

Лекция 11

ОСНОВЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ЛОПАТОЧНЫХ МАШИН

Принцип действия турбины



Курс

ОСНОВЫ ЛОПАТОЧНЫХ МАШИН



САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
SAMARA UNIVERSITY

11 ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ

Турбина – это лопаточная машина, в которой происходит непрерывный отбор энергии от сжатого и нагретого газа и преобразование ее в механическую энергию вращения ротора [1, 7].

Современные турбины работают в очень тяжелых условиях [16]:

- мощность одноступенчатой турбины ВД ТРДД Trent 500 - (Aerobus 340-500) составляет 36,5МВт (это эквивалентно мощности 25 самолетов Спитфайр времен второй мировой);
- каждая лопатка ТВД производит 700 л.с., что соответствует мощности болида Формулы 1;
- температура газа, обтекающего лопатку на 700 градусов превышает температуру плавления материала;
- температура лопатки такова, что обычный чайник в тех же условиях вскипел бы за 0,05сек;
- на взлетном режиме на лопатки ТВД действует перегрузка - 60000g.

Турбины бывают одно и многоступенчатыми. Максимальное число ступеней в турбинах авиационных ГТД достигает 8 штук [1]. Число ступеней паровых турбин может превышать эту величину.

По направлению движения рабочего тела турбины делятся: на осевые, центробежные, центростремительные и диагональные.

Ступень турбины обычно состоит из двух лопаточных венцов: неподвижного СА и подвижного РК.

В ступени турбины выделяются три характерных сечения:



- на входе в СА сечение 0-0;
- на выходе из СА (на входе в РК) сечение 1-1;
- на выходе из РК сечение 2-2.

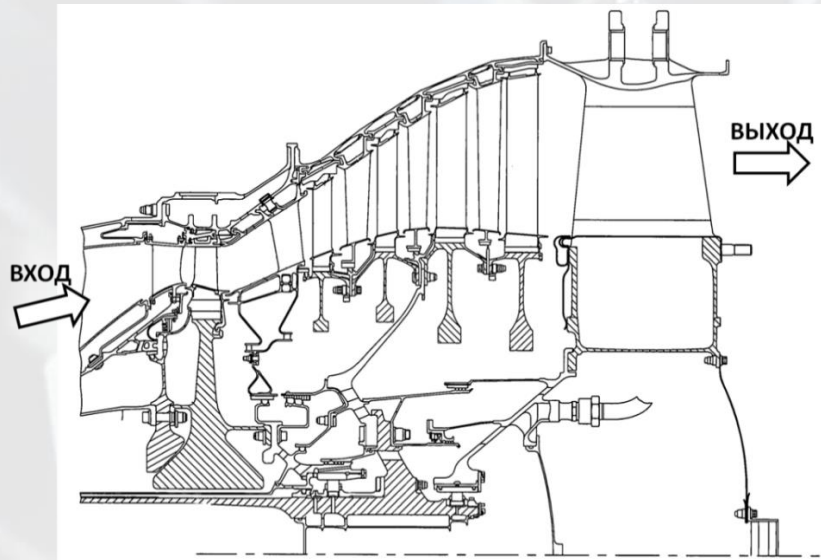


Рисунок 11.1 - Осевая турбина современного ТРДД [8]



Рисунок 11.2 – Осевые турбины [8]

Величина степени расширения ступени турбины π_t^* обычно находится в интервале от 1,5 до 5 [1, 7, 36]. Большие значения соответствуют высоконагруженным осевым турбинам высокого давления и центростремительным турбинам. Меньшие – ступеням турбины низкого давления. В настоящее время существует тенденция к сокращению числа ступеней лопаточных машин в ГТД.

Это приводит к тому, что степень расширения газа π_T^* в одной ступени перспективной осевой ступени может превышать 5.

Рассмотрим принцип действия турбины.

Для функционирования турбины необходимо создать перепад давления: давление на входе должно быть больше, чем на выходе. Этого можно добиться двумя способами – обеспечить высокое давление на входе (что обычно делается в газотурбинных установках), либо создать вакуум на выходе (так иногда поступают при экспериментальных исследованиях).

