

О. В. КОТУЛЬСКАЯ, Т. Н. ПАРАМОНОВА, Д. О. СЕНЕЦКАЯ, Ю. С. ЛИТВИНОВА

ПОТЕРИ ЭНЕРГИИ В РАБОЧЕМ КОЛЕСЕ ПРИ ПЕРЕХОДНОМ И МАЛОРАСХОДНОМ РЕЖИМАХ

Рассмотрен подход к определению потерь энергии в ступени большой веерности при её работе в малорасходном и переходном режимах. В настоящее время турбины большой мощности (200 МВт и выше) эксплуатируются в широком диапазоне режимов, а цилиндры низкого давления с рабочими лопатками $l_{рл} \approx 940-1200$ мм попадают в условия работы, при которых последние и предпоследние ступени не вырабатывают механическую энергию, а поглощают вырабатываемую ступенями цилиндров высокого и среднего давлений. Для таких режимов эксплуатации необходимо провести оценку уровня потерь энергии в ступенях большой веерности, особенно для ступеней цилиндра низкого давления теплофикационных турбин ТЭЦ, которые часто эксплуатируются при полностью закрытых регулирующих поворотных диафрагмах, т. е. при расходах пара не превышающих 1,5–2,5 % расхода, поступающего в турбину. Оценка потерь энергии в соответствии со структурой потока при малорасходных режимах и принятой модели движения потока через ступень при наличии сформировавшихся структур, а именно основного потока (поступающего в направляющий аппарат); вихря, вращающегося в межвенцовом зазоре; привтулочного отрыва, состоящего из серии последовательно расположенных вращающихся вихрей, целесообразно выполнить на первом этапе для основного потока, включая струйки, соответствующие областям концевых потерь или областям, сопряженным с привтулочным отрывом потока и вращающегося в межвенцовом зазоре вихря. Отмечено, что потери энергии в основном потоке, проходящие через ступень, линейно увеличиваются при снижении относительного объемного расхода рабочей среды. Максимальный уровень интегральных потерь энергии в основном потоке достигается при «чисто» вентиляционном режиме, при котором расход рабочей среды через ступень нулевой или близкий к нему и может составлять примерно 30 % теплоперепада на ступень при номинальном режиме её работы, соответствующий максимальному КПД на венце ступени.

Ключевые слова: турбины большой мощности, потери энергии, ступень большой веерности, переходный режим, малорасходный режим, привтулочный отрыв.

О. В. КОТУЛЬСЬКА, Т. М. ПАРАМОНОВА, Д. О. СЕНЕЦЬКА, Ю. С. ЛІТВИНОВА

ВТРАТИ ЕНЕРГІЇ У РОБОЧОМУ КОЛЕСІ ПРИ ПЕРЕХІДНОМУ ТА МАЛОВИТРАТНОМУ РЕЖИМАХ

Розглянуто підхід до визначення втрат енергії в ступені великої веєрності при її роботі в маловитратному і перехідному режимах. В даний час турбіни великої потужності (200 МВт і вище) експлуатуються в широкому діапазоні режимів, а циліндри низького тиску з робочими лопатками $l_{рл} \approx 940-1200$ мм потрапляють в умови роботи, при яких останні та передостанні ступені не виробляють механічну енергію, а поглинають енергію, що виробляється ступенями циліндрів високого та середнього тисків. Для таких режимів експлуатації необхідно провести оцінку рівня втрат енергії в ступенях великої веєрності, особливо для ступенів циліндра низького тиску теплофікаційних турбін ТЕЦ, які часто експлуатуються при повністю закритих регулюючих поворотних діафрагмах, тобто при витратах пари, що не перевищує 1,5–2,5 % витрати, що надходить в турбину. Оцінку втрат енергії відповідно до структури потоку при маловитратних режимах і прийнятій моделі руху потоку через ступінь при наявності сформованих структур, а саме основного потоку (що поступає в направляючий апарат); вихору, що обертається в міжвінцевому зазорі; привтулкового відриву, що складається з серії послідовно розташованих обертювих вихорів, доцільно виконувати на першому етапі для основного потоку, включаючи струмені, які відповідають областям кінцевих втрат або областям, зв'язаних з привтулковим відривом потоку та обертювого в міжвінцевому зазорі вихору. Відзначено, що втрати енергії в основному потоці, що проходять через ступінь, лінійно збільшуються при зниженні відносної об'ємної витрати робочого середовища. Максимальний рівень інтегральних втрат енергії в основному потоці досягається при «чисто» вентиляційному режимі і може становити приблизно 30 % теплоперепада, що приходить на ступінь при номінальному режимі її роботи, який відповідає максимальному ККД на вінці ступеня.

Ключові слова: турбіни великої потужності, втрати енергії, ступінь великої веєрності, перехідний режим, маловитратний режим, привтулочний відрив.

