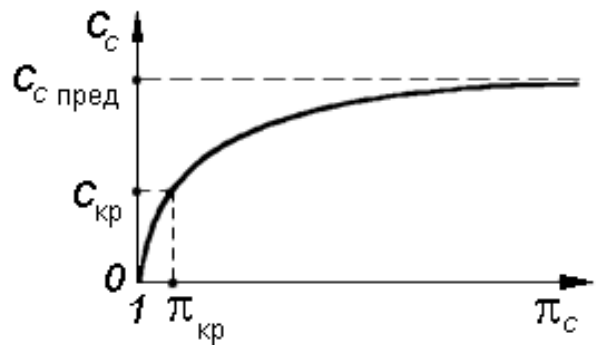


Рис. 8.8. Зависимость скорости истечения газа из сопла от π_c

Нерегулируемые сужающиеся сопла с профилированными стенками внутреннего канала имеют $\varphi_c = 0,99 \dots 0,995$.

С учетом наличия внутренних потерь и пограничного слоя определение расхода газа G_r через критическое сечение сопла производится по формуле

$$G_r = m_r \frac{p_0^* \sigma_{кр}}{\sqrt{T_0^*}} \mu F_{кр} q(\lambda_{кр}),$$

где $\sigma_{кр} = p_{кр}^* / p_0^*$, а μ - коэффициент расхода, учитывающий неравномерность параметров газового потока в критическом сечении сопла. У профилированных сопел коэффициенты $\sigma_{кр}$ и μ близки к единице.

Внешнее сопротивление выходного устройства называется также **кормовым сопротивлением** $X_{кор}$. Оно включает в себя сопротивление давления $X_{р.кор}$ и сопротивление трения $X_{тр.кор}$ кормовой части фюзеляжа или мотогондолы, сопряженных с обечайкой сопла, т.е. $X_{кор} = X_{р.кор} + X_{тр.кор}$.

На величину $X_{кор}$ влияет ряд факторов: число M полета, форма кормы сопла, режим его работы, толщина пограничного слоя на поверхности кормы и др.

Основной причиной возникновения внешнего сопротивления кормы является неблагоприятное распределение статического давления на ее внешней поверхности, форма которой, как правило, отлична от цилиндрической. Картина распределения статического давления при обтекании дозвуковым потоком кормы конической или плавной (так называемой оживальной) формы в присутствии истекающей из сопла недорасширенной струи газа показана на рис. 8.9. Как видно, на начальном участке кормы поток разгоняется и статическое давление снижается, а в конце кормы статическое давление увеличивается (вследствие торможения потока при его обратном повороте от оси сопла). У кормы конической формы с изломом поверхности (штриховой контур на рис. 8.9) величина наибольшего относительного разрежения \bar{p}_{min} и соответственно сопротивление давления получаются более высокими, чем у кормы оживальной формы.

Повышение давления в конце кормы до $p_{max} > p_H$ объясняется наличием выпуклой реактивной струи на выходе из сопла, о которую тормозится поток воздуха, обтекающий корму. Этим частично компенсируется сопротивление, возникающее на тех участках кормы, где давление ниже атмосферного.

Важным требованием к внешней аэродинамике сопел является их **безотрывное обтекание**. На рис. 8.10 показано распределение коэффициента давления по внешней поверхности сопла при $M_H = 0,8$ и $\pi_{с.расп} = 3,5$ для случая, когда нет отрыва, и для случая, когда из-за менее удачной формы кормы возникает отрыв потока. При отрыве на начальном участке сопла давление резко снижается, а на конечном участке восстанавливается в недостаточной степени, что приводит к значительному возрастанию внешнего сопротивления.

Другим источником внешнего сопротивления является **сопротивление трения**, но его доля по отношению к сопротивлению давления относительно невелика.