Под действием перепада давления рабочее тело начинает двигаться из области большего давления к меньшему, и расширяться. Процесс расширения характеризуется величиной *степени расширения газа в турбине*. Он показывает, во сколько раз снижается давление при расширении газа в турбине. Строго говоря, при рассмотрении рабочего процесса в турбине выделяют две степени расширения: – π_T^* -степень расширения до полного давления p_2^* и π_T - степень расширения до статического давления на выходе p_2 :

$$\pi_T^* = \frac{p_0^*}{p_2^*}$$
$$\pi_T = \frac{p_0^*}{p_2} \quad (11.1)$$

Основным элементом турбины является РК. Именно оно преобразует энергию потока в механическую работу.

Рассмотрим рабочий процесс в ступни осевой турбины. Для



нее справедливо $u_{1cp} \approx u_{2cp}$. Поток набегает на колесо с абсолютной скоростью c_1 под углом α_1 . На входных кромках лопаток поток начинает участвовать в двух движениях. Он вращается вместе с лопатками с переносной скоростью u_1 и движется относительно них со скоростью w_1 . Упомянутые скорости связаны друг с другом следующим векторным соотношением: $\vec{c}_1 = \vec{w}_1 + \vec{u}_1$. Визуально его можно представить в виде входного треугольника скоростей (рисунки 11.3 и 11.5).

Поток набегает на рабочие лопатки под углом β_1 . Для уменьшения потерь, величина входного конструктивного угла РК $\beta_{1л}$ выбирается таким образом, чтобы он примерно равнялся углу β_1 (рисунок 11.3).

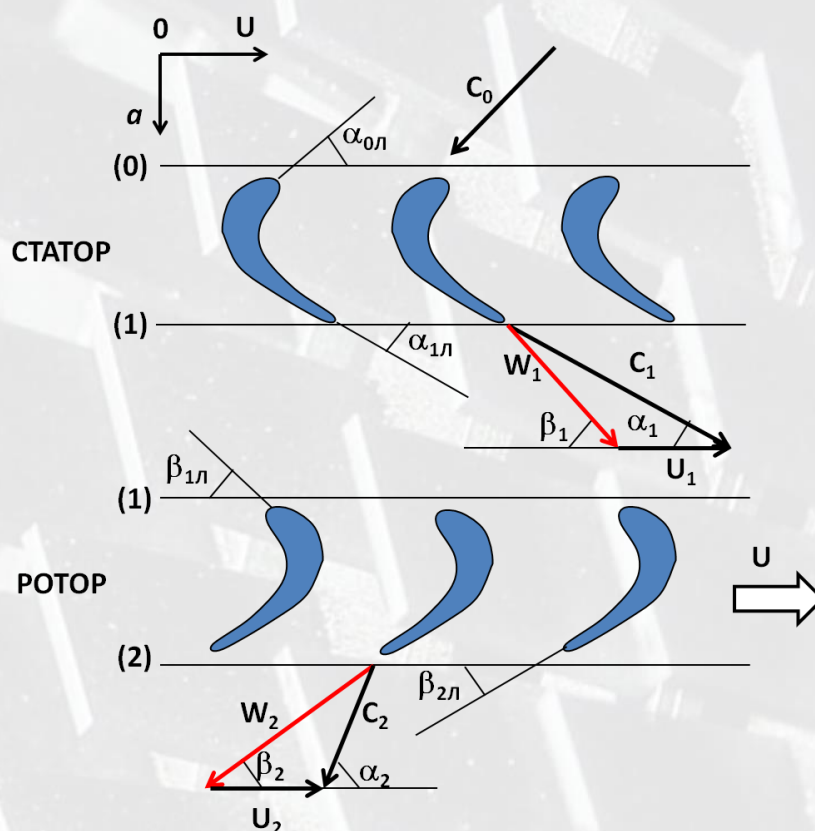


Рисунок 11.3 – Схема течения в ступени осевой турбины

Из уравнения энергии в механической форме в относительном движении 11.2 следует, что энергия расширения газа в РК турбины идет на преодоление инерционных сил $\frac{u_1^2 - u_2^2}{2}$, на увеличение кинетической энергии потока в относительном движении $\frac{w_2^2 - w_1^2}{2}$ и на преодоление гидравлического сопротивления L_r :

$$\int_2^1 \frac{dp}{\rho} = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + L_r \quad (11.2)$$

Для того, чтобы этот процесс расширения проходил с минимальными потерями энергии конструкция турбины выполняется так, чтобы максимально «способствовать» процессу ускорения газа. Рабочие лопатки турбины выполняют так, чтобы конструктивный угол решетки на выходе $\beta_{2л}$ был меньше лопаточного угла на входе в решетку $\beta_{1л}$ (рисунок 11.3). При таком соотношении углов площадь межлопаточного канала на выходе из РК будет меньше, чем на входе. Канал является конфузорным (сужающимся), что приводит к увеличению относительной скорости $w_2 > w_1$ и сопровождается уменьшением статического давления $p_2 < p_1$.