O. KOTULSKA, T. PARAMONOVA, D. SENETSKA, Ju. LITVINOVA

ENERGY LOSSES IN THE ROTOR BLADES AT TRANSIENT AND LOW-FLOW RATE MODES

An approach to the determination of energy losses in a stage with a large fanning is considered during its operation in low-flow rate and transient modes. At present, high-power turbines (200 MW and above) are operated in a wide range of modes and low-pressure cylinders with working blades $l_{wb} \approx 940-1200$ mm are exposed to operating conditions in which the last and penultimate stages don't generate mechanical energy, but absorb that generated stages of high and medium pressure cylinders. Such operating modes require an assessment of the level of energy losses in the stages of large fanning, especially for the stages of the low-pressure cylinder of cogeneration turbines of combined heat and power plant, which are often operated with completely closed control rotary diaphragms, i.e. at steam flow rates not exceeding 1,5–2,5 % of the flow rate entering the turbine. The evaluation of energy losses in accordance with the structure of the flow at low flow rates and the adopted model of the flow through the stage in the presence of formed structures, namely, the main flow (entering in the stator blades); the rotating vortex in the rim clearance; the bushing tear-off of flow, consisting of a series of sequentially located rotating vortices, expedient performs in a first step for the main flow, including trickles corresponding to the areas of end losses or areas conjugated with the bushing tear-off of flow and the rotating vortex in the rim clearance. It is noted that the energy losses in the main flow passing through the stage increase linearly with a decrease in the relative volumetric flow rate of the working fluid. The maximum level of integral energy losses in the main flow is achieved with a "pure" ventilation mode and can be made up approximately 30 % heat drop per stage during its nominal mode of operation which corresponding to the maximum efficiency at the crown of the stage.

Keywords: high-power turbines, energy losses, large fanning stage, transient mode, low-flow rate mode, bushing tear-off.

Введение. Создание ступеней для паровых турбин связано, прежде всего, с их работой на номинальном режиме, который определяется при максимальном значении КПД η_u^{\max} на лопаточном венце ступени, включающем направляющий и рабочий лопаточные аппараты. При проектировании

ступени обеспечиваются наиболее благоприятные условия работы этих аппаратов с минимальными потерями энергии.

Потери энергии в рабочем колесе при номинальном режиме работы ступени включают профильные $\xi_{\text{пр}}$, концевые $\xi_{\text{конц}}$ и потери с выходной скоростью $\xi_{\text{вых}}$, которые позволяют выполнить оценку КПД ступени η_u на венце [1–5]:

$$\eta_u = 1 - \xi_{\text{пр}} - \xi_{\text{конц}} - \xi_{\text{вых}}.$$

В настоящее время турбины большой мощности (200 МВт и выше) эксплуатируются в широком диапазоне режимов, а цилиндры низкого давления (ЦНД) с рабочими лопатками предельной длины ($l_{\text{рл}} \approx 940\text{--}1200$ мм при частоте вращения ротора $n = 3000$ об/мин) попадают в условия работы, при которых последние и предпоследние ступени не вырабатывают механическую энергию, а поглощают, вырабатываемую ступенями цилиндров высокого и среднего давлений [6–9]. Для таких режимов эксплуатации необходимо провести оценку уровня потерь энергии в ступенях большой веерности ($l_{\text{рл}}/D_{\text{ср}} = 0,317\text{--}0,467$ для ТЭС, $l_{\text{рл}}/D_{\text{ср}} = 0,326\text{--}0,407$ для АЭС, $l_{\text{рл}}/D_{\text{ср}} = 0,287\text{--}0,393$ для ТЭЦ), особенно для ступеней ЦНД теплофикационных турбин ТЭЦ, которые часто эксплуатируются при полностью закрытых регулирующих поворотных диафрагмах, т. е. при расходах пара не превышающих 1,5–2,5 % расхода, поступающего в турбину [10–11].

Изменение режимов работы турбинной ступени. Одной из существенных характеристик турбинной ступени является режим холостого хода, при котором ступень не вырабатывает мощность ($N_{\text{хх}} = 0$, $\eta = 0$). Этот режим разделяет процесс работы ступени на два типа режимов: турбинный, когда ступень вырабатывает механическую энергию и малорасходный, при котором ступень «поглощает» механическую энергию [12–14].

При переходе ступени через режим холостого хода происходит изменение направления передачи энергии, при турбинном режиме – от потока к лопаткам рабочего колеса (РК), при малорасходном (ниже режима холостого хода) – от рабочих лопаток механическая энергия передается потоку, проходящему через ступень. В этом случае турбинная ступень работает как плохая компрессорная ступень, что сопровождается большими потерями в основном потоке рабочей среды.

При изменении режимов работы турбинной ступени в диапазоне от номинального до нулевого, в ступени наблюдаются следующие процессы [2]. При номинальном режиме движение рабочей среды близко к цилиндрическому (коническому в направляющем аппарате (НА) и выравниванию в РК для ступеней с коническим меридиональным обводом) и сопровождается минимальными потерями энергии. По мере снижения режима за РК зарождается и затем развивается привтулочный отрыв, связанный с окружной составляющей выходной скорости на

выходе из РК, который при холостом ходе ступени либо приближается к выходным кромкам рабочих лопаток, либо может проникнуть внутрь каналов РК, приводя к подъему потока по направлению к периферии.

При нулевом расходе внутренняя поверхность вихря, зарождающегося в межвенцовом зазоре, соприкасается с поверхностью втулки. Представленное описание изменения структуры потока, проходящего через ступень, позволяет предложить следующую модель для определения потерь энергии в ступени при переходном и малорасходном режимах.

На рис. 1 приведена структура потока при малорасходном режиме, когда уже развились привтулочный отрыв и вращающийся в межвенцовом зазоре вихрь.

Через ступень проходит поток, величина которого определяется расходом на входе в НА – основной поток [15]. Входные кромки рабочих лопаток генерируют вихрь, вращающийся в межвенцовом зазоре, в котором вращается расход, постоянный при рассматриваемом режиме, определяемом величиной относительного объемного расхода за РК $\overline{Gv_2} = \frac{Gv_2}{(Gv_2)_{\text{ном}}}$, где Gv_2 – объемный расход при рассматриваемом режиме; $(Gv_2)_{\text{ном}}$ – объемный расход рабочей среды при номинальном режиме.

