

### 3.2 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.

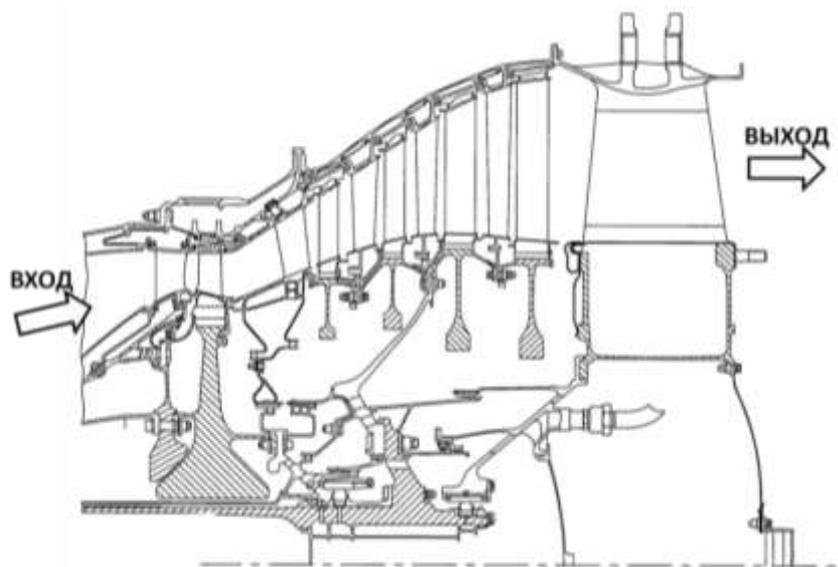


Рисунок 3.2.1 – Осевая турбина современного ТРДД [8]

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.



Рисунок 3.2.2 – Осевые турбины [8]

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  $2-2$ .

Величина степени расширения ступени турбины  $\pi_T^*$  обычно находится в интервале от 1,5 до 5 [1, 7, 36]. Большие значения соответствуют высоконагруженным осевым турбинам высокого давления и центробежным 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  $\pi_T^*$  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: –  $\pi_T^*$ -степень расширения до полного давления  $p_2^*$  и  $\pi_T$  - степень расширения до статического давления на выходе  $p_2$ :

$$\pi_T^* = \frac{p_0^*}{p_2^*};$$

3.2.1

$$\pi_T = \frac{p_0}{p_2}.$$

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  $\alpha_1$ . На входных кромках лопаток поток начинает участвовать в двух движениях. Он вращается вместе с лопатками с переносной скоростью  $w_1$  и двигается относительно них со скоростью  $w_l$ . Упомянутые скорости связаны друг с другом следующим векторным соотношением:  $\vec{c}_1 = \vec{w}_1 + \vec{w}_l$ . Визуально его можно представить в виде входного треугольника скоростей (рисунки 3.2.3 и 3.2.5).

Поток набегает на рабочие лопатки под углом  $\beta_1$ . Для уменьшения потерь, величина входного конструктивного угла РК  $\beta_{1л}$  выбирается таким образом, чтобы он примерно равнялся углу  $\beta_1$  (рисунок 3.2.3).

Из уравнения энергии в механической форме в относительном движении 3.2.2 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  $L_r$ :

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

3.2.2

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 3.2.3). 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  $p_2 < p_1$ .

