

А. В. ЛАПУЗИН, В. П. СУББОТОВИЧ

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КАМЕРЫ ОТБОРА ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

АННОТАЦИЯ Рассмотрено влияние диаметра и количества отводящих патрубков на уровень гидравлических потерь при входе в эти патрубки. Усовершенствована методика расчета натуральных трактов теплофикационных отборов при отводе пара из турбины как через один, так и через два патрубка. Обобщены результаты проведенных в НТУ «ХПИ» исследований камер отбора на крупномасштабном статическом стенде.

Ключевые слова: отбор на теплофикацию, полные потери тракта отбора, гидравлические потери участков тракта, методика расчета

A. V. LAPUZIN, V. P. SUBOTOVICH

HYDRAULIC DESIGN OF THE BLEEDING CHAMBER FOR THE STEAM TURBINE

ABSTRACT Hydraulic Design of the Bleeding Chamber for the Steam Turbine Hydraulic loss coefficients in the turbine flow discharge section were calculated on the basis of experimental determination of pressure losses in the turbine section designed for the heating bleeding in the steam turbine. It has been established that these loss coefficients are affected by the number of outlet branches, the diameters of outlet branches, a value of throat cross-section (narrow), radial cone cross-section through which the steam enters the bleeding section, and a relative flow of effluent medium (up to 35 %). The investigation was carried out using the aerodynamic test bench. The bleeding chamber was designed with the axial symmetry and had a large volume peculiar for the turbines with large uncontrolled steam bleedings. Consideration was given to the operation of the options of bleeding channels that have radial cone elements and also the options that have no radial cone. The technique was given that allows us to calculate pressure losses in the region between the flow passage of real steam turbine and the bleeding branches. This technique was developed based on the experimental investigation of bleeding channel carried out using the stationary aerodynamic test bench. It has been established that the use of two outlet branches instead of one results in a more substantial decrease of losses in the diffuser bleeding channel in comparison with the approach when the area of one outlet branch is increased two times.

Key words: heating bleeding, total losses of bleeding channel, hydraulic losses in channel sections, and the methods of calculation.

1 Основные результаты исследований, проведённых в НТУ «ХПИ»

Результаты экспериментального определения потерь в камерах отбора паровых турбин при больших относительных расходах пара рассмотрены в статьях [1–5]. Расход воздуха через испытываемые модели изменялся от 1,5 до 4,5 кг/с, температура торможения – от 340 до 380 К, давление p_1 перед моделями в сечении I за сетками, имитирующими предотборную ступень, – от 0,108 до 0,133 МПа, скорость C_1 – от 22 до 52 м/с. При увеличении расхода $G_{отб}$ через камеру отбора расход через предотборную ступень G также увеличивался, а величина относительного расхода $\bar{G}_{отб} = G_{отб}/G$ зависела от гидравлического сопротивления тракта отбора, включающего кольцевой канал, сообщающий межступенчатый зазор с камерой отбора, собственно камеру отбора и патрубков (или патрубки) отбора. При неизменных размерах и форме камеры отбора гидравлическое сопротивление бездиффузорных трактов отборов зависело: от относительной ширины кольцевой щели с острой кромкой \bar{S} (\bar{S} – отношение ширины щели к высоте межступенчатого зазора), количества патрубков n диаметром 116 мм, схемы расположения патрубков относительно камеры отбо-

ра, а также относительного расхода $\bar{G}_{отб}$. В бездиффузорных трактах отборов с минимальной шириной кольцевой щели $\bar{S} = 0,106$ увеличение количества патрубков n с одного до двух приводило к снижению гидравлического сопротивления тракта, что позволяло увеличить максимально возможный относительный расход $\bar{G}_{отб\ max}$ с 0,35 до 0,45.

В варианте с двумя патрубками ($n = 2$) и относительной шириной кольцевой щели $\bar{S} = 0,343$ максимально возможный относительный расход $\bar{G}_{отб\ max} = 0,53$ [1].