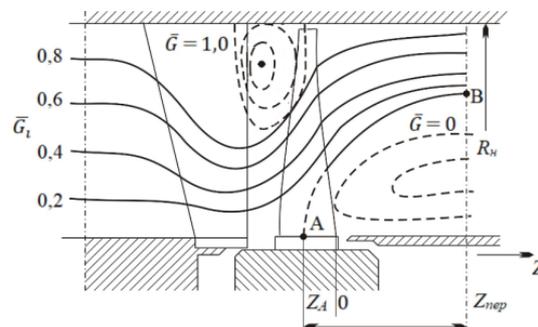


Рис. 1. Структура потока в ступени при малорасходных режимах работы

Привтулочный режим – это вихревая система, генерируемая и поддерживаемая вращающимся вихрем за РК основным потоком, а после присоединения первого в привтулочном отрыве вихря к выходным кромкам рабочих лопаток на его поддержание расходуется также энергия, подводимая к РК. Масса рабочего тела в первом вихре (он в ЦНД турбин может замыкаться на торцевую стенку выходного патрубка и соединяться с потоком из конденсатора), также имеет постоянную величину. Учитывая такой подход к анализу формирования структуры потока в ступени для определения потерь энергии, можно предложить следующую модель потока в ступени.

Модель потока в ступени. Поток, формирующий структуру течения в ступени, рассматривается как автономное течение, т. е.

основной поток; вращающийся в межвенцовом зазоре вихрь; привтулочный отрыв, разделенный границами $\overline{G} = G/G_0 = 1,0$ – между основным потоком и вихрем и $\overline{G} = 0$ – между основным потоком и привтулочным отрывом. Потери энергии определяются независимо для основного потока, вращающегося вихря и привтулочного отрыва.

Учитывая пространственный характер движения потока в ступени при понижении расхода через неё, первыми в режим потребления мощности (передачи энергии участком лопатки потоку) переходят периферийные сечения, последними – корневые, а диапазон этого перехода зависит от отношения D_{cp}/l_{pl} (для ступени с отношением $D_{cp}/l_{pl} = 2,58$ этот диапазон $\Delta(\overline{Gv}_2) \approx 0,17$. Режим холостого хода ступени большой веерности наступает тогда, когда выработка энергии в нижней части рабочих лопаток полностью компенсирует её потребление в верхней части [10, 16].

Для ступени с $D_{cp}/l_{pl} = 2,58$ режим холостого хода наступает при относительно объемном расходе $\overline{Gv}_{2xx} \approx 0,54$.

Перераспределение энергии по сечениям рабочей лопатки при снижении расхода, начиная от соответствующего перехода к потреблению энергии в периферийном сечении, приводит к необходимости изменить подход определения потерь энергии в каналах РК. Переход потока на больший радиус приводит к обтеканию изменяющихся по форме сечений и, как следствие, изменению потерь (сопровождающихся также отрывом потока от выпуклой поверхности лопатки), которые сложно отождествлять с профильными потерями в каналах РК [15].

Оценка потерь энергии. В этом течении на первом этапе целесообразно ее выполнить для основного потока в виде интегральной по сечению потока (включая струйки, соответствующие областям концевых потерь, или областям, сопряженным с привтулочным отрывом потока и вращающегося в межвенцовом зазоре вихря).

Для анализа потерь энергии при малорасходных режимах в основном потоке, расход разделяется на доли – кольцевые струйки, равной величины (для исследуемой ступени на 10 частей).

Для определения потерь энергии в основном потоке целесообразно рассмотреть два подхода:

1. использование для кольцевых струек уравнения Бернулли и экспериментально измеренных значений полного давления P_1^* и P_2^* ;

2. использование аналога профильных потерь $(1 - \psi^2)$ для струек с определением дополнительных статистических давлений P_1 и P_2 на входе струйки в РК и выходе из него.

Изменение полной энергии ΔP^* для каждой выделенной струйки от P_1^* перед РК до P_2^* за ним, соответствует механической работе, затрачиваемой на изменение состояния среды при «проталкивании»

струйки через РК (изменение параметров рабочей среды). Это изменение, с учетом плотности потока, определяемой по параметрам заторможенного потока, может быть определено на основе обобщенного уравнения Бернулли для струйки, в котором учитывается подводимая рабочими лопатками к потоку механическая энергия

$$\frac{P_1^*}{\rho_1} = \frac{P_2^*}{\rho_2} + h_u + h_r, \quad (1)$$

где индексы «1» и «2» соответствуют сечениям на входе в РК и на выходе из него; ρ^* – средняя плотность рабочей среды в струйке; h_u – полезная работа струйки; h_r – потеря энергии в струйке между сечениями «1» и «2». Для несжимаемой среды и малом изменении температуры $\rho_1^* \approx \rho_2^* = \rho$ удельная работа, подводимая к элементарной струйке, определяется по уравнению Эйлера как

$$h_u = U_1 \cdot C_{1u} - U_2 \cdot C_{2u} \quad (2)$$

где $U_1 = \omega \cdot r_1$ и $U_2 = \omega \cdot r_2$ – окружная скорость во входном и выходном сечениях РК при r_1 и r_2 для сечений 1 и 2; ω – частота вращения рабочего колеса; C_{1u} , C_{2u} – окружные составляющие реальных скоростей на входе (индекс 1) и выходе (индекс 2) струйки при прохождении его РК.