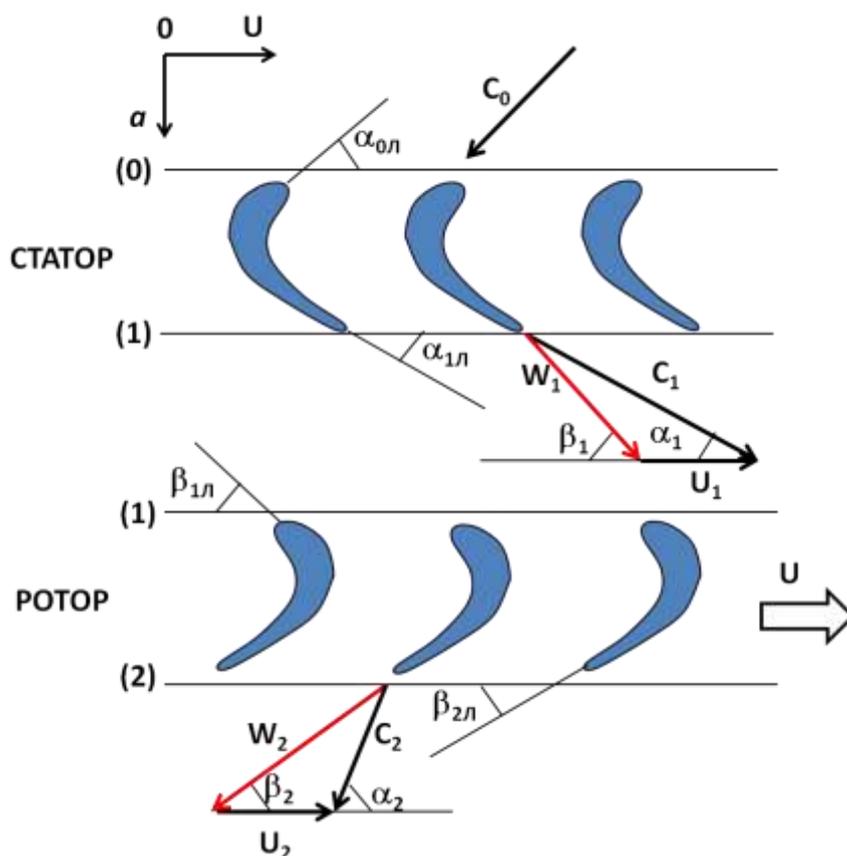


Рисунок 3.2.3 – Схема течения в ступени осевой турбины

Наличие инерционных сил, например, в центробежной 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 3.2.3 и 3.2.4). В результате, из-за действия центробежных сил при повороте поток газа прижимается к поверхности корытца и создает там местное повышение давления (показано знаком «+» на рисунке 3.2.4). С другой стороны, те же центробежные силы «отжимают» поток от спинки, формируя там область разрежения (показана знаком «-» на рисунке 3.2.4). 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 3.2.4).

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

$$L_T = u_1 c_{1u} - u_2 \cdot c_{2u} = (w_{2u} u_2 - w_{1u} u_1) + (u_1^2 - u_2^2). \quad 3.2.3$$

Рабочее тело покидает РК в относительном движении со скоростью  $w_2$  под углом  $\beta_2$ , 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 патрубков. Треугольники скоростей на входе и выходе из РК приведены на рисунках 3.2.3 и 3.2.5. 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 *потерю 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  $\lambda_{c_2}$  на выходе из РК. Ее значение в турбинах ГТД обычно находится в пределах  $\lambda_{c_2}=0,4...0,6$ , 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:

$$L_{ТТ} = \int_2^1 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} - L_r. \quad 3.2.4$$