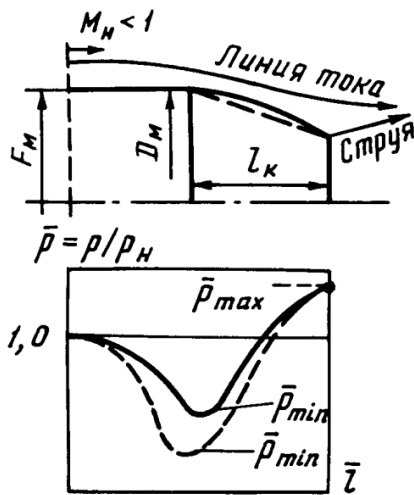


Рис. 8.9. Распределение статических давлений на поверхности кормы

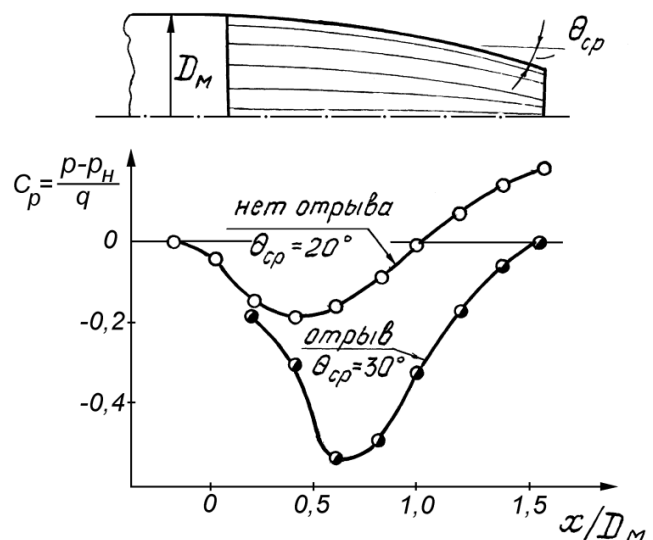


Рис. 8.10. Распределение коэффициента давления по внешней поверхности сопла

8.8. Устройства реверса тяги

Реверс тяги осуществляется поворотом реактивной струи, выходящей из двигателя, навстречу набегающему потоку, в результате чего создается отрицательная тяга, направленная против движения самолета и вызывающая его торможение. Реверс используется в основном на пассажирских и транспортных самолетах для сокращения длины пробега при посадке и осуществляется при помощи специальных реверсивных устройств (РУ).

Устройства реверса тяги можно разделить на **ковшовые** и **решетчатые**. При этом прямой поток при реверсе может перекрываться и поворачиваться перед критическим сечением сопла или после него. Для обеспечения при посадке самолета отрицательной тяги поворот потока при реверсе должен осуществляться на угол, больший 90° . В существующих схемах он достигает $120 \dots 150^\circ$, что составляет $30 \dots 40^\circ$ в отсчете от вертикальной плоскости, нормальной к оси двигателя. При больших углах реверсивная струя прилипает к мотогондole и попадает на вход в двигатель. Этот угол, обозначаемый $\psi_{рев}$, является одним из важнейших параметров реверсивного устройства.

В ковшовых реверсивных устройствах поворот потока осуществляется специальными длинными створками, которые на режиме прямой тяги могут размещаться, например, у наружной поверхности выходного устройства, образуя его внешние обводы, как показано на рис. 8.11. На режиме реверсирования эти створки (называемые створками ковшового типа) устанавливаются за критическим сечением сопла, перекрывая путь движению газа в прямом направлении и поворачивая газовый поток на угол $\psi_{рев}$.

В решетчатых реверсивных устройствах в качестве элементов, отклоняющих поток, используются специальные решетки профилей, которые устанавливаются на периферии выходного устройства неподвижно или имеют возможность поворачиваться на открытие и закрытие, а для перекрытия пути движения газа в прямом направлении используются специальные створки. Так, например, у двигателей с большими степенями двухконтурности, у которых

60...70% тяги создает наружный контур, реверсирование тяги может быть осуществлено путем применения решетчатых РУ, например, по типу показанного на рис. 8.12. Здесь перекрывающиеся створки в полёте перекрывают решетку, а при посадке поворачиваются в положение, показанное на рисунке.