Потери энергии в струйках основного потока h_r , при экспериментально измеренных величинах полной энергии P_1^* и P_2^* из уравнения (1)

$$h_r = \left(\frac{P_1^*}{\rho^*} - \frac{P_2^*}{\rho^*} \right) - h_u = \frac{\Delta P^*}{\rho^*} - h_u. \quad (3)$$

Потери энергии единицей объема рабочей среды из уравнения (3) составляют

$$\rho^* h_r = \Delta P^* - \rho^* h_u. \quad (4)$$

Таким образом, изменение давления в заторможенном потоке в зависимости от $\Delta P^* = P_1^* - P_2^*$ по струйкам основного потока, позволяет проанализировать распределение энергии как в переходной области (от турбинного к малорасходному режиму), так и в области малых значений \overline{Gv}_2 .

Для определения потерь энергии в каждой струйке, также можно использовать 2-й подход, применяемый для определения профильных потерь, обозначив $h_r = h_\psi$ и представляя потери, условно через коэффициент скорости ψ и относительную скорость потока W_{2t} , как теоретическую. В этом случае потери энергии в рабочей лопатке имеют вид

$$h_\psi = (1 - \psi^2) \cdot \frac{W_{2t}^2}{2}. \quad (5)$$

Коэффициент скорости ψ рабочей лопатки может

быть представлен как отношение действительной относительной скорости W_2 к теоретической W_{2t} ,

$$\psi = W_2/W_{2t}. \quad (6)$$

Действительная относительная скорость на выходе из РК W_2 определяется путем траверсирования потока и построения треугольников скоростей [5, 17].

Теоретическая относительная скорость на выходе потока определяется как

$$W_{2t} = \sqrt{W_1^2 + W_p^2 + U_2^2 + U_1^2}, \quad (7)$$

где W_1 – относительная скорость потока на входе в РК, определяемая по результатам траверсирования потока в межвенцовом зазоре и построения треугольника скоростей на радиусе r_1 струйки для основного потока в ступени; W_p – скорость, эквивалентная величине теплоперепада, срабатываемого на РК, для определения которого, может быть использовано выражение

$$W_p = \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT_1 \left(1 - \frac{P_2}{P_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}}, \quad (8)$$

где k – показатель изоэнтропы; для воздуха $k = 1,4$; для перегретого пара $k = 1,3$; R – газовая постоянная для воздуха: $R = 287,15$ Дж/(кг·К); для перегретого пара $R = 462,5$ Дж/(кг·К); T_1 – абсолютная температура рабочей среды в межвенцовом зазоре на радиусе r_1 струйки.

На рис. 2 приведены энергетические характеристики ступени большой веерности для пяти режимов, включающих турбинный режим ($\overline{Gv}_2 = 0,564$), режим в переходной области ($\overline{Gv}_2 = 0,504$), малорасходные режимы ($\overline{Gv}_2 = 0,367$; $0,254$; $0,04$). Последние имеют развитый привтулочный отрыв, зародившийся в межвенцовом зазоре вращающегося вихря.

При переходе от турбинного к малорасходному режиму разность статических давлений $\Delta P = P_1 - P_2$ по сечению основного потока в струйках изменяется незначительно, уменьшаясь до близкого к нулевому значению при $\overline{Gv}_2 = 0,504$. Это свидетельствует о достаточно слабом компримировании в основном потоке при режимах, близких к холостому ходу. В переходной области для исследуемой ступени, которая начинается при $\overline{Gv}_2 = 0,587$ для периферийных сечений и заканчивается при $\overline{Gv}_2 = 0,415$ для корневых, разность давлений ΔP близка к постоянной величине для всех струек основного потока. При появлении вращающегося вихря ($\overline{Gv}_2 = 0,367$) при малорасходном режиме происходит некоторое изменение перепада давлений ΔP с уменьшением его величины в области $\overline{G} = 0 - 0,2$.

Отмеченный уровень изменения перепада статического давления $\Delta P_{ст}$ по струйкам в переходной области свидетельствует о том, что доля энергии, затрачиваемая на компримирование в переходной области невелика и, слабо влияя на энергетические характеристики: удельную работу h_u , подводимую РК к каждой кольцевой струйке и изменение энергии потока в каждой струйке.

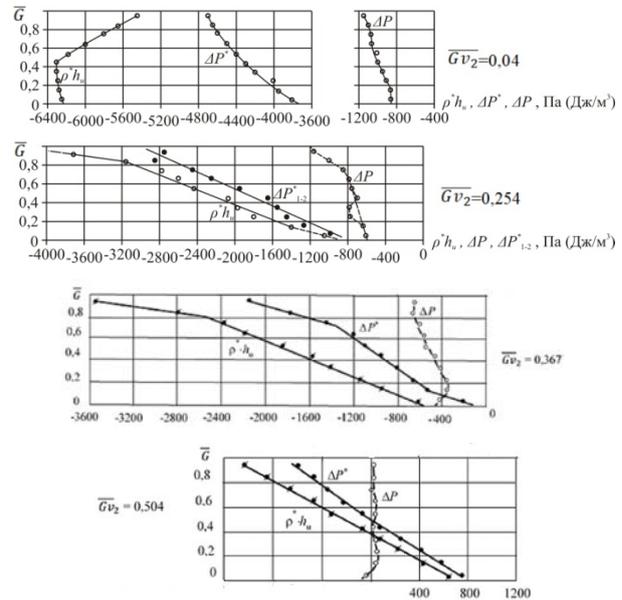


Рис. 2. Изменение характеристик основного потока в кольцевых струйках потока, проходящего через РК

Как видно из рис. 2 при всех исследованных режимах их соотношения по течению основного потока (от $\overline{G} = 0,05$ до $\overline{G} = 0,95$) изменяется подобным образом для каждого из режимов, характеризуемых величиной \overline{Gv}_2 .