Наличие инерционных сил, например, в центростремительной турбине ($u_1 > u_2$), позволяет уменьшить уровень относительных скоростей в РК и за счет этого несколько снизить потери.

Проходя через межлопаточный канал РК, поток газа поворачивается (рисунок 11.3 и 11.4). В результате, из-за действия центробежных сил при повороте поток газа прижимается к поверхности корытца и создает там местное повышение давления (пока-



зано знаком «+» на рисунке 11.4). С другой стороны, те же центробежной силы «отжимают» поток от спинки, формируя там область разряжения (показана знаком «-» на рисунке 11.4). В результате рабочая лопатка испытывает действие разности давлений. Появлению разности давлений между спинкой и корытцем также способствует крыловидная форма лопатки.

Равнодействующая сил давления, действующих на лопатку $\bar{P}$, направлена в сторону спинки лопатки в направлении примерно перпендикулярном хорде. Ее можно разложить на две составляющие: окружную P_u и осевую P_a . Окружная составляющая P_u создает на рабочих лопатках крутящий момент и заставляет РК вращаться и совершать работу. При этом следует особо отметить, что, в отличие от компрессора, вращение турбины происходит самостоятельно без подвода сторонней энергии.

Осевая составляющая P_a воспринимается упорным подшипником ротора турбины (рисунок 11.4).

Работа, отбираемая газом от потока, может быть определена с помощью уравнения Эйлера:

$$L_T = u_1 c_{1u} - u_2 \cdot c_{2u} = (w_{2u} u_2 - w_{1u} u_1) + (u_1^2 - u_2^2) \quad (11.3)$$

Рабочее тело покидает РК в относительном движении со скоростью w_2 под углом β_2 , который близок по величине к выходному конструктивному углу $\beta_{2л}$. Суммируя векторно относительную скорость w_2 с переносной u_2 , можно найти абсолютную скорость потока, с которой рабочее тело покидает РК c_2 и поступает в следующую ступень или выходной патрубок. Треугольники скоростей



на входе и выходе из РК приведены на рисунках 11.3 и 11.5. Из них видно, что абсолютная скорость потока в РК снижается $c_2 < c_1$, что происходит из-за совершения механической работы газом.

Рабочее тело покидает турбину со скоростью c_2 и обладает кинетической энергией $c_2^2/2$. Эта энергия представляет собой *потерь с выходной скоростью*. Они неизбежны, так как рабочее тело должно выйти из турбины. Величина скорости c_2 меняется в широких пределах, достигая уровня 300...400 м/с. Но более характерным параметром является приведенная скорость λ_{c2} на выходе из РК. Ее значение в турбинах ГТД обычно находится в пределах $\lambda_{c2}=0,4...0,6$, а в турбинах ТВД и ТВаД может достигать значений 0,65...0,75 [1, 7, 36]. Как видно из рисунка 3.2.5 минимальное значение скорости c_2 и потерь с выходной скоростью будет иметь место при $\alpha_2=90^\circ$ (при сохранении расходной скорости c_a).

Запишем уравнение Бернулли для РК турбины:

$$L_{\text{тт}} = \int_2^1 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} - L_r \quad (11.4)$$

Из него следует, что механическая энергия в турбине получается в результате расширения газа $\int_2^1 \frac{dp}{\rho}$ и изменения кинетической энергии потока $\frac{c_1^2 - c_2^2}{2}$ вопреки действующим гидравлическим потерям L_r . Опираясь на этот вывод и рассмотренный ранее процесс, проходящий в РК, можно сделать вывод, что, несмотря на относительную простоту, в нем происходит сложный термодинамиче-



ский процесс. Вначале потенциальная энергия рабочего тела преобразуется в кинетическую, затем она превращается в механическую за счет поворота потока.

