

А. Л. ШУБЕНКО, В. Н. ГОЛОЩАПОВ, О. А. БАБЕНКО

ТЕМПЕРАТУРНОЕ СОСТОЯНИЕ ПОСЛЕДНИХ СТУПЕНЕЙ ЦИЛИНДРОВ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН НА МАЛОРАСХОДНЫХ РЕЖИМАХ

Предложен методологический подход к определению затрат энергии для ступени, работающей в области малорасходных режимов, базирующийся на формуле Зутера-Траупеля. На основе обобщения экспериментальных данных получены зависимости для режима холостого хода ступени, величины расхода пара и ее влияния на потребление мощности. Проанализировано изменение температуры пара при различных значениях расхода и давления в конденсаторе, построены зависимости изменения температуры и удельного объема во всем диапазоне малорасходных режимов.

Ключевые слова: теплоэлектроцентраль, теплофикационная турбина, цилиндр низкого давления, температурное состояние, малорасходный режим.

О. Л. ШУБЕНКО, В. М. ГОЛОЩАПОВ, О. А. БАБЕНКО

ТЕМПЕРАТУРНИЙ СТАН ОСТАННІХ СТУПЕНІВ ЦИЛІНДРІВ НИЗЬКОГО ТИСКУ ТЕПЛОФІКАЦІЙНИХ ТУРБІН НА МАЛОВИТРАТНИХ РЕЖИМАХ

Запропоновано методологічний підхід до визначення витрат енергії для ступеня, який працює в області маловитратних режимів, що базується на формулі Зутера-Траупеля. На основі узагальнення експериментальних даних отримано залежності для режиму холостого ходу ступеня, величини витрати пари та її впливу на споживання потужності. Проаналізовано зміну температури пари при різних значеннях витрати й тиску в конденсаторі, побудовано залежності зміни температури та питомого об'єму в усьому діапазоні маловитратних режимів.

Ключові слова: теплоелектроцентраль, теплофікаційна турбіна, циліндр низького тиску, температурний стан, маловитратний режим.

A. SHUBENKO, V. GOLOSHCHAPOV, O. BABENKO

TEMPERATURE STATE OF THE LAST CASCADES OF LOW PRESSURE CYLINDERS OF HEAT TURBINES IN LOW FLOW RATE MODES

Operation of high-power turbines during the power grid regulation results in that the last cascades of low pressure section are switched over to the power consumption mode which results in additional energy losses. It is especially related to the heat turbines in which the operation modes are regulated by the rotary regulating orifice in the range of purely condensing flow rate to the flow rate that is actually close to a zero. The modes of power consumption by the last turbine cascades are attributed to low flow rate modes and are in the domain below the mode of idle running of the last cascade. Operation of the cascade with long blades in the domain of low flow-rate modes is accompanied by a high level of ventilation losses, and accordingly by the rise in steam temperature and it significantly affects its density. The suggested paper gives consideration to the approach used for the definition of power inputs in the cascades with low bushing ratio based on the use of Zutter-Traupel formula. A complicated character of a change in the steam temperature in the cascade for the domain of low flow-rate modes required to determine an averaged value of it as a function of the relative volumetric flow rate and correlate it to the steam temperature value measured behind the turbine wheel, based on the analysis of available experimental data. It allowed us to obtain the dependence of a change in the density on the pressure in the capacitor and the temperature measured at the turbine wheel output in the entire range of low flow-rate modes.

Key words: heat and power plant, heat turbine, low pressure cylinder, temperature state and low flow-rate mode.

Введение

Эффективность работы теплофикационных турбин определяется уровнем использования тепловой энергии топлива, которая расходуется на производство электроэнергии и тепла, поставляемых потребителям. Соотношение между производством электрической и тепловой энергии зависит от сезона (температуры окружающей среды) и уровня электрической нагрузки, определяемой диспетчерской службой энергорынка.

Теплофикационные турбины работают как на номинальном режиме, так и чисто теплофикационным при полностью закрытой поворотной диафрагме цилиндра низкого давления (ЦНД), когда

практически весь пар поступает через нижний отбор в сетевой подогреватель нижней ступени ПС-1, в котором при конденсации он передает тепло сетевой воде. На этом режиме небольшая часть пара через неплотности между поворотным кольцом и диафрагмой регулирующей ступени проходит в проточную часть ЦНД.

В настоящее время в турбинах используются как неуплотненные, так и уплотненные диафрагмы, что оказывает влияние на тепловое состояние ступеней ЦНД и, как следствие, на работу систем их охлаждения. Теплофикационные режимы устанавливаются положением регулирующей поворотной диафрагмы, зависящим от величины нагрузки тепловой сети, и режимом работы турбины, определяемым расходом свежего пара.