Знак «←» соответствует передачи энергии от элементов рабочей лопатки к каждой струйке. При этом для струек внешней части основного потока это соотношение увеличивается по мере снижения режима (уменьшение \overline{Gv}_2 вплоть до чисто вентиляционного режима). Темп этого соотношения увеличивается для режимов, при которых развивается вращающийся вихрь в межвенцовом зазоре и захватывает струйки потока в области $\overline{G} \approx 0,8 - 1,0$.

Характер изменения величины h_u и $\Delta P^*/\rho^*$ согласно зависимости (3) позволяет для каждой кольцевой струйки получить величину потерь энергии h_r , характер изменения которой, по сечению основного потока приведен на рис. 3 для исследованных режимов.

Для турбинного режима ($\overline{Gv}_2 = 0,564$) (тесно примыкающего к режиму, при котором периферийные сечения рабочих лопаток начинают передавать энергию потоку), в основной части расхода, величина потерь постоянна. В периферийной области на уровень потерь дополнительно влияют протечки рабочей среды через периферийный зазор между

меридиональным обводом и торцами рабочих лопаток, в привтулочной области сказывается влияние привтулочного отрыва, присоединившегося к выходным кромкам рабочих лопаток на радиусе втулки. Потери энергии в этих областях увеличиваются почти в 2 раза при их максимальных значениях $h_r = 100-140$ Дж/кг [13, 18].

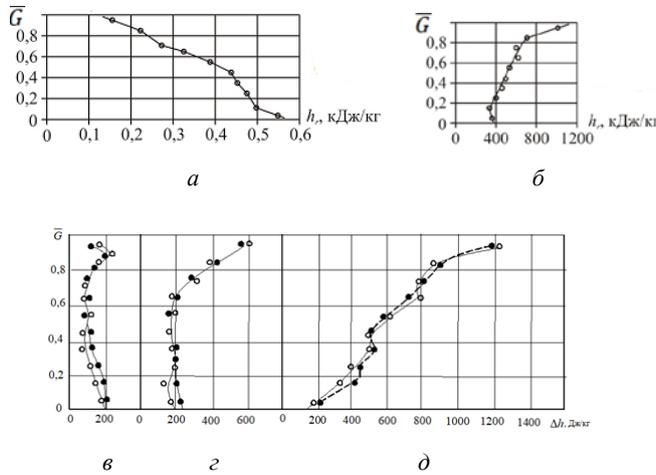


Рис. 3. Распределение потерь энергии по линиям тока основного потока при малорасходных режимах:
 а - $\overline{Gv_2} = 0,04$; б - $\overline{Gv_2} = 0,254$; в - $\overline{Gv_2} = 0,367$;
 г - $\overline{Gv_2} = 0,504$; д - $\overline{Gv_2} = 0,564$

Работа ступени в переходном режиме $\overline{Gv_2} = 0,504$ вызвала как увеличение потерь энергии в центральной части потока ($\overline{G} \approx 0,3-0,7$), так и их значительный рост в области $\overline{G} > 0,7$, в которой энергия передается от элементов лопатки к струйкам потока.

Характер изменения потерь. В области малорасходных режимов, соответствующих появлению вращающегося вихря в межвенцовом зазоре и, проникновению привтулочного отрыва в каналы между рабочими лопатками $\overline{Gv_2} < 0,415$, характер изменения потерь энергии по сечению основного потока, наряду с увеличением их уровня, изменяется от близкого к линейному при $\overline{Gv_2} = 0,367$ до близкого к линейному, по обратной направленности при $\overline{Gv_2} = 0,04$. На рис. 3 для режимов $\overline{Gv_2} = 0,562; 0,504; 0,367$ черными точками отмечены величины потерь энергии h_r , полученные по второй методике, когда $h_r = (1 - \psi^2)$, а величина ψ для струек определена с учетом изменения статического давления, а W_1 - с учетом изменения угла α_1 потока.

Приведенный характер изменения потерь энергии в струйках основного потока свидетельствует о том, что подход, используемый для определения потерь в решетках при номинальном режиме при их оценке на малорасходных режимах малопригоден. Поэтому целесообразно рассмотреть подход к оценке интегральных потерь энергии для ступени большой веерности при работе в области малорасходных

режимов. Сопоставление потерь энергии выполняется в виде отношения суммарных потерь энергии H_r при рассматриваемом режиме к срабатываемому теплоперепаду в ступени $H_{ст}^{cp}$ на номинальном режиме, определяемого по параметрам рабочей среды на среднем диаметре [19-22].

$$\overline{H_r} = H_r / H_{ст}^{cp}, \quad (9)$$

где $H_r = \frac{1}{G} \sum_{i=0}^1 h_i \cdot \Delta \overline{G}$.