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

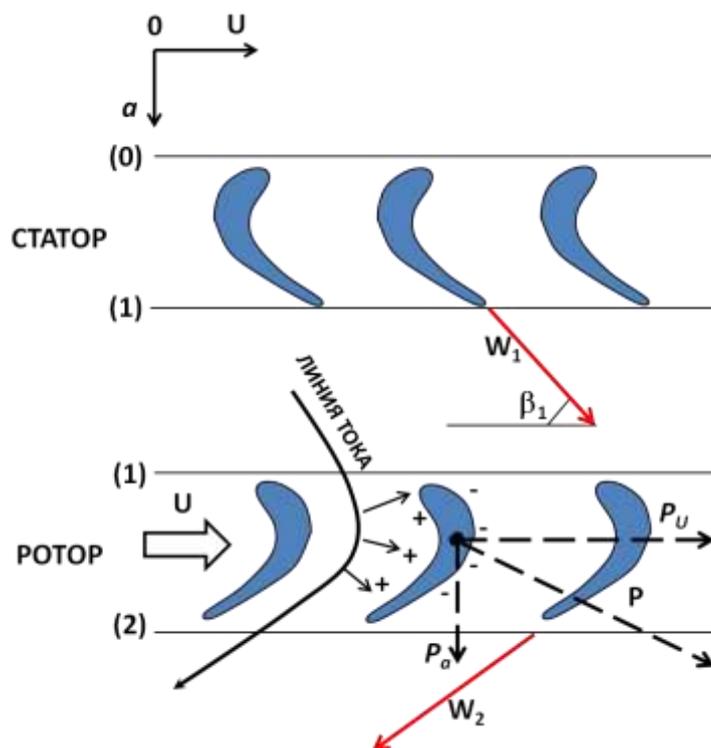


Рисунок 3.2.4 – Схема силового взаимодействия потока с лопаткой

Как следует из уравнения 3.2.4, для получения существенной величины механической работы в турбине необходимо, чтобы поток на ее входе обладал большой кинетической энергией  $c_{1u}^2/2$ . С другой стороны из уравнения Эйлера (3.2.3) 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 создается по тому же принципу, что и в РК - за счет конфузурной 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 3.2.3). 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  $\alpha_0$ .

План скоростей ступени осевой турбины изображен на рисунке 3.2.5. Следует обратить внимание на то, что поскольку конфузурный 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.

Запишем уравнение неразрывности применительно к ступени турбины:

$$\frac{F_0}{F_2} = \frac{\rho_2 c_{2a}}{\rho_0 c_{0a}} \quad 3.2.5$$

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 3.2.6). Стоит особо подчеркнуть, что именно расширение газа является причиной увеличения высоты лопаток турбины, а не наоборот.

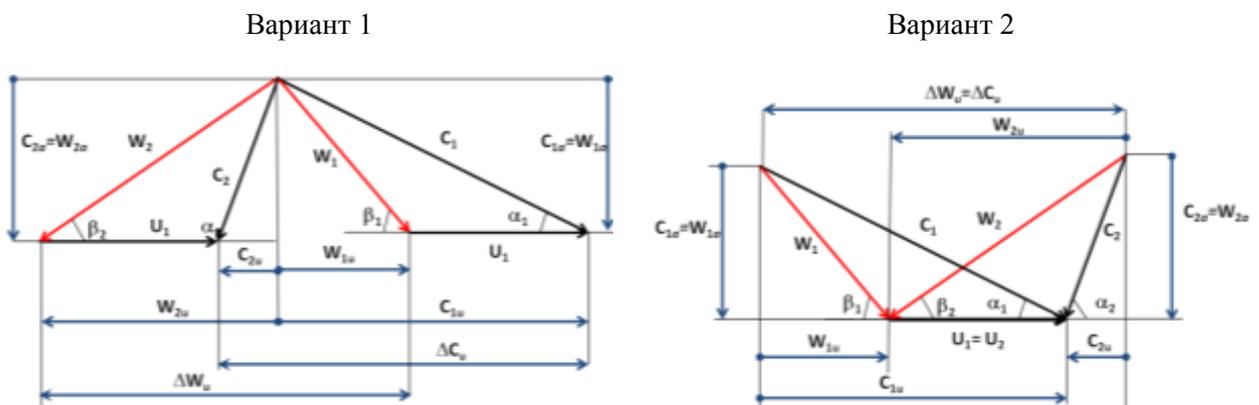


Рисунок 3.2.5 – Планы скоростей ступени осевой турбины

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 конфузурную 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  $\rho_2 < \rho_1 < \rho_0$ .

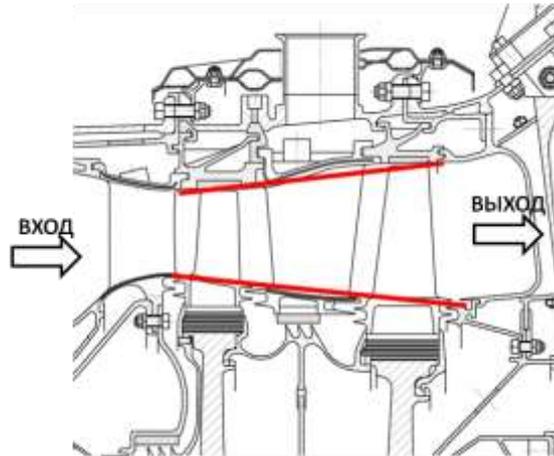


Рисунок 3.2.6 - Форма меридионального сечения проточной части осевой турбины

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]:

$$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} = (i_2 - i_1) + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}; \quad 3.2.6$$

$$L_{PK} = i_1^* - i_2^*. \quad 3.2.7$$

В РК газ совершает механическую работу ( $L_{PK} \gg 0$ ). 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 ( $L_{CA} = 0$ ).