Как следует из уравнения 11.4, для получения существенной величины механической работы в турбине необходимо, чтобы поток на ее входе обладал большой кинетической энергией $c_1^2/2$. С другой стороны, из уравнения Эйлера (11.3) следует, что механическая работа, отбираемая лопатками турбины от потока будет тем больше, чем больше будет его закрутка на входе c_{1u} . То есть, для получения больших величин удельной работы в РК турбины, на его вход необходимо подавать закрученный поток, обладающий большой кинетической энергией. Это осуществляется в неподвижном ЛВ, который устанавливается перед РК и называется *сопловым аппаратом (СА)*. Он выполняет функцию ускорения потока на входе в РК и создания закрутки потока с целью увеличения механической работы ступени.

Ускорение потока в СА создаётся по тому же принципу, что и в РК - за счет конфузорной формы межлопаточного канала. Для этого сопловые лопатки выполняют таким образом, чтобы конструктивный угол решетки на выходе $\alpha_{1л}$ был меньше лопаточного угла на входе в решетку $\alpha_{0л}$ (рисунок 11.3). При таком соотношении углов площадь межлопаточного канала на выходе из СА существенно меньше, чем на входе, т.е. канал является сужающимся, что приводит к увеличению абсолютной скорости $c_1 > c_0$, и сопровождается уменьшением статического давления $p_1 < p_0$. Для уменьшения потерь величина входного конструктивного угла СА $\alpha_{0л}$ выбирается таким образом, чтобы он примерно равнялся углу



потока на входе α_0 .

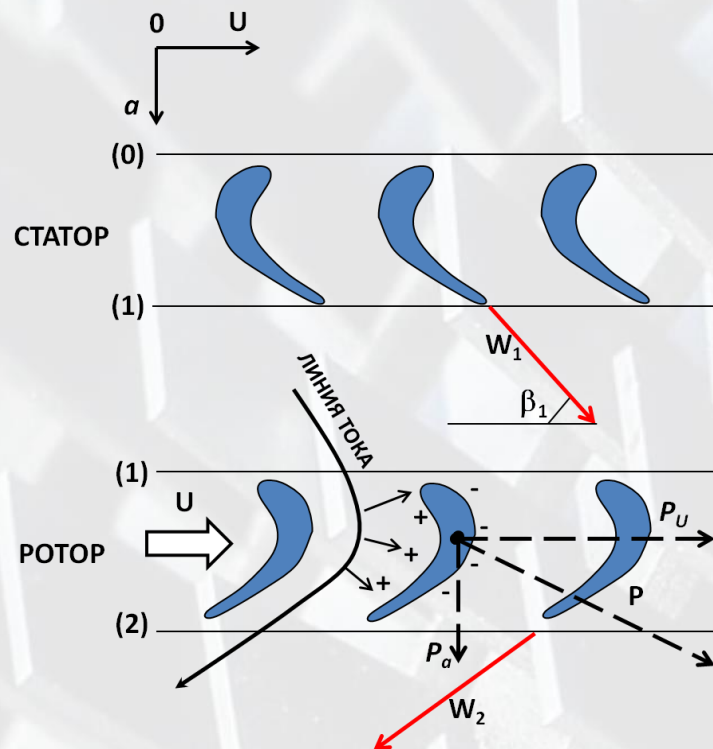


Рисунок 11.4 – Схема силового взаимодействия потока с лопаткой

План скоростей ступени осевой турбины изображен на рисунке 11.5. Следует обратить внимание на то, что поскольку конфузорный процесс не сопровождается повышенными потерями энергии, углы поворота потока в ЛВ турбины $\Delta\beta$ ($\Delta\alpha$) довольно большие и могут достигать значений $100...120^\circ$ (для сравнения, в компрессоре $\Delta\beta_{max} = 20...30^\circ$). Поэтому, при равных расходах рабочего тела и близких размерах, работа ступени осевой турбины больше работы ступени осевого компрессора, а потребное число ступеней турбины меньше числа ступеней компрессора.