На рис. 4 приведена зависимость $\overline{H_r} = f(\overline{Gv_2})$, начиная от граничного турбинного режима $\overline{Gv_2} = 0,562$ до режима, близкого к чисто вентиляционному ($\overline{G} = 0$).

При снижении $\overline{Gv_2}$ в области малорасходных режимов, относительные интегральные потери энергии в основном потоке линейно увеличиваются, а их изменения в диапазоне от $\overline{Gv_2} = 0,04$ до $\overline{Gv_2} = 0,56$ можно описать зависимостью

$$\overline{H_r} = (0,304 - 0,503)\overline{Gv_2}. \quad (10)$$

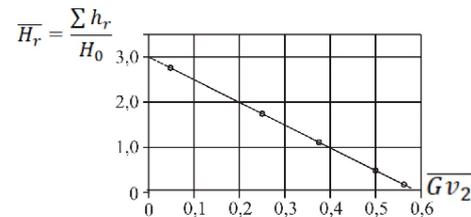


Рис. 4. Интегральные потери энергии в турбинной ступени при малорасходном режиме

Анализ уровня интегральных потерь в основном потоке при изменении $\overline{Gv_2}$ в области малорасходных режимов показал, что при «чисто» вентиляционном режиме потери энергии достигает $\approx 30\%$ теплоперепада, срабатываемого в ступени при номинальном режиме. Эти потери приводят к резкому повышению температуры рабочей среды в основном потоке на выходе из РК ступени.

Следует отметить, что мощность потерь $N_r = G \cdot H_r$, где $N_r = \overline{G} \cdot \overline{H_r} (H_0 \cdot G_0)$ при $G = 0$, определяемая расходом, также стремится к нулю, так как формирование потока становится при $G \approx 0$ отличным от течения при $G > 0$. При очень малом расходе происходит смыкание вращающегося вихря в межвенцовом зазоре и вихря, формирующего привтулочный отрыв, а проходящий между ними турбулентный теплообмен приводит к изменению условий разогрева лопаточного аппарата ступени.

Выводы. Выполнена оценка потерь энергии в соответствии со структурой потока при малорасходных режимах и принятой модели движения потока через ступень при наличии

сформировавшихся структур, а именно основного потока (поступающего в направляющий аппарат); вихря, вращающегося в межвенцовом зазоре; привулочного отрыва, состоящего из серии последовательно расположенных вращающихся вихрей.

Потери энергии в основном потоке, проходящие через ступень линейно увеличиваются при снижении относительного объемного расхода рабочей среды.

Максимальный уровень интегральных потерь энергии в основном потоке достигается при «чисто» вентиляционном режиме, при котором расход рабочей среды через ступень нулевой или близкий к нему и может составлять примерно 30 % теплоперепада на ступень при номинальном режиме ее работы.

Список литературы

- Щегляев А. В. *Паровые турбины. Теория теплового процесса и конструкции турбин. Кн. 2.* Москва: Энергоатомиздат, 1993. 416 с.
- Капинос В. М. *Переменный режим работы паровых турбин.* Харьков: Вища школа, 1989. 173 с.
- Симоу Л. Л., Эфрос Е. И., Гуторов В. Ф., Плагун В. *Теплофикационные паровые турбины: повышение экономичности и надежности.* Санкт-Петербург: Энерготех, 2001. 208 с.
- Хаймов В. А. *Малорасходные режимы ЦНД турбин Т-250/300-240.* Санкт-Петербург: БХВ-Петербург, 2007. 240 с.
- Щегляев А. В. *Паровые турбины.* Москва: Энергия, 1976. 368 с.
- Пономарев В. Н. *Исследование последних ступеней мощных паровых турбин в диапазоне режимов работы от номинальной нагрузки до холостого хода: автореф. дис. на соискание научн. степени д-ра техн. наук: спец. 05.04.01.* Харьков, 1977. 55 с.
- Лыхвар Н. А., Котульская О. В., Парамонова Т. Н., Котульский Д. А. Работа турбины Т-250/300 на скользящих параметрах. *Сб. научн. тр. ИПМаш НАНУ.* 2003. С. 87–90.
- Кириллов И. И. *Теория турбомашин.* Ленинград: Машиностроение, 1972. 536 с.
- Слабченко О. Н., Зайцев М. В., Козлов А. Ю., Золотухин А. Д. Оценка эффективности работы ЦНД турбины Т-250/300-23.5 Харьковской ТЭЦ-5. *Вестник Нац. техн. ун-та «ХПИ».* Сер.: Энергетические и теплофизические процессы и оборудование. Харьков: НТУ «ХПИ», 2012. № 5. С. 41–48.
- Быстрицкий Л. Н. Исследование турбинных ступеней с малым отношением D_{cp}/l в диапазоне режимов работы от номинального до холостого хода: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.01. Харьков, 1975. 203 с.
- Емин О. Н., Лысенко Г. Н. Исследование течений и потерь в плоских турбинных решетках при больших отрицательных углах атаки. *Теплоэнергетика.* 1971. № 1. С. 73–75.
- Бахмутская Ю. О., Котульская О. В., Парамонова Т. Н. Подход для оценки распределения пара в ступенях паровых турбин при переменных режимах работы. *Вісник Нац. техн. ун-та «ХПИ».* Сер.: Енергетичні і теплотехнічні процеси і устаткування. Харків: НТУ «ХПИ». 2018. № 13 (1289). С. 22–25. doi :10.20998/2078-774X.2018.13.04
- Левина М. Е., Романенко П. А. Экспериментальное исследование отрывных явлений за кольцевой решеткой. *Паровые и газовые турбины: сб. научн. трудов ХПИ.* Харьков: ХПИ. 1959. Т. XXIX, вып. 2. С. 73–87.
- Пономарев В. Н. Исследование работы турбинной ступени на частичных режимах. *Энергомашиностроение.* 1976. № 2. С. 11–13.
- Голощапов В. Н., Котульская О. В., Парамонова Т. Н. Влияние геометрических и кинематических характеристик течения среды на изменение коэффициента расхода через разгрузочные отверстия во вращающемся диске. *Авиационно-космическая техника и технология.* 2006. № 9/35. С. 94–97.
- Неуймин В. М. Математические зависимости для оценки вентиляционных потерь мощности в ступенях осевых турбомашин и их анализ. *Новое в российской электроэнергетике.* 2004. № 10. С. 24–42.
- Самойлович Г. С., Трояновский Б. М. *Переменные и переходные режимы в паровых турбинах.* Москва: Энергоиздат, 1982. 494 с.
- Усачев И. П., Неуймин В. М. Общий метод расчета вентиляционных потерь в ступенях турбомашин. *Энергомашиностроение.* 1978. № 3. С. 9–11.
- Трухний А. Д., Трояновский Б. М., Костюк А. Г. Основные научные проблемы создания паротурбинных установок для энергоблоков нового поколения. Ч. 1. *Теплоэнергетика.* 2000. № 6. С. 13–19.
- Мацевитый Ю. М., Шульженко Н. Г., Голощапов В. Н., Гонтаровский П. П., Дедов В. Г. *Повышение энергоэффективности работы турбоустановок ТЭС и ТЭЦ путём модернизации, реконструкции и совершенствования режимов их эксплуатации / ред. Мацевитый Ю. М.* Киев: Наукова думка, 2008. 366 с.
- Урьев Е. В., Локалом С. А., Масленников Л. Н., Фуксман Л. Д., Вислова В. М. Исследование теплового состояния части низкого давления турбины Т-250/300-240. *Теплоэнергетика.* 1985. № 3. С. 61–63.
- Голощапов В. Н., Касилов В. И., Козлов А. Ю., Шубенко А. Л. Свойства вращающегося потока за осевым направляющим аппаратом. *Компрессорное и энергетическое машиностроение.* 2009. № 15. С. 30–37.