Учитывая, что  $w_2 > w_1$ , то для осевой турбины ( $u_1 \approx u_2$ ) из уравнения 3.2.6 следует, что  $i_1 > i_2$ . Поскольку  $L_{PK} \gg 0$ , то из уравнения 3.2.7 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  $\rho \approx const$ ) можно записать в следующем виде:

$$\int_1^2 \frac{dp^*}{\rho} = L_{rPK} - L_{PK}. \quad 3.2.8$$

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]:

$$L_{CA} = (i_1 - i_0) + \frac{c_1^2 - c_0^2}{2} = 0; \quad 3.2.9$$

$$L_{CA} = i_1^* - i_0^* = 0. \quad 3.2.10$$

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]:

$$\int_0^1 \frac{dp^*}{\rho} + L_{rCA} = L_{CA}. \quad 3.2.11$$

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 3.2.7.

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  $G_z$ , получим удельную работу, выделившуюся при расширении газа с начальной температурой  $T_0^*$  от давления  $p_0^*$  до давления  $p_2^*$ :

$$L_{TS} = \frac{N_{TS}}{G_T} = \frac{kR}{k-1} T_0^* \left( 1 - \left( \frac{p_{2V}}{p_{0V}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right). \quad 3.2.12$$

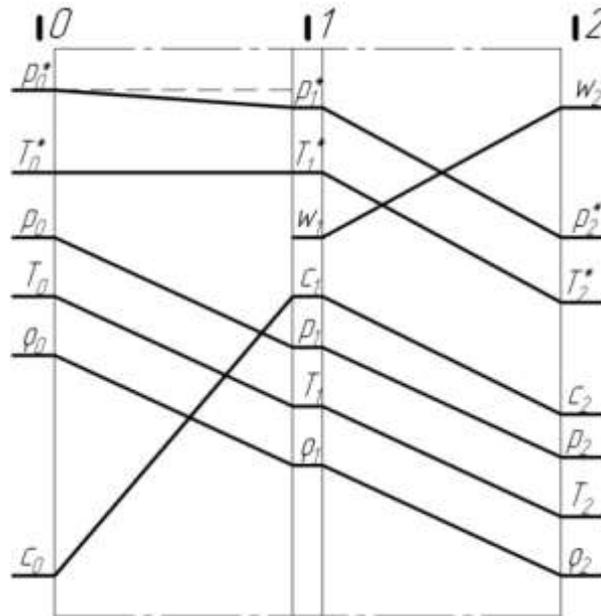


Рисунок 3.2.7 – Изменение параметров потока в ступени турбины [1]

Данная работа является идеальной изоэнтальпической 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  $\Delta N_V$ , 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  $G_T \frac{c_2^*}{2}$ , 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  $G_T$ , то можно найти работу на окружности РК  $L_u$ , отбираемую рабочими лопатками от потока. Она согласно уравнению моментов количества движения равна:

$$L_u = \frac{N_u}{G_T} = (u_1 c_{1u} + u_2 c_{2u}). \quad 3.2.13$$

Полученная лопатками энергия в дальнейшем передается потребителю. Часть



Как и в компрессоре в турбине выделяется несколько КПД:

*Адиабатический КПД* – оценивает гидравлическое совершенство турбины:

$$\eta_s = \frac{L_{TS} - (L_{rPK} + L_{rCA} - \Delta L_V)}{L_{TS}} = \frac{L_u - c_2^2/2}{L_{TS}}. \quad 3.2.14$$

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

$$\eta_u = \frac{L_u}{L_{TS}} = \frac{(u_1 c_{1u} + u_2 c_{2u})}{\frac{kR}{k-1} T_0^* \left( 1 - \left( \frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)}. \quad 3.2.15$$

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

$$\eta_T = \frac{L_T}{L_{TS}}. \quad 3.2.16$$

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

*Эффективный мощностной КПД* характеризует эффективность турбины по величине энергии, полученной непосредственно потребителем:

$$\eta_e = \frac{L_e}{L_{TS}}. \quad 3.2.17$$