Гидравлические потери как бездиффузорных, так и диффузорных трактов отбора оценивались с помощью условного коэффициента полных потерь $\zeta'_n = (p_1^* - p_2)/(p_1^* - p_1)$, где $p_1^* = p_1 + \rho_1 C_1^2 / 2$, p_1, ρ_1, C_1 – осреднённые в тангенциальном направлении параметры на среднем радиусе контрольного сечения I на входе в межступенчатый зазор за предотборной ступенью, а p_2 – давление в патрубках отбора. Результаты исследований бездиффузорных трактов отбора при четырёх величинах относительной ширины кольцевой щели $\bar{S} = 0,106; 0,343; 0,554; 1,28$ с различным количеством патрубков $n = 1; 2; 3$ одинакового диаметра 116 мм рассмотрены в работе [1], а

результаты исследования диффузорных трактов отборов при трех величинах относительного «горла» диффузора $\bar{S} = 0,09; 0,114; 0,330$ с одним и двумя патрубками двух различных диаметров 116 мм и 144 мм рассмотрены в работе [2, 3, 5].

Из всех исследованных вариантов радиальных диффузоров, описанных в [5], отобраны оптимальные варианты для малых (0,15), средних (0,25) и больших (0,35) относительных расходов $\bar{G}_{отб}$. В работах [1, 2, 5] приведены аппроксимационные зависимости для расчета коэффициента полных потерь в бездиффузорных трактах отбора с диаметром патрубков 116 мм и диффузорных трактах отбора с диаметром патрубка 144 мм.

Для перехода от рассмотренных выше экспериментальных данных к расчету натуральных трактов отбора паровых турбин, отличающихся от модельных трактов отбора как более высоким уровнем скорости C_1 , так и большей относительной площадью отводящих патрубков \bar{F} , в [4] была предложена методика расчета, основанная на предположении, что в модельных и натуральных условиях гидравлические потери в диффузоре (или в кольцевой щели бездиффузорных трактов отбора) и в камере отбора одинаковы, а отличающимися являются лишь потери с выходной скоростью $\zeta'_{вс}$ и гидравлические потери, связанные с входом потока из камеры отбора в отводящие патрубки, которые в ориентировочных расчетах принимались равными половине величины потерь с выходной скоростью $\zeta'_{вс}$. Под относительной площадью отводящих патрубков \bar{F} понимается величина, равная отношению площади выходных патрубков к площади межступенчатого зазора за предотборной ступенью. В опытах с бездиффузорными трактами отбора относительная площадь \bar{F} изменялась от 0,15 до 0,3 и 0,45 путём увеличения числа патрубков отбора ($n = 1; 2; 3$) диаметром 116 мм. Диффузорные тракты отборов исследовались как с одним патрубком отбора ($\bar{F} = 0,15; D_{патр} = 116$ мм, а также $\bar{F} = 0,231, D_{патр} = 144$ мм), так и с двумя патрубками отбора ($\bar{F} = 0,3, D_{патр} = 116$ мм).

2 Цель работы

Детальный анализ результатов исследований бездиффузорных и диффузорных трактов отборов показывает, что коэффициент k в формуле для расчета полных потерь натурального тракта отбора

$$\zeta'_{п\text{ наг}} = \zeta'_{п\text{ мод}} + k(\zeta'_{вс\text{ наг}} - \zeta'_{вс\text{ мод}}) \quad (1)$$

может существенно отличаться от принятого в [4] значения 1,5 и требует уточнения.

Кроме того, без снижения точности можно упростить алгоритм расчёта, если при определении удельного объёма рабочего тела в патрубках v_2 пренебречь изменением произведения давления на удельный объём $p v$ и находить отношение удельных объёмов v_2/v_1 только по двум параметрам, а именно: по коэффициенту $\zeta'_{п}$ и режимному параметру $T = p_1 / (\rho_1 C_1^2 / 2)$.

3 Методика расчёта натуральных диффузорных трактов отбора с одним патрубком

Если патрубок один, то вместо коэффициента k в выражении (1) следует использовать коэффициент k_1 (рис. 1), определённый путём сравнения потерь с выходной скоростью и полных потерь в вариантах с относительной площадью отводящих патрубков $\bar{F} = 0,15$ и $0,231$. Для промежуточных значений относительной ширины кольцевой щели \bar{S} можно использовать формулу:

$$k_1 = -21,5\bar{G}_{отб}^2 + 15\bar{G}_{отб} - 1,12 + 4,63(\bar{S} - 0,114)(1,79 - 4,6\bar{G}_{отб} - 2\bar{G}_{отб}^2).$$