На уровень потерь энергии в теплофикационной турбине, кроме отвода тепла в конденсаторе,

© А. Л. Шубенко, В. Н. Голощাপов, О. А. Бабенко, 2018

Работа выполнена в рамках Целевой программы научных исследований НАН Украины «Научно-технические основы энергетического сотрудничества между Украиной и Европейским Союзом» («Об'єднання-3»).

оказывает влияние работа ступеней ЦНД в вентиляционном режиме, при котором затрачивается механическая работа, поступающая от ротора турбины. При этом работа ступеней ЦНД на малорасходном режиме сопровождается формированием привулочного отрыва за рабочим колесом и вращающимся вихрем в межвенцовом зазоре, интенсивность которых зависит от величины относительного объемного расхода

$$\overline{Gv}_2 = Gv_2 / (Gv_2)_{\text{ном}},$$

где Gv_2 – объемный расход пара на рассматриваемом режиме;

$(Gv_2)_{\text{ном}}$ – объемный расход пара, соответствующий номинальному режиму ступени, который определяется по максимальному КПД на венце ступени.

На рис. 1 приведена структура потока в проточной части одного потока ЦНД турбины Т-250/300-240 при значении $\overline{Gv}_2 = 0,05$.

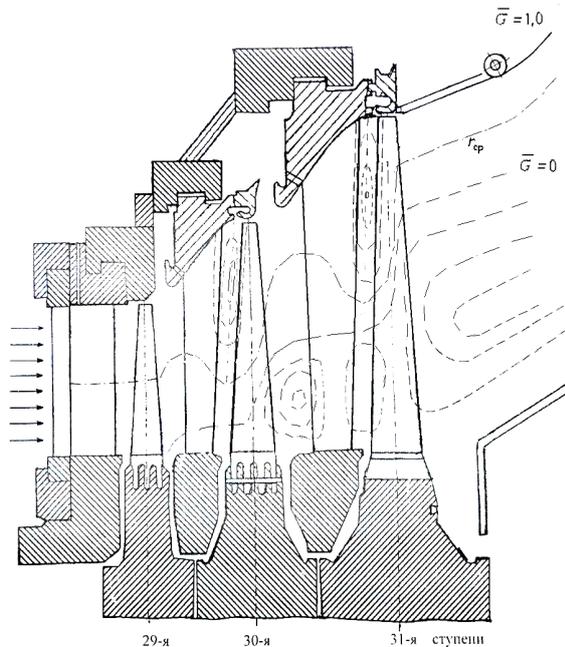


Рис. 1 – Области отрывов потока в проточной части ЦНД турбины Т-250/300-240 при $\overline{Gv}_2 = 0,05$

Сложная структура течения в ступени затрудняет возможность определения затрат мощности на работу ступеней ЦНД, т.к. вентиляционные потери приводят к существенному повышению температуры пара и, как следствие, к сложности определения плотности пара при этих режимах.

Цель работы

На основе анализа изменения температуры пара при разных величинах относительного объемного расхода \overline{Gv}_2 разработать подход к определению плотности пара, необходимой для расчета затрат мощности в ступенях ЦНД турбин.

Результаты исследования

Затраты мощности в ступени ЦНД на малорасходных режимах его работы определяются по зависимостям, полученным в работах авторов [1] и др.

$$N_{\text{потр}} = C_0 \overline{C} \frac{\pi D_{\text{cp}} l_{\text{пл}}}{2} \rho_{\text{cp}} U_{\text{cp}}^3, \quad (1)$$

где C_0 – коэффициент потребления мощности при нулевом расходе пара через ступень;

$\overline{C} = C/C_0$ – коэффициент влияния расхода на потребление мощности;

D_{cp} – средний диаметр рабочего колеса;

$l_{\text{пл}}$ – длина рабочей лопатки;

ρ_{cp} – средняя плотность пара на рабочем колесе;

U_{cp} – окружная скорость рабочего колеса на среднем диаметре.

Коэффициент C_0 соответствует потреблению мощности ступенью при чисто вентиляционном режиме работы ($G_{\text{ст}} \approx 0$), зависит от геометрических характеристик рабочей решетки

$$C_0 = 0,04 + [0,09 + 5,629(1 - 1,078 \text{tg} \beta_2^{\text{cp}}) \frac{B_{\text{cp}}}{D_{\text{cp}}} \frac{l_{\text{пл}}}{D_{\text{cp}}}], \quad (2)$$

где B_{cp} – ширина рабочего колеса ступени;

β_2^{cp} – угол выхода потока на среднем диаметре.

