

В. Н. ГОЛОЩАПОВ, О. В. КОТУЛЬСКАЯ, Т. Н. ПАРАМОНОВА

О ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ КОНЦЕВЫХ УПЛОТНЕНИЙ СО ВСТРЕЧНЫМИ ГРЕБНЯМИ В ЦИЛИНДРЕ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

АННОТАЦИЯ В работе выполнено исследование возможности применения уплотнения со встречными разношаговыми гребнями в конструкции переднего концевого уплотнения при условии равенства расхода через исходный и предлагаемый варианты конструкций. Для оценки протечек через уплотнение было выполнено расчетное исследование его сектора, состоящего из восьми неподвижных и семи вращающихся гребней. Проведено сравнение расходов пара в рассматриваемых конструкциях при различных значениях радиальных зазоров. Выполненная оценка показывает возможность использования уплотнений со встречными гребнями при принятой схеме передних концевых уплотнений турбины К-325-23,5 ПАО «Турбоатом».

Ключевые слова: турбина, переднее концевое уплотнение, уплотнение со встречными гребнями, расход, радиальный зазор.

V. GOLOSHCHAPOV, O. KOTULSKAYA, T. PARAMONOVA

APPROPRIATENESS OF THE USE OF END SEALS WITH CROSSED CRESTS FOR THE HIGH PRESSURE CYLINDER

ABSTRACT The efficiency of operation of the steam turbines of a high power is defined by the values of steam leakage through the seals, and first of all through the end seals that can occupy more than 30% of the length of high pressure rotor. The seals of a step type used at the present time change their performances if the crests are worn down during the overhaul period and can be restored at mid-life and/or subjected to capital repairs. Therefore, the search for the rotor seal construction that would allow for an increase in the reliability of turbine operation is rather vital. The purpose of this research was to estimate appropriateness of the replacement of HPC step-type seals by noncontact seals with crossed crests. The method used for the solution of stated problem was the computation investigation of the flow of viscous high temperature steam through the sealing sector with crossed crests at different values of the radial clearance and axial movements. The flow rate comparison data showed that the original step-type seal with the radial clearance of 0.7 mm can be replaced by the noncontact seal with crossed crests with the radial clearance of 0.5 to 0.6 mm at the typical operation to provide a reliable operation. Moreover, steam leakages through the front end seal can be reduced for the offered structure option in comparison with the original option.

Key words: turbine, front end seal, the seal with crossed crests, the flow-rate and the radial clearance.

Введение

Эффективность работы паровых турбин большой мощности во многом зависит от протечек пара через уплотнения и, прежде всего концевые, для чего применяются лабиринтовые уплотнения различных типов, из которых для концевых уплотнений цилиндров наиболее широкое применение получили уплотнения ступенчатого типа. Классификация лабиринтовых уплотнений и выбор их типа для стационарных паровых, газовых турбин и компрессоров представлены в руководящем техническом материале [1].

Лабиринтовые бесконтактные уплотнения служат для ограничения утечек рабочей среды вдоль поверхности вала из корпуса турбомашин, а также перетечек между ступенями и лопаточными венцами ротора и статора. Они представляют

собой ряд последовательно расположенных друг за другом узких кольцевых щелей-зазоров и просторных камер. Зазоры между ротором и статором образуются их концевыми поверхностями и заостренными кромками гребней разделяющих камеры.

Цель работы

Выполнить оценку целесообразности замены в концевых уплотнениях ЦВД уплотнений ступенчатого типа на уплотнения со встречными гребнями при смещенном шаге, однотипное с применяемым в качестве надбандажных в цилиндрах высокого и среднего давлений турбин, выпускаемых ПАО «Турбоатом».

Подход к определению типа уплотнения

Рабочий процесс в уплотнении – дросселирование – заключается в переводе разности потенциальных энергий среды разделяемых полостей в кинетическую энергию, а затем в тепло за счет гашения скорости струй, истекающих из кольцевых щелей, трением, образующимся в интенсивных вихрях, формирующихся в камерах.

Робота виконана в рамках проекту № Об. 4.1-17/II-85-16 «Підвищення ефективності проточних частин циліндрів високого та середнього тиску парових турбін великої потужності на основі оптимізації відсіків ступенів у широкому діапазоні їх роботи» цільової програми наукових досліджень НАН України «Науково-технічні основи енергетичної співпраці між Україною і Європейським Союзом» «Об'єднання-3».