Вариант 1

Вариант 2



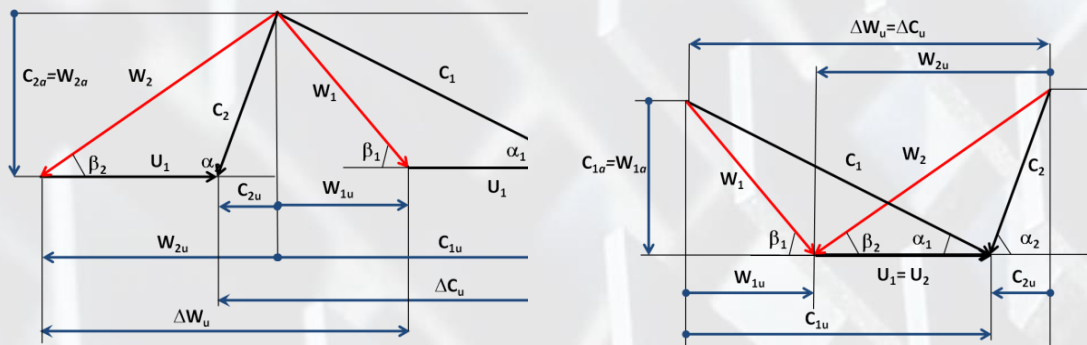


Рисунок 11.5 – Планы скоростей ступени осевой турбины

Запишем уравнение неразрывности применительно к ступени турбины:

$$\frac{F_0}{F_2} = \frac{\rho_2 c_{2a}}{\rho_0 c_{0a}} \quad (11.5)$$

Обычно турбины проектируются так, что $c_{2a} \approx c_{0a}$. В любом случае влияние изменения скоростей значительно меньше изменения плотности. В результате, при расширении газа в турбине плотность рабочего тела снижается $\rho_2 < \rho_0$, что приводит к необходимости увеличивать площадь проходного сечения и высоту лопаток к выходу (см. рисунок 11.6). Стоит особо подчеркнуть, что именно расширение газа является причиной увеличения высоты лопаток турбины, а не наоборот.

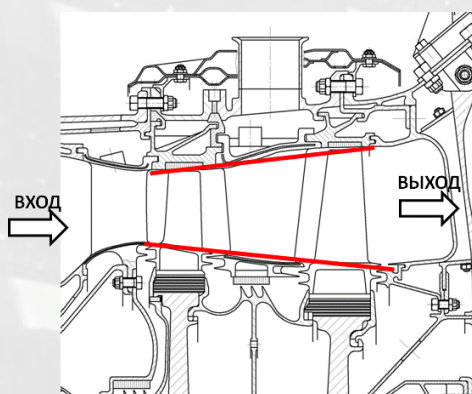


Рисунок 11.6 - Форма
меридионального сечения
проточной части осевой турбины

Рассмотрим, как и почему основные параметры потока меняются вдоль проточной части ступени турбины.

Как было отмечено при объяснении принципа действия, межлопаточные каналы РК и СА турбины имеют конфузорную форму. Поток в них ускоряется: в относительном движении в РК $w_2 > w_1$ и в абсолютном движении в СА $c_1 > c_0$. Поскольку абсолютное движение в СА и относительное в РК являются энергоизолированным, то согласно уравнению Бернулли, увеличение скорости приводит к снижению статического давления $p_2 < p_1 < p_0$ и плотности рабочего тела $\rho_2 < \rho_1 < \rho_0$.

Абсолютная скорость потока в РК снижается из-за совершения потоком рабочего тела механической работы $c_2 < c_1$.

Запишем уравнение энергии в тепловой форме в относительном и абсолютном движении для решетки РК [1]:

$$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} = (i_2 - i_1) + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \quad (11.6)$$

$$L_{РК} = i_1^* - i_2^* \quad (11.7)$$

В РК газ совершает механическую работу ($L_{РК} \gg 0$). Следует напомнить, что внешним признаком совершения работы является наличие физического движения. Исходя из этого, можно заключить, что работа отводится только в РК. В СА энергообмена нет ($L_{СА} = 0$).

Учитывая, что $w_2 > w_1$, то для осевой турбины ($u_1 \approx u_2$) из уравнения 11.6 следует, что $i_1 > i_2$. Поскольку $L_{РК} \gg 0$, то из уравнения



11.7 следует, что $i_1^* > i_2^*$. Откуда следует, что в рабочем колесе статическая и полная температуры растут $T_2 < T_1$ и $T_2^* < T_1^*$.

Уравнение энергии в механической форме в абсолютном движении для РК (считая, что $\rho \approx \text{const}$) можно записать в следующем виде:

$$\int_1^2 \frac{dp^*}{\rho} = L_{rPK} - L_{PK} \quad (11.8)$$

Если учесть, что работа, отбираемая РК, многократно превосходит энергию, затрачиваемую на преодоление потерь, то из данного уравнения можно сделать вывод, что приращение полного давления вдоль РК $dp^* < 0$, и, следовательно, $p_2^* < p_1^*$.