Коэффициент \overline{C} характеризует влияние расхода пара через рабочую решетку и определяется как

$$\overline{C} = \left[1 - 0,3(\overline{Gv}_2) + 0,6(\overline{Gv}_2)^2 - 1,3(\overline{Gv}_2)^3 \right], \quad (3)$$

где $\overline{Gv}_2 = Gv_2 / (Gv_{2\text{хх}})$ – относительный объемный расход пара, определяемый по отношению к расходу пара на режиме холостого хода.

Относительный объемный расход для режима холостого хода ступени может быть для ступеней с малым и средним отношением $D_{\text{cp}}/l_{\text{пл}}$ определен как

$$\overline{Gv}_{2\text{хх}} = \frac{(U/C_0)_{\text{ном}}^2}{(U/C_0)_{\text{ном}}^2 + 0,5(v_2/v_1)_{\text{ном}} \eta_u^{\text{max}} + 0,1443 - 0,391 \rho_{\text{cp}}^{\text{ном}}}, \quad (4)$$

где $(U/C_0)_{\text{ном}}$ – характеристическое число, соответствующее номинальному режиму ступени;

U – окружная скорость на среднем диаметре рабочего колеса;

C_0 – скорость, соответствующая изоэнтропийному теплоперепаду ступени;

v_1, v_2 – удельный объем пара перед и за рабочим колесом;

η_u^{max} – КПД ступени на номинальном режиме ее работы;

$\rho_{\text{cp}}^{\text{ном}}$ – степень реактивности ступени на среднем радиусе при номинальном режиме.

Значение $(\overline{Gv_2})_{\text{ном}}$ может быть принято согласно тепловому расчету проточной части турбины.

Анализ зависимостей (1)–(4) показывает, что при малорасходных режимах необходимо достоверно определять среднюю плотность пара на рабочем колесе, на величину которой сильно влияние оказывает температура пара, зависящая от уровня вентиляционных потерь.

В процессе эксплуатации контроль температуры пара осуществляется по показаниям термопар, установленных за рабочим колесом в обоих потоках ЦНД в области горизонтального разъема. Однако изменения структуры потока при малорасходных режимах и уровня вентиляционных потерь не позволяют напрямую использовать их показания для определения плотности пара. Поэтому для определения параметров пара, по которым может быть определена его плотность, требуется проанализировать изменение давления за рабочим колесом и его температуры с учетом структуры потока.

Для турбин Т-100/120-130 и Т-250/300-240 выполнены исследования температуры рабочих и направляющих лопаток ступеней натуральных ЦНД [2, 3]. Измерения выполнялись на входных и выходных кромках направляющих (см. рис. 2) и рабочих лопаток.

На рис. 2а представлены результаты измерения температуры на кромках направляющих лопаток 27-й ступени турбины Т-100/120-130 при закрытой диафрагме, на рис. 2б на выходных кромках 29, 30 и 31 ступеней турбины Т-250/300-240 при разных давлениях в конденсаторе и одном расходе пара.

Из рис. 2а следует, что для турбин Т-100/120-130 температура пара в периферийной области второй ступени ЦНД при малых расходах определяется сформировавшимся вращающимся вихрем, который имеет достаточно высокую интенсивность.

Подобная картина изменения температуры пара, измеренной на выходных кромках направляющих лопаток трех ступеней одного потока ЦНД турбины Т-250/300-240, представленная на рис. 2б, показывает, что при практически одинаковом расходе пара происходит снижение температуры от 29-й к 31-й ступени с увеличением ее в областях повышенных потерь – корневой и периферийной в 30-й и 31-й ступенях. Увеличение давления в конденсаторе привело к повышению температуры в 30-й и 31-й ступенях, что может быть объяснено повышением уровня потерь, связанных с зарождением отрывных явлений.

Исследование температурного состояния лопаточных аппаратов ЦНД турбины Т-250/300-240 [4] показало, что по мере увеличения давления в конденсаторе и уменьшения расхода пара происходит значительное изменение температуры пара по длине рабочей лопатки (см. рис. 3), вызванное как привтулочным отрывом, так и вращающимся вихрем,

причем разность температуры на кромках рабочей лопатки при достаточно больших расходах пара составляла 40–45 °С, а уровень температуры в средней зоне лопатки превышал 220 °С при $p_k = 29,4$ кПа и $G = 20,8$ кг/с на один поток ЦНД.