Ограничение утечки достигается следующими средствами [1]:

- уменьшением зазора;
- уменьшением сечения струи в зазоре за счет создания отрывного течения заострением кромок гребней и резким изменением направления потока;
- уменьшением скорости в зазоре путем более полного гашения скорости в камерах.

Определяющими размерами уплотнения являются необходимые значения радиального зазора δ и осевого разбега ротора при проектировании турбомашин эти размеры назначаются с учетом вероятных радиальных и осевых взаимных перемещений ротора и статора под влиянием температурных, динамических и других эксплуатационных факторов. Для уплотнительных гребней в области высоких температур используют стали 15X1M1Ф, 12X1MФ, 15ХМА при температуре $t = 530^\circ\text{C}$, и стали 08X18Н10Т, 12X18Н10Т при температуре $t = 650^\circ\text{C}$.

Выбор типа уплотнений производится по условию достижения минимальной протечки при заданных осевых и радиальных габаритах участка, отводимого под уплотнение.

В концевых уплотнениях современных паровых турбин односторонние осевые уплотнения, несмотря на их преимущества, такие как простота, неограниченное осевое перемещение, практически не применяется.

В прямоточных уплотнениях с двухсторонним расположением гребней для ослабления газодинамического возбуждения автоколебаний ротора турбомашин между гребнями статора выполняют перегородки, уменьшающие закрутку потока в сторону вращения. Роторная часть уплотнения при этом имеет кольцевые гребни.

Для ступенчатых уплотнений с выступающими и чередующимися короткими и длинными гребнями предпочтительны зазоры δ в пределах 0,4–1,0 мм, осевые разбеги не более 12–14 мм.

В последние десятилетия в паровых турбинах при относительно низких температурах для снижения утечек был установлен ряд сотовых уплотнений в цилиндрах низкого давления, заднем концевом уплотнении и последних ступенях ЦСД, температура в которых ниже 350°C [2, 3]. Несмотря на определенную эффективность сотовых уплотнений (она соизмерима с уплотнением ЦКТИ со встречными гребнями при зазоре $\delta = 1$ мм), сложность технологии их изготовления с применением высокотемпературной пайки сот к корпусам, ограниченность эффективного количества гребней в прямоточном сотовом уплотнении требует объемных исследований с учетом тепловых схем уплотнений [3].

Исследование расхода пара в уплотнениях со встречными гребнями

В ПАО «Турбоатом» при создании турбин для ТЭС и АЭС используются надбандажные уплотнения со встречными разношаговыми гребнями (рис. 1), подобными приведенным в РТМ [1] уплотнениям ЦКТИ и УТЗ, гребни которых выполнены с равным шагом.

Движение пара в уплотнении (рис. 2) сопровождается интенсивным вихреобразованием в камерах между гребнями, что обеспечивает волнообразный характер струи, снижая влияние прямоточности на расход пара [4].

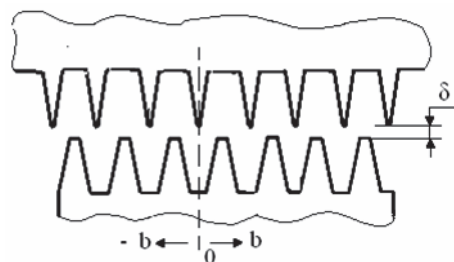


Рис. 1 – Форма надбандажных уплотнений ЦВД турбины К-325-23,5



Рис. 2 – Структура течения пара в уплотнении со встречными гребнями

На рис. 3 приведен продольный разрез переднего концевого уплотнения ЦВД турбины К-325-23,5, где в обоймах установлены кольца уплотнения с 14-ю гребнями в каждом, кроме навесной обоймы А, в которой два уплотнительных кольца имеют по семь гребней.

В обойме Д внутреннего корпуса между диском регулирующей ступени и камерой б, навесной на обойме и соединенной с проточной частью за 10-й ступенью, находится шесть колец с 84 гребнями и еще одно кольцо с 14 гребнями.

В обоймах Б и Г наружного корпуса установлены по два кольца, в обойме В – три кольца. Присоединение камер переднего концевого уплотнения (ПКУ) к системе уплотнений определяет расходы пара через кольца между камерами, так как давления в камерах связаны с режимом работы проточной части (камеры 5–7) и работой тепловой схемы турбины.