Аналогично запишем уравнения энергии в тепловой форме в абсолютном движении для СА [1]:

$$L_{CA} = (i_1 - i_0) + \frac{c_1^2 - c_0^2}{2} = 0 \quad (11.9)$$

$$L_{CA} = i_1^* - i_0^* = 0 \quad (11.10)$$

Учитывая, что в СА механическая работа не совершается $L_{CA} = 0$, рост абсолютной скорости компенсируется снижением энтальпии $i_1 < i_0$. Это приводит к снижению статической температуры $T_1 < T_0$.

Отсутствие энергообмена обуславливает равенство полных энтальпий и температур на входе и выходе из СА ($i_0^* = i_1^*$ и $T_0^* = T_1^*$).

Уравнение энергии в механической форме в абсолютном движении для СА выглядит следующим образом [1]:



$$\int_0^1 \frac{dp^*}{\rho} + L_{rCA} = L_{CA} \quad (11.11)$$

Так как $L_{CA} = 0$, изменение полного давления вызвано только затратами энергии на преодоление потерь. Учитывая, что $-L_{rCA} = \int_0^1 \frac{dp^*}{\rho}$ в современных турбинах составляет небольшую величину, то падение полного давления будет незначительным. Обычно оно не превышает 5%. Если бы процесс в СА проходил без потерь, то полное давление было бы неизменно $p_1^* = p_0^*$ [1].

Полученная в результате проведенного анализа качественная картина изменения основных параметров потока по длине ступени турбины приведена на рисунке 11.7.

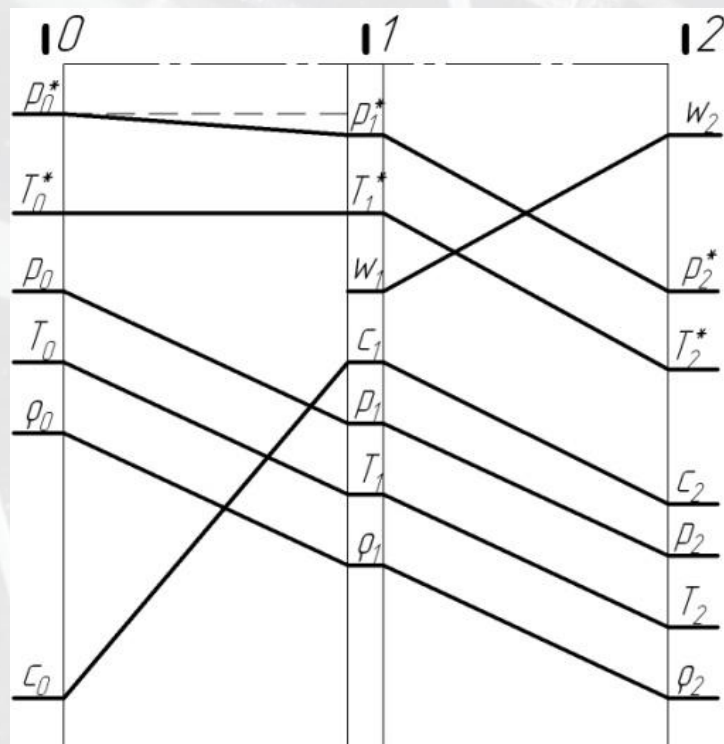


Рисунок 11.7 – Изменение параметров потока в ступени турбины [1]

Рассмотрим процесс преобразования энергии в ступени турбины. В турбине происходит отбор энергии от нагретого сжатого газа. При этом процесс передачи энергии можно разложить на два этапа. На первом этапе энергия передается от газа к лопаткам турбины, затем она через диски и валы передается потребителю.

В результате расширения газа в турбине в каждую единицу времени образуется энергия N_{TS} . Поделив ее на расход воздуха через турбину G_T , получим удельную работу, выделившуюся при расширении газа с начальной температурой T_0^* от давления p_0^* до давления p_2 :

$$L_{TS} = \frac{N_{TS}}{G_T} = \frac{kR}{k-1} T_0^* \left(1 - \left(\frac{p_{2V}}{p_{0V}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right) \quad (11.12)$$

Данная работа является идеальной изоэнтропической работой турбины – максимально возможной работой, которая может быть реализована в ней.