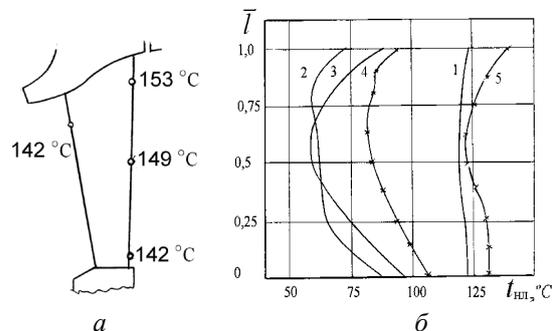


Рис. 2 – Изменение температуры в направляющих аппаратах:

а – турбина Т-100/120-130,

$p_0 = 60$ кПа, $p_k = 6,5$ кПа, $G = 4,17$ кг/с;

б – турбина Т-250/300-240,

$p_k = 9,8$ кПа, $G = 23,9$ кг/с;

1 – ступень 29, 2 – ступень 30, 3 – ступень 31;

$p_k = 29,4$ кПа, $G = 24,7$ кг/с;

4 – ступень 30, 5 – ступень 31

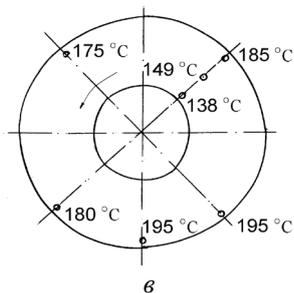
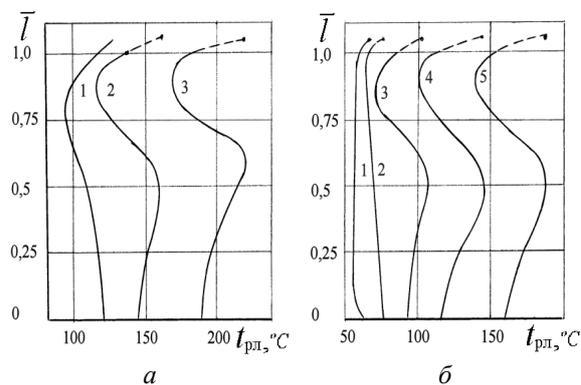


Рис. 3 – Изменение температуры пара в рабочем колесе ступени 31 турбины Т-250/300-240:

а – $p_k = 29,4$ кПа:

1 – $G = 54,2$ кг/с, 2 – $G = 40,8$ кг/с, 3 – $G = 20,8$ кг/с;

б – 1 – $p_k = 9,8$ кПа, $G = 23,9$ кг/с;

2 – $p_k = 12,7$ кПа, $G = 24,7$ кг/с; 3 – $p_k = 14,7$ кПа,

$G = 24,7$ кг/с; 4 – $p_k = 19,6$ кПа, $G = 24,7$ кг/с;

5 – $p_k = 29,4$ кПа, $G = 24,7$ кг/с;

в – $6 \leq G_{\text{xx}} \leq 6,25$ кг/с на 1 поток, $p_k = 9$ кПа,

$V_{2-31} = 138$ м³/с

Привтулочный отрыв потока при его вращении вокруг оси ступени вызывает нарушение симметрии распределения температур за рабочим колесом 31-й ступени. В корневую область поступает более холодный пар из конденсатора, а в периферийную – «горячий» пар из вращающегося в межвенцовом зазоре 31-й ступени вихря (рис. 3в).

Результаты обработки опытов, выполненных на натурном стенде УТЗ [5], по максимальной температуре выходной кромки рабочей лопатки в центральной области лопатки и относительному объемному расходу приведены на рис. 4.

Результаты показали следующее:

- на уровень повышения температуры существенное влияние оказывает относительный объемный расход, принятый как отношение объемного расхода пара через последнюю ступень (активного пара, поступающего в ступень) к объемному расходу, определенному при максимальном окружном КПД ступени;

- для опытов, проведенных при слегка перегретом паре перед регулирующей ступенью $p_n = p_{нс} + (2...5)^\circ\text{C}$ имеется граница $A-A$ перехода от температуры насыщения t_s , соответствующей давлению за рабочим колесом p_2 , равным давлению в конденсаторе p_k ; в исследованном диапазоне изменения p_k от 5,7 кПа до 29,4 кПа величина \overline{G}_{v2} изменяется приблизительно от 0,33 до 0,42, т.е. в достаточно узком диапазоне;

- в диапазонах изменения \overline{G}_{v2} от $(\overline{G}_{v2})_A$ до $\overline{G}_{v2} = 0,225$ и от $\overline{G}_{v2} = 0,225$ до $\overline{G}_{v2} = 0,05$ наблюдается линейное увеличение максимальной температуры t_{max} , соответствующее каждому из рассматриваемых значений p_k ;

- экстраполяция максимальных температур на нулевое значение \overline{G}_{v2} , соответствующее нулевому расходу пара через ступень ($G_{ст} \approx 0$), позволяет оценить уровень максимальных температур пара (см. рис. 5) в зависимости от давления в конденсаторе p_k .