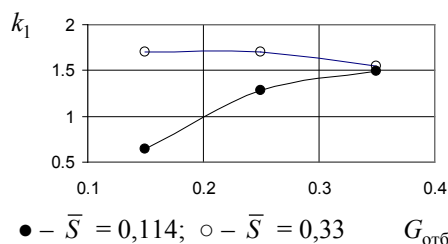


Рис. 1 – Зависимость k_1 для диффузорного тракта отбора

В натурном и модельном вариантах принимаются одинаковыми: параметры радиального диффузора \bar{S}, \bar{D}, γ (\bar{D} – отношение наружного диаметра диффузора к наружному диаметру межступенчатого зазора, γ – угол раскрытия стенок диффузора), относительный расход через камеру отбора $\bar{G}_{отб}$ и отсчитываемый от осевого направления угол закрутки потока α_1 в сечении I .

Используя перечисленные выше параметры, для модели с относительной площадью отводящих патрубков $\bar{F} = 0,231$ можно последовательно вычислить:

– полные потери при отсутствии закрутки потока, $\zeta'_{п\text{ }0,231} = f(\bar{G}_{отб}, \bar{S}, \bar{D}, \gamma)$;

– полные потери при наличии закрутки потока в сечении I (величина угла α_1 задаётся в градусах), $\zeta'_{п\text{ мод}} = \zeta'_{п\text{ }0,231} - 0,0165\alpha_1$;

– режимный параметр в сечении I , $T_{мод} = 1400\bar{G}_{отб}^2 + 1880\bar{G}_{отб} + 815$;

$$\begin{aligned}
 & - (v_2/v_1)_{\text{мод}} = T_{\text{мод}} / (T_{\text{мод}} + 1 - \zeta'_{\text{п мод}}); \\
 & - \text{потери с выходной скоростью} \\
 \zeta'_{\text{вс мод}} & = 18,74 [\bar{G}_{\text{отб}} \cos \alpha_1]^2 (v_2/v_1)_{\text{мод}}.
 \end{aligned}$$

$$\zeta'_{\text{п нат}} = \zeta'_{\text{п мод}} + k_1 \left(\left(\frac{\bar{G}_{\text{отб}}}{\bar{F}_{\text{нат}}} \cos \alpha_1 \right)^2 \frac{T_{\text{нат}}}{T_{\text{нат}} + 1 - \zeta'_{\text{п нат}}} - \zeta'_{\text{вс мод}} \right).$$

Для модельного и для натурального вариантов тракта отбора относительная потеря давления на участке тракта между сечениями 1 и 2 определяется так

$$\bar{\Delta p} = (p_1 - p_2) / p_1 = (\zeta'_{\text{п}} - 1) / T.$$

4 Методика расчёта натуральных диффузорных трактов отбора с двумя патрубками

Если тракт отбора имеет два патрубка ($n=2$), то расчёт коэффициента полных потерь $\zeta'_{\text{п нат}}$ выполняется в два этапа. На первом этапе, полагая $n=1$, по параметрам $\bar{G}_{\text{отб}}$, \bar{S} , \bar{D} , γ , α_1 в соответствии с предложенной выше схемой определяются полные потери для «промежуточного» варианта, отличающегося от модельного варианта только относительной площадью, которая принимается равной половине натуральной

$$\zeta'_{\text{п пром}} = \zeta'_{\text{п мод}} + k_1 (\zeta'_{\text{вс пром}} - \zeta'_{\text{вс мод}}),$$

где

$$\zeta'_{\text{вс пром}} = \left(\frac{2\bar{G}_{\text{отб}}}{\bar{F}_{\text{нат}}} \cos \alpha_1 \right)^2 \frac{T_{\text{мод}}}{T_{\text{мод}} + 1 - \zeta'_{\text{п пром}}}.$$

На втором этапе число отводящих патрубков удваивается, режимный параметр снижается от величины $T_{\text{мод}}$ до величины $T_{\text{нат}}$, что позволяет найти полные потери натурального тракта с двумя патрубками:

$$\zeta'_{\text{п нат}} = \zeta'_{\text{п пром}} + k_n (\zeta'_{\text{вс нат}} - \zeta'_{\text{вс пром}}),$$

$$\zeta'_{\text{вс нат}} = \left(\frac{\bar{G}_{\text{отб}}}{\bar{F}_{\text{нат}}} \cos \alpha_1 \right)^2 \frac{T_{\text{нат}}}{T_{\text{нат}} + 1 - \zeta'_{\text{п нат}}}.$$