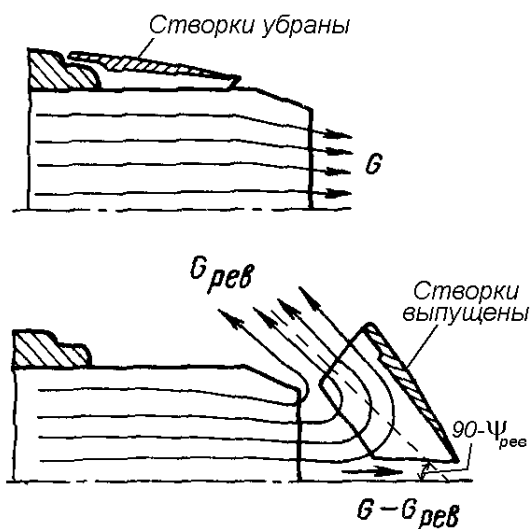


Рис. 8.11. Схема реверсивного устройства ковшового типа

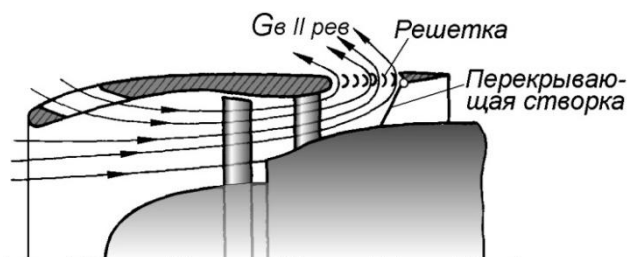


Рис. 8.12. Схема решетчатого реверсивного устройства

К реверсивным устройствам предъявляются следующие основные требования:

- реверсированная тяга при посадке самолета должна составлять не менее 40 ... 50% от прямой тяги в стендовых условиях;
- должна обеспечиваться возможность регулирования величины реверсированной тяги;
- выхлопные газы при реверсе тяги не должны попадать на элементы планера и на вход в двигатель;
- РУ должны быть надежными и иметь малый вес.

Эффективность РУ оценивается **коэффициентом реверсирования тяги** $\bar{P}_{рев}$, который равен отношению отрицательной тяги при включенном реверсе к прямой тяге при выключенном реверсе на максимальном режиме работы двигателя, т.е. $\bar{P}_{рев} = -P_{рев} / P$.

На рис. 8.13 дано сравнение значений $\bar{P}_{рев}$ осесимметричного сопла с РУ решетчатого типа и плоского сопла с РУ ковшового типа. В осесимметричном сопле при угле установки выходных кромок профилей в решетке, равном $\psi_{уст} = 30^\circ$, достигнут максимальный коэффициент реверсирования $\bar{P}_{рев} \approx 0,4$. Это недостаточно высокое значение $\bar{P}_{рев}$ объясняется тем, что в решетке фактический угол отклонения струи при повороте оказывался меньшим 30° , т.е. имело место отставание эффективного угла отклонения реверсируемых струй по сравнению с геометрическим углом выхода из решетки (угол отставания составил $\sim 10^\circ$). В плоском сопле использование более длинных поворотных створок, устанавли-

ваемых на угол $\psi_{уст} = 45^\circ$, обеспечило в тех же условиях значение $\bar{P}_{рев} \approx -0,7$, т.е. почти вдвое большее.