Возможное изменение максимальной температуры для последней ступени турбины Т-250/300-240, имеющей длину рабочей лопатки $l_{пл} = 940$ мм, находится в диапазоне от 265 до 360 °С, а при полностью закрытой поворотной регулирующей диафрагме (протечка пара соответствует $0,045 \leq \overline{G}_{v2} \leq 0,05$) при отключенной системе охлаждения может достигать в зависимости от p_k значений 230–320 °С, что недопустимо по условиям эксплуатации турбины Т-250/300-240.

Использование современной системы охлаждения приводит к снижению температуры пара, в основном, за рабочим колесом последней ступени. На рис. 6 показано влияние штатной системы охлаждения потока пара, вращающегося за рабочим колесом.

В периферийной области при объемном расходе $V = 66 \text{ м}^3/\text{с}$ ($\overline{G}_{v2} = 0,063$), давлении и температуре в нижнем отборе $p_n = 35$ кПа, $t_n = 72$ °С

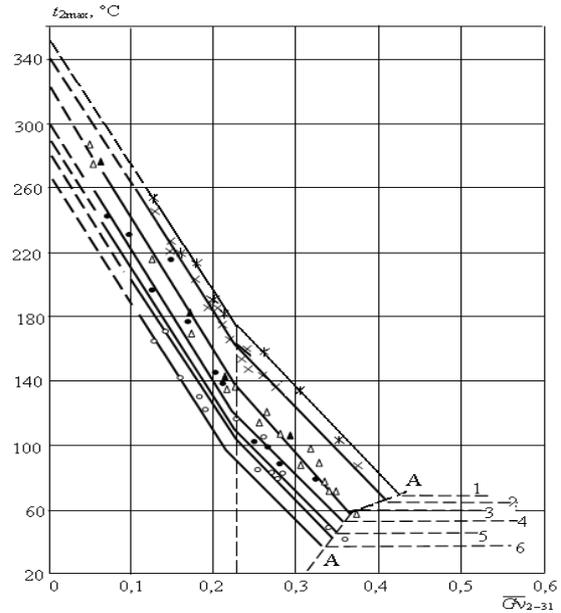


Рис. 4 – Изменение максимальной температуры на выходной кромке рабочей лопатки последней ступени ЦНД турбины Т-250/300-240 на режимах потребления мощности:

1 – $t_s = 68,16$ °С, $p_k = 29,4$ кПа;

2 – $t_s = 63,64$ °С, $p_k = 24,5$ кПа;

3 – $t_s = 58,52$ °С, $p_k = 19,6$ кПа;

4 – $t_s = 52,52$ °С, $p_k = 14,7$ кПа;

5 – $t_s = 45,10$ °С, $p_k = 8,0$ кПа;

6 – $t_s = 36,69$ °С, $p_k = 5,7$ кПа

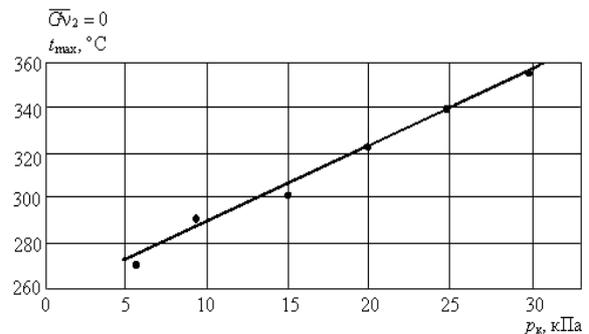


Рис. 5 – Влияние давления в конденсаторе на уровень максимальной температуры при отсутствии расхода пара в ЦНД

и давлении в конденсаторе $p_k = 4,2$ кПа температура в межвенцовом зазоре $t_1 = 200$ °С на участке приблизительно 110 мм, соответствующая температуре вращающегося вихря, и температура выходящего пара из радиального зазора $t_2 = 140$ °С соизмеримы. Температура пара в области, занятой привтулочным отрывом на большем участке рабочей лопатки, $t_2 = 70$ °С отличается от температуры пара в межвенцовом зазоре $t_1 = 170$ °С достаточно сильно, хотя обе температуры определяют среднюю плотность пара в уравнении (1).