При передаче энергии от газа к лопаткам часть ее теряется на преодоление потерь в проточной части СА и РК $N_{rCA} + N_{rPK}$. Данные потери преобразуются в тепло, дополнительно нагревают рабочее тело, что позволяет получить в турбине дополнительную мощность ΔN_V , связанную с работой объемного расширения более нагретого из-за гидравлических потерь рабочего тела.

Газ покидает турбину со скоростью c_2 , что говорит о том, что часть энергии расширения, равная кинетической энергии $G_T c_2^2/2$,



не была преобразована в полезную работу на валу и является потерей для турбины. Мощность, дошедшая до рабочих лопаток, называется мощностью на окружности колеса N_u . Если ее поделить на расход газа на входе в турбину G_r , то можно найти работу на окружности РК L_u , отбираемую рабочими лопатками от потока. Она согласно уравнению моментов количества движения равна:

$$L_u = \frac{N_u}{G_r} = (u_1 c_{1u} + u_2 c_{2u}) \quad (11.13)$$

Полученная лопатками энергия в дальнейшем передается потребителю. Часть мощности $N_{ут} = G_{ут} L_{ут}$ теряется с утечками рабочего тела в РЗ, которые проходят с входа на выход турбины, минуя лопатки и не совершая полезной работы.

Другая часть энергии теряется на преодоление трения диска турбины о газ N_d . Полученная мощность, учитывающая потери $N_{ут}$ и N_d , называется *внутренней мощностью* турбины $N_T = N_u - N_d - N_{ут}$. В дальнейшем при передачи энергии по дискам и валам часть мощности $N_{тр}$ расходуется на преодоление трения в подшипниках и деформацию элементов ротора.

Оставшаяся мощность N_e – эффективная мощность передается потребителю.

Описанный процесс преобразования энергии может быть изображен схематически. Баланс энергии в ступени турбины показан на рисунках 11.8 и 11.9.

Проведенный выше анализ позволяет выйти на понятие *КПД*



турбины, который характеризует ее энергетическую эффективность. КПД турбины это отношение полезной работы к располагаемой. Полезной работой является работа, переданная потребителю L_e . Располагаемая работа – энергия, выделившаяся при расширении газа с начальной температурой T_0^* от давления p_0^* до давления p_2 .

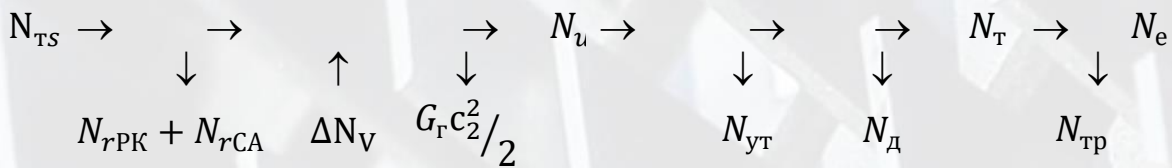


Рисунок 11.8 - Схема преобразования энергии в ступени турбины



Рисунок 11.9 – Баланс энергии в ступени турбины

Как и в компрессоре, в турбине выделяется несколько КПД:

Адиабатический КПД – оценивает гидравлическое совершенство турбины:

$$\eta_s = \frac{L_{TS} - (L_{rPK} + L_{rCA} - \Delta L_V)}{L_{TS}} = \frac{L_u - c_2^2/2}{L_{TS}} \quad (11.14)$$



Окружной КПД характеризует эффективность турбины по величине энергии, переданной на лопатки РК. Он характеризует совершенство проточной части и учитывает потери с выходной скоростью:

$$\eta_u = \frac{L_u}{L_{TS}} = \frac{(u_1 c_{1u} + u_2 c_{2u})}{\frac{kR}{k-1} T_0^* \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)} \quad (11.15)$$

Внутренний (мощностной) КПД характеризует эффективность турбины по величине энергии, переданной на выходной вал турбины:

$$\eta_T = \frac{L_T}{L_{TS}} \quad (11.16)$$

Именно этот тип КПД чаще всего применяется для оценки ее совершенства, поскольку именно он используется при термодинамическом проектировании газотурбинных установок.

Эффективный мощностной КПД [6] характеризует эффективность турбины по величине энергии, полученной непосредственно потребителем:

$$\eta_e = \frac{L_e}{L_{TS}} \quad (11.17)$$