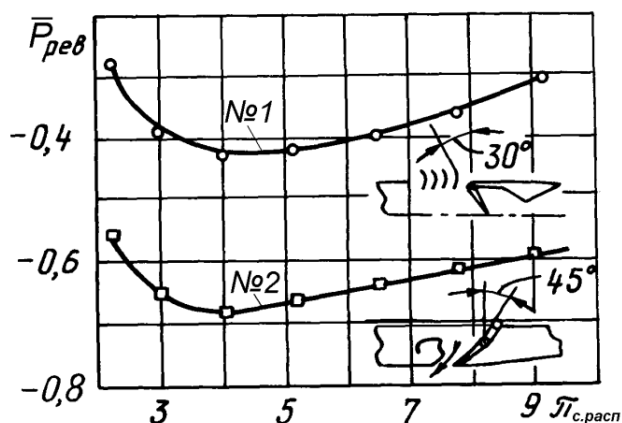


Рис. 8.13. Характеристики РУ в стендовых условиях

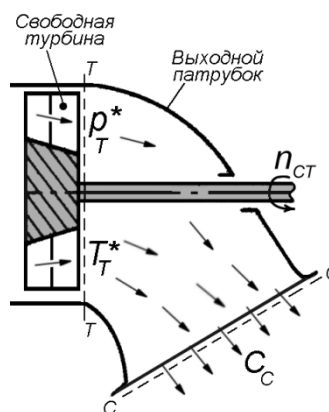


Рис. 8.14.Схема выходного патрубка вертолетного ГТД

8.9. Особенности выходных устройств турбовальных ГТД вертолетов

В турбовальных ГТД, устанавливаемых на вертолётах, работа расширения газа практически полностью превращается (за вычетом гидравлических потерь) в работу на валах турбины компрессора и свободной турбины, вращающей несущий винт вертолёта. Полное давление газа за турбиной превышает давление атмосферы лишь на небольшую величину, необходимую для выпуска газов из-за свободной турбины через выходной патрубок (рис. 8.14).

При этом отвод газов из-за турбины производится не в сторону, противоположную направлению полёта, а вверх или вбок. Поэтому выходной патрубок вертолётного ГТД имеет форму криволинейного канала, подобного показанному на рис. 8.14. Боковая составляющая силы реакции компрессируется тем, что выходные патрубки двух устанавливаемых на вертолет двигателей изогнуты в противоположные (по отношению к продольной оси вертолёта) стороны.

При этом в целях максимального использования работы расширения газа для получения работы на валу турбин скорость газа на выходе из криволинейного канала выбирается возможно малой, меньшей, чем за свободной турбиной.

Сильная искривленность канала такого выходного устройства приводит к появлению значительных гидравлических потерь. Их учет в расчетах ТВаД может быть выполнен либо по коэффициенту восстановления полного давления

$$\sigma_{\text{вых}} = \frac{p_c^*}{p_T^*}, \text{ либо по коэффициенту скорости } \varphi_{\text{вых}} = \frac{c_c}{c_{c.ид}}, \text{ где } c_{c.ид} = \sqrt{2c_{pT} T_T^* \left(1 - \frac{1}{e}\right)},$$

причем $e = \left(\frac{p_T^*}{p_H}\right)^{\frac{k-1}{k}}$, p_T^* – полное давление за свободной турбиной, а p_c^* – полное давление на выходе из выходного патрубка.

Обычно на расчетном режиме для выходных устройств ТВаД $\sigma_{\text{вых}} = 0,95...0,96$ и $\varphi_{\text{вых}} = 0,7...0,8$.

Литература

1. Бакулев В.И., Голубев В.А., Нечаев Ю.Н. и др. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок / под ред. В.А. Сосунова, В.М. Чепкина. – М.: МАИ, 2003.
2. Казанджан П.К., Тихонов Н.Д. Теория авиационных двигателей // Теория лопаточных машин. – М.: Машиностроение, 1995.
3. Кампсти Н. Аэродинамика компрессоров. – М.: Мир, 2000.
4. Нечаев Ю.Н., Федоров Р.М., Котовский В.Н., Полев А.С. Теория авиационных двигателей / под ред. Ю.Н. Нечаева. – М.: ВВИА им. проф. Н.Е. Жуковского, 2012. – Ч. 1.
5. Теория реактивных двигателей // Лопаточные машины / под ред. Б.С. Стечкина. – М.: Оборонгиз, 1956.
6. Федоров Р.М. Расчет характеристик авиационных осевых компрессоров и анализ некоторых особенностей их работы в системе ТРД // Труды ВВИА им. проф. Н.Е. Жуковского. – М.: ВВИА им. проф. Н.Е. Жуковского, 1961. – Вып. 891.
7. Федоров Р.М. Устойчивость течения воздуха в компрессоре ГТД // Научные проблемы авиации и космонавтики. – М.: Наука, 1985.
8. Холщевников К.В., Емин О.Н., Митрохин В.Т. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. – М.: Машиностроение, 1986.