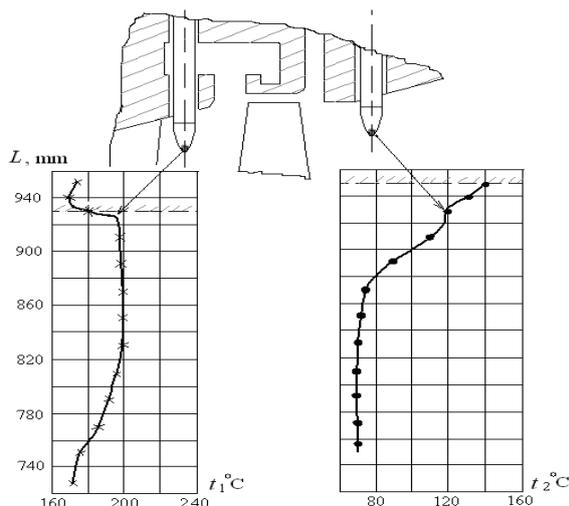


Рис. 6 – Температура пара в 31-й ступени при закрытых регулирующих диафрагмах

Температура измеряется датчиками, установленными на глубину 160–170 мм. Для определения средней плотности пара за рабочим колесом $\rho_{\text{ср}}$ необходимо разработать методику для ее вычисления по измеренным давлению в конденсаторе p_k и температуре $t_{\text{изм}}$.

Подход к определению среднего давления рассмотрен Хаймовым [3] и может быть принят на основании его исследований, выполненных на теплофикационных турбинах Т-250/300-240. Им было установлено, что при малорасходных режимах изменение давления по длине рабочей лопатки за последней ступенью не превышает 500 Па и приходится на менее чем $0,1l_{\text{рл}}$ в периферийной части. На протяжении остальной части лопатки давление, передаваемое через область отрыва, связанную с конденсатором, может быть принята равной давлению в конденсаторе, т.е. $p_2 \approx p_k$.

Плотность пара для рабочего колеса, равная $\rho_2 = 1/v_2$, определяется по удельному объему пара, приведенному к некоторой температуре, осредненной по реальному ее распределению за рабочим колесом: по насыщенному пару в диапазоне изменения от $(\bar{G}v_2)_{\text{хх}}$ до $(\bar{G}v_2)_{\text{А}}$, т.е. от холостого хода до начала перегрева пара, от $(\bar{G}v_2)_{\text{А}}$ до $\bar{G}v_2 = 0,225$ и от $\bar{G}v_2 = 0,225$ до $\bar{G}v_2 = 0,05$ при отсутствии охлаждения выхлопного патрубка.

Температура насыщенного пара t_s (на граничной кривой $x = 1,0$) может быть определена по уравнению Антуана

$$t_s = \frac{3816,4}{16,3014 - \ln p_s} - 227,16,$$

где давление насыщения p_s в Па, t_s в °С, либо по уравнениям аппроксимации $t_s = f(p_s)$ согласно данным [6]:

$$\begin{aligned} &\text{– при } 2 \leq p_k \leq 5,77 \text{ кПа} \\ &\quad t_s = 11,321 \cdot p_k^{0,675}; \\ &\text{– при } 5,77 \leq p_k \leq 30 \text{ кПа} \\ &\quad t_s = 19,1185 \cdot p_k^{0,376}. \end{aligned}$$

Удельный объем насыщенного пара

$$v_{2s} = 131/p_k^{0,942},$$

где давление в конденсаторе p_k определяется в кПа, удельный объем v_{2s} в м³/кг.

Для перегретого пара за рабочим колесом может быть принята в диапазоне изменения $2 \leq p_k \leq 30$ кПа зависимость вида

$$v_2/v_{2s} = 1 + \kappa(t_2 - t_{2s}),$$

где удельный объем определяется в м³/кг, температура в °С, коэффициент κ получен аппроксимацией табличных значений параметров пара:

$$\begin{aligned} &\text{– при } 2 \leq p_k \leq 12 \text{ кПа} \\ &\quad \kappa = 3,4744 \times 10^{-3} (1 - 9,461 \times 10^{-3} \cdot p_k); \\ &\text{– при } 12 \leq p_k \leq 30 \text{ кПа} \\ &\quad \kappa = 3,1525 \times 10^{-3} (1 - 1,9173 \times 10^{-3} \cdot p_k). \end{aligned}$$