References (transliterated)

- Shcheglyayev A. V. *Parovye turbiny. Teoriya teplovogo protsesssa i konstruktсии turbin. Kn. 2* [Steam turbines. Theory of the thermal process and turbine design. Book 2]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1993. 416 p.
- Kapinos V. M. *Peremennyy rezhim raboty parovykh turbin* [Variable mode of operation of steam turbines]. Kharkov, Vishcha shkola Publ., 1989. 173 p.
- Simoyu L. L., Efros E. I., Gutorov V. F., Plagun V. *Teplofikatsionnye parovye turbiny: povyshenie ekonomichnosti i nadezhnosti* [Thermal steam turbines: improving efficiency and reliability]. St. Petersburg, Energotekh Publ., 2001. 208 p.
- Khaimov V. A. *Maloraskhodnye rezhimy TsND turbin T-250/300-240* [Low consumption modes of turbine LPC T-250/300-240]. St. Petersburg, BKhV-Peterburg Publ., 2007. 240 p.
- Shcheglyayev A. V. *Parovye turbiny* [Steam turbines]. Moscow, Energiya Publ., 1976. 368 p.
- Ponomarev V. N. *Issledovanie poslednykh stupeney moshchnykh parovykh turbin v diapazone rezhimov raboty ot nominal'noy nagruzki do kholostogo khoda: avtoref. dis. na soiskanie nauchn. stepeni d-ra tekhn. nauk: spets. 05.04.01* [Research of the stages of powerful steam turbines in the range of operating modes from nominal load to idle speed. Abstract of a thesis dr. eng. sci. diss. 05.04.01]. Kharkov, 1977. 55 p.
- Lykhar N. A., Kotul'skaya O. V., Paramonova T. N., Kotul'skiy D. A. *Rabota turbiny T-250/300 na skol'zyashchikh parametrah* [Operation of the T-250/300 turbine on sliding parameters]. *Sb. nauchn. tr. IPMash NANU.* 2003. С. 87–90.
- Kirillov I. I. *Teoriya turbomashin* [Theory of turbomachines]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1972. 536 p.
- Slabchenko O. N., Zaytsev M. V., Kozlov A. Yu., Zolotukhin A. D. *Otsenka effektivnosti raboty TsND turbiny T-250/300-23.5 Khar'kovskoy TETS-5* [Evaluation of the efficiency of the LPC turbine T-250/300-23.5 of the Kharkov CHPP-5]. *Vestnik Nats. tekhn. un-ta "KhPI". Seriya: Energeticheskie i teplofizicheskie protsessy i oborudovanie* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Energy and heat engineering processes and equipment]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2012, no. 5, p. 41–48.
- Bystritskiy L. N. *Issledovanie turbinykh stupeney s malym otноsheniem D_{cp}/l v diapazone rezhimov raboty ot nominal'nogo do kholostogo khoda: dis. ... kand. tekhn. nauk: 05.04.01* [Research of turbine stages with a small ratio D_{cp}/l in the operating mode from nominal to idle. Candidate eng. sci. diss. (Ph. D.)]. Kharkov, 1975. 203 p.
- Emin O. N., Lysenko G. N. *Issledovanie techeniy i poter' v ploskikh turbinykh reshetkakh pri bol'shikh otritsatel'nykh uglakh ataki* [Study of flows and losses in flat turbine lattices at large negative angles of attack]. *Teploenergetika.* 1971, no. 1, pp. 73–75.