Содержание

Предисловие	3
Введение.....	3
Глава 1. Основные уравнения движения газа в двигателях и их элементах.....	6
1.1. Уравнение неразрывности.....	6
1.2. Уравнение сохранения энергии.....	7
1.3. Обобщенное уравнение Бернулли.....	7
1.4. Теорема Эйлера об изменении количества движения.....	8
Глава 2. Тяга, мощность и удельные параметры авиационных двигателей.....	9
2.1. Двигатель и силовая установка.....	9
2.2. Тяга реактивного двигателя.....	9
2.3. Эффективная тяга силовой установки.....	10
2.4. Удельные параметры авиационных ГТД.....	13
Глава 3. Теория ступени компрессора ГТД.....	15
3.1. Назначение компрессоров ГТД и их типы.....	15
3.2. Схема и принцип действия ступени осевого компрессора.....	15
3.3. Работа, затрачиваемая на вращение колеса ступени.....	18
3.4. Изображение процесса сжатия воздуха в ступени в p, v – и T, s - координатах.....	20
3.5. Основные параметры ступени компрессора.....	21
3.6. Условия совместной работы элементов ступени, расположенных на различных радиусах.....	24
3.7. Профилирование ступеней по закону постоянства циркуляции.....	26
3.8. Параметры и характеристики компрессорных решеток профилей.....	27
3.9. Особенности течения воздуха в лопаточных венцах осевого компрессора.....	31
3.10. Особенности трансзвуковых и сверхзвуковых ступеней осевого компрессора.....	32
3.11. Особенности вентиляторных ступеней ТРДД с большой степенью двухконтурности.....	33
3.12. Схема и особенности работы центробежной ступени компрессора.....	34
3.13. Работа вращения рабочего колеса и основные параметры центробежной ступени.....	37
Глава 4. Многоступенчатые компрессоры.....	37
4.1. Основные параметры многоступенчатого компрессора (каскада) и их связь с параметрами ступеней.....	37
4.2. Формы проточной части осевого компрессора (каскада).....	40
4.3. Распределение работы сжатия воздуха между ступенями компрессора.....	41
Глава 5. Характеристики компрессоров и их регулирование.....	42
5.1. Общие представления о характеристиках компрессоров и методах их определения.....	42
5.2. Применение теории подобия к построению характеристик компрессоров.....	45
5.3. Характеристики ступени компрессора.....	48
5.4. Срывные режимы работы ступени.....	51

5.5. Характеристики нерегулируемых многоступенчатых компрессоров.....	54
5.6. Срывные и неустойчивые режимы работы многоступенчатых компрессоров.....	59
5.7. Рабочие режимы и запас устойчивости компрессора в системе ГТД...	60
5.8. Задачи и способы регулирования компрессоров ГТД.....	62
Глава 6. Газовые турбины ГТД.....	68
6.1. Назначение турбин ГТД. Схема и принцип работы ступени турбины.....	68
6.2. Работа газа на окружности колеса ступени.....	69
6.3. Изображение процесса расширения газа в ступени в p, V - и i, s – координатах.....	69
6.4. Основные параметры ступени турбины.....	71
6.5. Потери в ступени турбины и их зависимость от различных факторов.....	74
6.6. Основные параметры многоступенчатой турбины и их связь с параметрами её ступеней.....	78
6.7. Способы представления характеристик ступени газовой турбины.....	80
6.8. Характеристики ступени турбины.....	81
Глава 7. Камеры сгорания и камеры смешения авиационных ГТД.....	85
7.1. Назначение и основные параметры камер сгорания ГТД.....	85
7.2. Основные параметры камер сгорания ГТД.....	86
7.3. Основные закономерности процесса горения топлива.....	87
7.4. Типы основных камер сгорания ГТД и организация процесса горения в них.....	89
7.5. Характеристики камер сгорания авиационных ГТД.....	91
7.6. Назначение камер смешения и основные требования к ним.....	92
7.7. Схемы камер смешения и картина течения в них.....	93
7.8. Расчет параметров потока за камерой смешения.....	94
Глава 8. Входные и выходные устройства авиационных силовых установок...	95
8.1. Типы входных устройств и их классификация.....	95
8.2. Основные параметры входных устройств.....	96
8.3. Особенности дозвуковых и трансзвуковых входных устройств.....	97
8.4. Организация рабочего процесса в сверхзвуковых входных устройствах.....	98
8.5. Назначение выходных устройств и предъявляемые к ним требования.....	99
8.6. Схемы, основные параметры и режимы работы дозвуковых выходных устройств.....	100
8.7. Потери в выходных устройствах и способы их оценки.....	102
8.8. Устройства реверса тяги.....	104
8.9. Особенности выходных устройств турбовальных ГТД вертолетов...	106
Литература.....	107