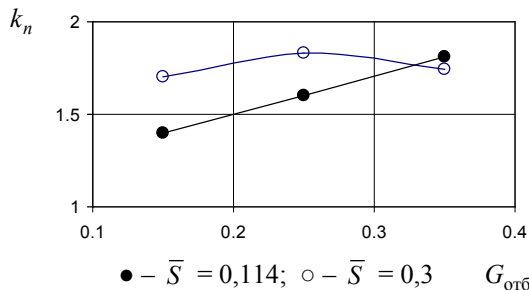


Рис. 2 – Зависимость k_n для диффузорного тракта отбора

Коэффициент k_n (рис. 2) определён путём сравнения потерь в вариантах $\bar{F} = 0,15$, $n = 1$ и

По известным параметрам натурального объёма $\bar{F}_{\text{нат}}$ и $T_{\text{нат}} = p_{1\text{нат}} / (\rho_{1\text{нат}} C_{1\text{нат}}^2 / 2)$ определяются для него полные потери путем численного решения алгебраического уравнения:

$\bar{F} = 0,3$, $n = 2$. Для промежуточных значений \bar{S} можно использовать формулу:

$$\begin{aligned}
 k_n & = 2,35 \bar{G}_{\text{отб}} + 1,03 + 4,63 (\bar{S} - 0,114) \times \\
 & \times (0,04 + 3,55 \bar{G}_{\text{отб}} - 11,6 \bar{G}_{\text{отб}}^2).
 \end{aligned}$$

5 Методика расчёта натуральных бездиффузорных трактов отбора с двумя патрубками

Коэффициент k_n в бездиффузорных (рис. 3) и диффузорных (рис. 2) трактах отбора существенно отличается из-за отличия условий, которые формируются на входе в патрубок отбора кольцевой щелью с острой кромкой и радиальным диффузором, форма которого близка к оптимальной.

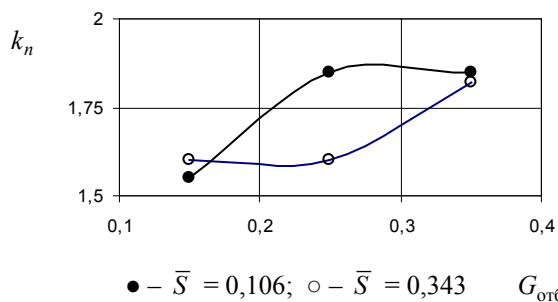


Рис. 3 – Зависимость k_n для бездиффузорного тракта отбора

Следует отметить, что при двух патрубках ($n=2$) схема расположения патрубков отбора (у обоих патрубков оси лежат на одном диаметре или оси патрубков перпендикулярны одна другой) практически не влияет на коэффициент k_n .

Кроме того, в бездиффузорных трактах отбора от коэффициента k_n незначительно отличается коэффициент k , увязывающий полные потери и потери с выходной скоростью в вариантах $n = 1$, $\bar{F} = 0,15$ и $n = 3$, $\bar{F} = 0,45$.

Выводы

Рассмотрены алгоритмы расчета потерь в диффузорных и бездиффузорных трактах отбора при разном количестве отводящих патрубков, которые рекомендуются для расчета паровых турбин.

Список литературы

- 1 **Гаркуша, А. В.** Определение окружной неравномерности давлений и потерь в тракте теплофикационных отборов турбин [Текст] / **А. В. Гаркуша, А. В. Лапузин, А. Г. Понкратова** и др. // Энергетическое машиностроение. – Харьков : Выща школа, 1988. – Вып. 46. – С. 3–9.
- 2 **Железников, М. Д.** Совершенствование диффузорных элементов проточной части паровых турбин [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.12 «Турбомашини и комбинированные турбоустановки» / **Железников Михаил Дмитриевич**. – Харьков : ХПИ им. В.И. Ленина, 1989. – 246 с.
- 3 **Гаркуша, А. В.** Определение оптимальных размеров радиальных кольцевых диффузоров, установленных в тракте отбора паровых турбин [Текст] / **А. В. Гаркуша, М. Д. Железников, А. В. Лапузин** // Энергетическое машиностроение. – Харьков : Выща школа, 1995. – Вып. 53. – С. 82–95.
- 4 **Лапузин, А. В.** К расчёту потерь в трактах отборов паровых турбин [Текст] / **А. В. Лапузин** // Энергетическое машиностроение. – Харьков : Выща школа. – 1990. – Вып. 50. – С. 23–28.
- 5 **Лапузин, А. В.** Оптимальные параметры диффузоров трактов отборов паровых турбин [Текст] / **А. В. Лапузин, В. П. Субботович** // Вісник НТУ «ХПИ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПИ», 2015. –