12. Bakhmutskaia Yu. O., Kotul'skaia O. V., Paramonova T. N. Podkhod dlya otsenki raspredeleniya para v stupenyakh parovykh turbin pri peremennykh rezhimakh raboty [Approach for steam distribution in steam turbine steps at variable operating modes]. *Visnyk Nats. tekhn. un-ta "KhPI". Seriya: Enerhetychni i teplotekhnichni protsesy i ustakuvannya* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Energy and heat engineering processes and equipment]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018, no. 13(1289), pp. 22–25. doi: 10.20998/2078-774X.2018.13.04
13. Levina M. E., Romanenko P. A. Eksperimental'noe issledovanie otryvnykh yavleniy za kol'tsevoy reshetkoy [Experimental study of detached phenomena behind a ring lattice]. *Parovye i gazovye turbiny: sb. nauchn. trudov KhPI* [Steam and gas turbines: a collection of scientific papers of KhPI]. Kharkov, KhPI Publ., 1959, vol. XXIX, issue 2, pp. 73–87.
14. Ponomarev V. N. Issledovanie raboty turbinnoy stupeni na chastichnykh rezhimakh [Research of turbine stage operation on partial modes]. *Energomashinostroenie*. 1976, no. 2, pp. 11–13.
15. Goloshchapov V. N., Kotul'skaia O. V., Paramonova T. N. Vliyaniye geometricheskikh i kinematicheskikh kharakteristik techeniya srede na izmeneniye koeffitsienta rashkoda cherez razgruzochnyye otverstiya vo vrashchayushchetsya diske [Influence of the geometric and kinematic characteristics of the medium on the change in flow rate through the discharge holes in the rotating disk]. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya*. 2006, no. 9/35, pp. 94–97.
16. Neuymin V. M. Matematicheskie zavisimosti dlya otsenki ventilyatsionnykh poter' moshchnosti v stupenyakh osevykh turbomashin i ikh analiz [Mathematical dependences for assessing ventilation power losses in the steps of an axial turbomachine and their analysis]. *Novoe v rossiyskoy elektroenergetike*. 2004, no. 10, pp. 24–42.
17. Samoylovich G. S., Troyanovskiy B. M. *Peremennyye i perekhodnyye rezhimy v parovykh turbinakh* [Variables and transitional regimes in steam turbines]. Moscow, Energoizdat, 1982. 494 p.
18. Usachev I. P., Neuymin V. M. Obshchiy metod rascheta ventilyatsionnykh poter' v stupenyakh turbomashin [General method for calculating ventilation losses in turbomachine steps]. *Energomashinostroenie*. 1978, no. 3, pp. 9–11.
19. Trukhniy A. D., Troyanovskiy B. M., Kostyuk A. G. Osnovnye nauchnye problemy sozdaniya paroturbinnyykh ustanovok dlya energoblokov novogo pokoleniya. Ch. 1. [Basic scientific problems of creating steam turbine installations for new generation power units. Part 1]. *Teploenergetika*. 2000, no. 6, pp. 13–19.
20. Matsevityy Yu. M., Shul'zhenko N. G., Goloshchapov V. N., Gontarovskiy P. P., Dedov V. G. *Povysheniye energoeffektivnosti raboty turboustanovok TES i TETs putem modernizatsii, rekonstruktsii i sovershenstvovaniya rezhimov ikh ekspluatatsii* [Increasing the energy efficiency of the operation of turbine plants at TPPs and CHPs by means of modernization, reconstruction and improvement of their operating modes]. Kiev, Naukova dumka Publ., 2008. 366 p.
21. Ur'ev E. V., Lokalom S. A., Maslennikov L. N., Fuksman L. D., Vislova V. M. Issledovanie teplovogo sostoyaniya chasti nizkogo davleniya turbiny T-250/300-240 [Investigation of the thermal state of the low pressure part of the T-250/300-240 turbine]. *Teploenergetika*. 1985, no. 3, pp. 61–63.
22. Goloshchapov V. N., Kasilov V. I., Kozlov A. Yu., Shubenko A. L. Svoystva vrashchayushchegosya potoka za osevim napravlyayushchim apparatom [Properties of the rotating flow behind the axial guide vane]. *Kompresornoe i energeticheskoe mashinostroenie*. 2009, no. 15, pp. 30–37.

Надійшла (received) 04.11.2020

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Котульська Ольга Валеріївна (Kotul'skaia Olga Valer'evna, Kotul'ska Olga) – Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, провідний інженер; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5902-9313>; e-mail: katulska@ipmach.kharkov.ua

Парамонова Тетяна Миколаївна (Paramonova Tatyana Nikolaevna, Paramonova Tetyana) – Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, провідний інженер; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0067-801X>; e-mail: paramonova@ipmach.kharkov.ua

Сенецька Дар'я Олегівна (Senetska Daria Olegovna, Senetska Daria) – Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, провідний інженер; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2527-4529>; e-mail: dasha.seneckaya@gmail.com

Літвінова Юлія Сергіївна (Litvinova Yuliya Sergeevna, Litvinova Uliya) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Програмна інженерія та інформаційні технології управління»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6680-662X>; e-mail: litjuli56@gmail.com