По результатам выполненной авторами обработки профилей температуры пара при разных режимах работы за рабочими лопатками последней ступени и измеренной температуре $t_{\text{изм}}$ для турбины Т-250/300-240 [5] получены средние значения температуры для разных диапазонов изменения режимов:

$$\begin{aligned} &\text{– при } (\bar{G}v_2)_{\text{турб}} \leq 0,136 \\ &\quad t_{2\text{ср}} = t_{2\text{изм}} + 38 - 147(\bar{G}v_2)_{\text{турб}}; \\ &\text{– при } 0,136 < (\bar{G}v_2)_{\text{турб}} \leq 0,31 \\ &\quad t_{2\text{ср}} = t_{2\text{изм}} + 32 - 10,35(\bar{G}v_2)_{\text{турб}}; \\ &\text{– при } (\bar{G}v_2)_{\text{турб}} > 0,31 \\ &\quad t_{2\text{ср}} = t_{2\text{изм}} = t_{2s}. \end{aligned}$$

Так как наравне с необходимостью определения удельного объема пара v_2 , в зависимостях (3), (4) применяется отношение $\bar{G}v_2$, то для его вычисления необходимо выполнить для заданного режима определение массового расхода пара, для чего может быть использовано уравнение вида [7]

$$G_{\text{ЦНД}} = \kappa(\bar{\delta}) p_n \sqrt{\frac{t_n + 273}{t_{0n} + 273}},$$

где $\kappa(\bar{\delta})$ – коэффициент, зависящий от области работы ЦНД на разных режимах и от типа турбины, p_n – давление в нижнем отборе, кгс/см².

Отношение $\bar{\delta} = \delta/H$, где δ – положение штока сервопривода поворотного кольца регулирующей диафрагмы, H – ход штока сервопривода при полностью открытой поворотной диафрагме, для турбины Т-250/300-240 величина $H = 220$ мм, для турбины Т-100/120-130 $H = 200$ мм.

В теплофикационных турбинах в зависимости от режима при повороте регулирующего кольца имеются две области течения в щель, изменяющей размер при повороте кольца – звуковой, для которого при $\bar{\delta} \leq 0,5$ для турбины Т-250/300-240 $\kappa(\bar{\delta}) = 882 \cdot \bar{\delta}$, турбины Т-100/120-130 при $\bar{\delta} \leq 0,45$ $\kappa(\bar{\delta}) = 703 \cdot \bar{\delta}$ и дозвуковой, для которого при $0,5 \leq \bar{\delta} \leq 1$ для турбины Т-250/300-240 $\kappa(\bar{\delta}) = 441 + 986(\bar{\delta} - 0,5) - 1110(\bar{\delta} - 0,5)^2$, для турбины Т-100/120-130 при $0,45 \leq \bar{\delta} \leq 1$

$$\kappa(\bar{\delta}) = 476 \left[0,677 + 1,058(\bar{\delta} - 0,45) - 0,856(\bar{\delta} - 0,45)^2 \right].$$

При теплофикационном режиме и полностью закрытой диафрагме расход пара в ЦНД может быть определен по результатам испытаний натуральных турбин [3].

Учитывая то, что при малорасходных режимах давление на входе в каналы рабочего колеса вследствие компримирования пара будет ниже, чем за рабочим колесом, а температура при развитии вращающегося вихря равна или незначительно выше средней температуры пара за рабочим колесом, то с небольшой погрешностью для определения затрат мощности на работу ступени можно принять, что средняя плотность для рабочего колеса примерно равна плотности за рабочим колесом, определяемой по осредненной температуре t_{2cp} , Т.е. $\rho_{cp} = \rho_{2cp}$.

Выводы

Представлен методологический подход к определению затрат мощности при работе ступени ЦНД теплофикационной турбины при нагревании пара вентиляционными потерями по измеренным значениям температуры пара и давления в конденсаторе.

Список литературы

1. Шубенко А. Л., Голощапов В. Н., Бабенко О. А. Повышение эффективности работы цилиндров низкого давления теплофикационных турбин. *Вісник НТУ «ХП»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків: НТУ «ХП», 2017. № 8(1230). С. 82-87. Бібліогр.: 10 назв. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.12.
2. Симоу Л. А., Эфрос Е. И., Гуторов В. Ф., Лагун В. П. *Теплофикационные паровые турбины: повышение экономичности и надежности*. Санкт-Петербург: Энерготех, 2001. 208 с.
3. *Малорасходные режимы ЦНД турбины Т-250/300-240* / под ред. В. А. Хаимова. Санкт-Петербург: БХВ-Петербург, 2007. 240 с.
4. Куличихин В. В., Людомирский Б. Н., Тажиев Э. И. *Исследование работы турбины типа Т-100-130 УТМЗ в беспаровом режиме*. Теплоэнергетика. 1976. № 12. С. 48–51.
5. 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.
6. Александров А. А., Григорьев Б. А. *Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара*. Москва: МЭИ, 2006. 168 с.