№ 17(1126). – С. 68–74. – Бібліогр. : 4 назв. – ISSN 2078-774X.

Bibliography (transliterated)

- 1 **Garkusha, A. V., Lapuzin, A. V., Pankratova, A. G. et al/** (1988), “Determination of the circumferential of nonuniformity pressure and cogeneration turbines bleeds path losses”, *Jenergeticheskoe mashinostroenie*, no. 46, pp. 3–9.
- 2 **Zheleznikov, M. D.** (1989), “Improvement the diffuser elements of flow path of steam turbines”, Ph.D. Thesis, Turbomachine and Turbo-installation, NTU “KhPI”, Kharkov, Ukraine.
- 3 **Garkusha, A. V., Zheleznikov, M. D. and Lapuzin, A. V.** (1995), “Determination of the optimal size of the radial annular diffusers installed in the path bleed steam turbines”, *Jenergeticheskoe mashinostroenie*, no. 53, pp. 82–95.
- 4 **Lapuzin, A.V.** (1990), “The calculation of the path losses bleeds steam turbines”, *Jenergeticheskoe mashinostroenie*, no. 50, pp. 23–28.
- 5 **Lapuzin, A. V. and Subotovych, V. P.** (2015), “Optimal Parameters of the Diffusers of the Bleeding Routes of Steam Turbines”, *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 17, pp. 68–74.

Сведения об авторах (About authors)

Лапузин Александр Викторович – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры турбиностроения; г. Харьков, Украина; e-mail: alex78ua@yahoo.com, ORCID – 0000-0002-6445-3979.

Lapuzin Alexander – Candidate of Technical Sciences, Associate professor, National Technical University «Kharkov Polytechnical Institute», Associate professor of turbine construction department, Kharkov, Ukraine;

Субботович Валерий Петрович – доктор технических наук, старший научный сотрудник, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры турбиностроения; г. Харьков, Украина; ORCID – 0000-0002-7051-4758.

Subotovych Valery – Doctor of Technical Sciences, Senior research fellow, National Technical University «Kharkov Polytechnical Institute», Professor of turbine construction department, Kharkov, Ukraine.

Пожалуйста ссылаетесь на эту статью следующим образом:

Лапузин, А. В. Гидравлический расчет камеры отбора паровой турбины [Текст] / **А. В. Лапузин, В. П. Субботович** // Вісник НТУ «ХПИ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПИ», 2016. – № 9(1181). – С. 90–93. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.13.

Please cite this article as:

Lapuzin, A. and Subotovych, V. (2016), “Hydraulic Design of the Bleeding Chamber for the Steam Turbine”, *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 9(1181), pp. 90–93, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.13.

Будь ласка посилаетесь на цю статтю наступним чином:

Лапузин, О. В. Гідралічний розрахунок камери відбору парової турбіни [Текст] / **О. В. Лапузин, В. П. Субботович** // Вісник НТУ «ХПИ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПИ», 2016. – № 9(1181). – С. 90–93. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.13.

АНОТАЦІЯ Розглянуто вплив діаметра і кількості відвідних патрубків на рівень гідравлічних втрат при вході в ці патрубки. Удосконалено методіку розрахунку натурних трактів теплофікаційних відборів при відведенні пара з турбіни, як через один, так і через два патрубка. Узагальнено результати проведених в НТУ «ХПИ» досліджень камер відбору на великомасштабному статичному стенді.

Ключові слова: відбір на теплофікацію, повні втрати тракту відбору, гідравлічні втрати ділянок тракту, методика розрахунку.

Поступила (received) 08.01.2016