Для оценки протечек через уплотнение методом математического моделирования было выполнено расчетное исследование течения пара через сектор, состоящий из восьми неподвижных и семи вращающихся гребней, в диапазоне измене-

ния радиального зазора δ от 0,5 до 1,5 мм при начальном давлении $P_0 = 9,91$ МПа, $t_0 = 455$ °С и $v_0 = 0,03036$ м³/кг.

Расход пара через уплотнения между камерами рассчитывался по зависимости [5]

$$G = \mu F_y \sqrt{\frac{P_0}{v_0}} \sqrt{\frac{1 - \varepsilon^2}{z}},$$

где P_0 – давление на входе в секцию уплотнения, расположенную между камерами; $\varepsilon = P_k/P_0$; P_k – давление на выходе; μ – коэффициент расхода уплотнения; F_y – площадь проходного сечения, $F_y = \pi d_y \delta$; d_y – диаметр уплотнения; δ – радиальный зазор; v_0 – удельный объем пара на входе в секцию уплотнения; z – количество гребней в секции уплотнения.

Формула применима при

$$\varepsilon = \frac{P_k}{P_0} = \frac{0,85}{\sqrt{z+1,5}} < 0,5457.$$

В исходном варианте ПКУ радиальный зазор между поверхностями ротора и гребнями равен $\delta = 0,7$ мм. Расход через уплотнение $G_{исх}$

определялся при коэффициенте расхода $\mu = 0,76$ [5]. Для предлагаемого сектора уплотнения со встречными гребнями и неравномерным шагом коэффициент расхода μ (приведенный по всем гребням сектора) принимался равным 0,81 при радиальном зазоре 0,5 мм и 0,7 мм.

При сохранении коэффициента расхода μ для предлагаемого варианта ПКУ и уменьшении зазора до значения $\delta = 0,5$ мм (допустимое значение зазора в ступенчатом уплотнении согласно РТМ 0,4 мм) расход пара, приведенный в табл. 1, по каждой секции уплотнения ниже, чем в варианте, заложенном в конструкцию ПКУ турбины.

Анализ влияния радиального зазора в уплотнении со встречными гребнями (рис. 4а) позволяет предположить, что его выбор для обеспечения минимального расхода при обеспечении отсутствия контакта гребней в условиях осевого перемещения ротора в области ПКУ при тепловом расширении относительно корпуса целесообразно проводить с учетом определения относительного расширения ротора в условиях переменных нагрузок турбины.

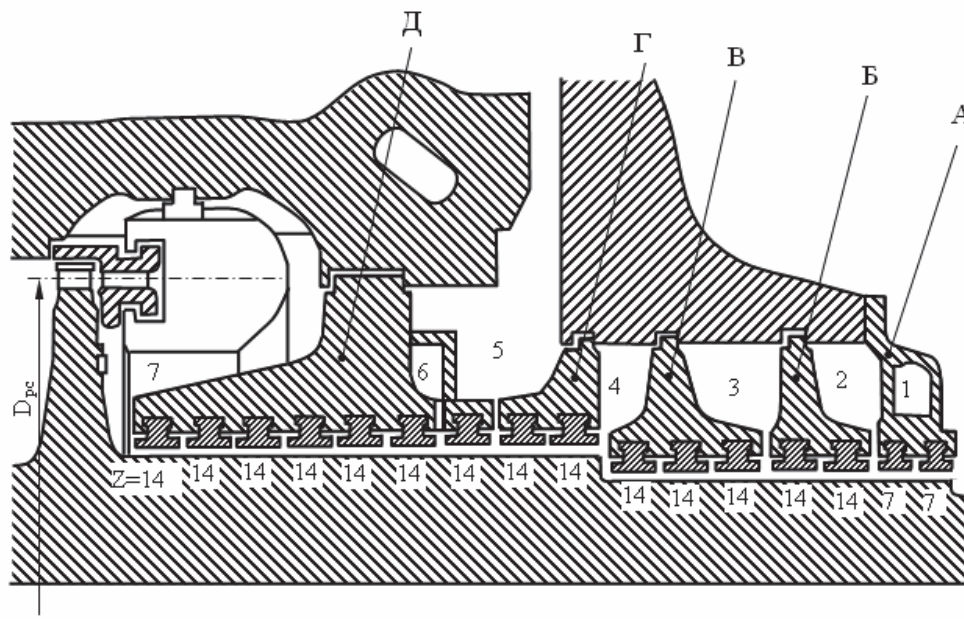


Рис. 3 – Продольный разрез переднего уплотнения ЦВД турбины К-325-23,5:
А, Б, В, Г, Д – обоймы уплотнений; 1–6 – номер камеры, 7 – полость ЦВД