7. Шубенко А. Л., Бабенко О. А., Голощапов В. Н., Козлов А. Ю. Повышение энергоэффективности теплофикационной турбины Т-100/120-130. *Совершенствование турбостановок методами математического и физического моделирования: XV международная научно-техническая конференция*. – Харьков, ИПМаш НАН Украины, 14–17 сентября 2015 г. [Электронный ресурс]: Сб. докл. Электрон. дан. Харьков: Ин-т пробл. машиностроения НАН Украины, 15.09.15. 1 электрон. опт. диск (CD-ROM). Систем. требования: ПК от 486 DX 66 МГц; Windows 95.

References (transliterated)

1. Shubenko, A., Goloschapov, V. and Babenko, O. (2017), "Vliyanie realnih rejimov raboti teplofikacionnoi turbini T-100/120-130 na otpusk tepla i elektroenergii [Increasing the operation efficiency of low pressure cylinders of cogeneration turbines]", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 8(1230), pp. 82–87, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.12.
2. Simoyu L. A., Efros E. I., Gutorov V. F. and Lagun V. P. (2001), *Teplofikacionnie parovye turbine: povishenie ekonomichnosti i nadezhnosti* [Heat and steam turbines: increased efficiency and reliability], Energoteh [Energotech], St. Petersburg, Russian.
3. Haimov, V. A. (ed.) (2007), *Malorashodnye rejimi CND turbini T-250/300-240* [Malorashodnyh low pressure cylinder modes of turbine T-250/300-240], BHV-Peterburg, St. Petersburg, Russian.
4. Kulichihin V. V., Ljudomirskij B. N. and Tazhiev E. I. (1976), "Issledovanie raboty turbiny tipa T-100-130 UTMZ v besparovom rezhime [Investigation of turbine operation of the T-100-130 type UTMZ on steamless mode]", *Teplo`energetika* [Thermal Engineering], No. 12, pp. 48–51, Moscow, Russian.
5. Ur'ev E. V., Lokalom S. A., Maslennikov L. N., Fuksman L. D. and Vislova V. M. (1985), "Issledovanie теплового sostojanija chasti nizkogo davlenija turbiny T-250/300-240 [Investigation of the thermal state of the low-pressure part of the T-250/300-240 turbine]", *Teplo`energetika* [Thermal Engineering], No. 3, pp. 61–63, Moscow, Russian.
6. Aleksandrov A. A. and Grigor'ev B. A. (2006), *Tablitsy teplofizicheskikh svoystv vody i vodjanogo para* [Tables of thermophysical properties of water and steam], Izdatel'skij dom M'EI [Publishing house of the Moscow Power Engineering Institute], Moscow, Russian.
7. Shubenko A. L., Babenko O. A., Goloschapov V. N. and Kozlov A. Ju. (2015), "Povyshenie `energo`effektivnosti teplofikacionnoj turbiny T-100/120-130 [Increase of energy efficiency of the cogeneration turbine T-100/120-130]", *Sovershenstvovanie turbostanovok metodami matematicheskogo i fizicheskogo modelirovanija: XV mezhduarodnaja nauchno-tehnicheskaja konferentsija. Har'kov, IPMash NAN Ukrainy, 14–17 sentjabrja 2015 g.* [Elektronnyj resurs]: Sb. dokl. Elektron. dan. Har'kov: In-t probl. mashinostroenija NAN Ukrainy, 15.09.15. 1`elektron. opt. disk (CD-ROM). Sistem. trebovanija: PK ot 486 DX 66 MGts; Windows 95, Kharkiv, Ukraine.

Поступила (received) 14.02.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Шубенко Олександр Леонідович (Шубенко Александр Леонидович, Shubenko Oleksandr) – член-кореспондент НАН України, доктор технічних наук, завідувач відділу оптимізації процесів та конструкцій турбомашин, Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, вул. Пожарського 2/10, м. Харків, Україна, 61046; e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9014-1357>.

Голощапов Володимир Миколайович (Голощапов Владимир Николаевич, Goloshchapov Vladimir) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, старший науковий співробітник відділу моделювання та ідентифікації теплових процесів, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, м. Харків, Україна; e-mail: paramonova@ipmach.kharkov.ua.

Бабенко Ольга Анатоліївна (Бабенко Ольга Анатольевна, Babenko Olga) – кандидат технічних наук, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, старший науковий співробітник відділу оптимізації процесів та конструкцій турбомашин, м. Харків, Україна; e-mail: ola_babenko@meta.ua, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7587-8470>.