Таблица 1 – Расход пара через секторы ПКУ, расположенные между камерами

Параметр	δ , мм	μ	7→6	5→6	5→4	4→3	3→2	1→2 воздух
$G_{исх}$, кг/с	0,7	0,76	3,48	1,680	1,462	0,885	0,427	0,054
G , кг/с	0,7	0,81	3,715	1,791	1,917	0,944	0,455	0,058
G , кг/с	0,5	0,81	1,284	1,279	1,369	0,674	0,325	0,041

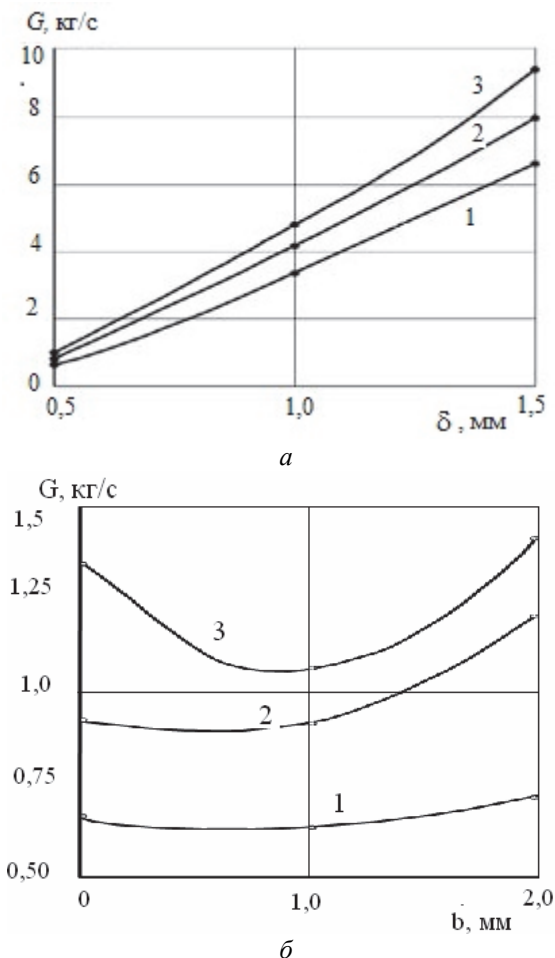


Рис. 4 – Влияние зазоров в уплотнении со встречными гребнями на протечки пара:
 а – от величины радиального зазора; б – от осевого смещения; 1 – $\bar{P} = 0,81$; 2 – $\bar{P} = 0,71$;
 3 – $\bar{P} = 0,61$

На изменение расхода пара при осевом смещении гребней уплотнения и их взаимном расположении (рис. 4б) существенно влияет срабатываемый перепад давления $\bar{P} = P_1 / P_0$, где P_1 – давление на выходе из сегмента, P_0 – давление на входе. При этом более сильное влияние на распределение расхода оказывает более высокое отношение давлений, что, по-видимому, вызвано положительным радиальным зазором т.е. сильное влияние оказывает условие прямоотчности уплотнения при повышении скорости течения пара в струе.

С учетом бесконтактной работы гребней уплотнения для конструкции необходимо принимать такое положение гребней, при котором в условиях стационарного теплового состояния ротора и корпусных элементов уплотнения обеспечивается минимальный расход через сектора уплотнения.

Выводы

Выполненная оценка работы бесконтактного уплотнения со встречными гребнями, смещенными по шагу, и сопоставление с исходным уплотнением ступенчатого типа показывает возможность использования для ПКУ уплотнений со встречными гребнями без увеличения расхода пара при принятой схеме уплотнений для ЦВД и сохранении количества гребней в отсеках уплотнения между камерами.

Список литературы

- 1 Уплотнения лабиринтные стандартных паровых и газовых турбин и компрессоров. Проектирование и расчет: РТМ 108.020.33-86. – М.-Л.: Госстандарт, 1986. – 51 с.
- 2 Лисянский, А. С. Практический опыт внедрения сотовых надбандажных уплотнений на блоках сверхкритического давления мощностью 250-800 МВт / А. С. Лисянский, В. Г. Грибин, Ю. А. Сахнин, О. В. Фатьков, К. В. Горлицын, С. В. Ушинин // Электрические станции. – 2013. – № 10. – С. 8–13. – ISSN 0201-4564.
- 3 Буглаев, В. Т. Сотовые уплотнения в турбомашинах / В. Т. Буглаев, А. А. Климцов, В. Т. Перевезенцев, С. В. Перевезенцев. – Брянск : БГТУ, 2002. – 148 с.
- 4 Голощапов, В. Н. Характеристики надбандажных уплотнений со встречными гребнями ступеней цилиндра высокого и среднего давлений паровых турбин [Электронный ресурс] / В. Н. Голощапов, С. В. Алёхина, О. В. Котульская, Т. Н. Парамонова, В. А. Конеv // Материалы XV междунар. н/т конф. «Соверш. турбоустановок методами матем. и физ. моделирования» 15 сентября 2015. – Змиев : ИПМаш НАНУ, 2015. – 5 с. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM). – Загл. с этикетки диска.
- 5 Щегляев, А. В. Паровые турбины / А. В. Щегляев. – Москва : Энергоатомиздат, 1993. – 416 с.

Bibliography (transliterated)

- 1 (1986), *Labyrinth packing standard steam and gas turbines and compressors. Engineering and design. RTM 108.020.33-86*. Moscow, Russian.
- 2 Lisianskiy, A. S., Gribin, V. S., Sahnin, Yu. A., Fatkov, O. V., Gorlitsyn, K. V. and Ushinin, S. V. (2013), "Prakticheskiy opyt vnedreniya sotovykh nadbandazhnykh uplotneniy na blokakh sverhkriticheskogo davleniya moshchostyu 250-800 MVt [Practical experience in implementing cellular nadbandazhnykh seals on power units of supercritical pressure 250-800 MVt]", *Power stations [Power stations]*, No. 10. pp. 8–13, ISSN 0201-4564.
- 3 Buglaev, V. T., Klimtsov, A. A., Perevezentsev, V. T. and Perevezentsev, S. V. (2002), *Sotovye uplotneniya v turbinah [Cell seals in turbines]*, BGTU, Bryansk, Russian.
- 4 Goloschapov, V. N., Alexina, S. V., Kotulskaya, O. V., Paramonova T. N. and Konev, V. A. (2015), "Harakteristiki nadbandazhnykh uplotneniy so vstrechnymi grebnyami stupeney tsilindra vysokogo i srednego lavleviy parovykh turbin [Features nadbandazhnykh seals with high and medium pressure steam

turbine stages of the counter cylinder ridges]", *Reports of XV Intern conf. "An Improvement of turbine units by the methods of mathem. and phys. modeling" 15 Sept. [Electronic]*, IPMash of NASU, Zmiev, Ukraine (accessed 28 September 1015).

5 **Sheglaiev, A. V.** (1993), *Parovye turbiny [Steam Turbines]*, Jenergoatomizdat [Energoatomizdat], Moscow, Russian.

Сведения об авторах (About authors)

Голощанов Владимир Николаевич – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, старший научный сотрудник отдела моделирования и идентификации тепловых процессов, Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины; г. Харьков, Украина; e-mail: paramonova@ipmach.kharkov.ua.

Goloshchapov Vladimir – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Department for Modeling and Identification of Thermal Processes, A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems (IPMach) NAS of Ukraine, Kharkov, Ukraine.

Котульская Ольга Валериевна – ведущий инженер, отдел моделирования и идентификации тепловых процессов, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков; Украина; e-mail: katulska@ipmach.kharkov.ua.

Kotulska Olga Valerievna – Lead Engineer, Department for Modeling and Identification of Thermal Processes, A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems (IPMach) NAS of Ukraine, Kharkov, Ukraine.

Парамонова Татьяна Николаевна – ведущий инженер, отдел моделирования и идентификации тепловых процессов, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков; Украина; e-mail: paramonova@ipmach.kharkov.ua.

Paramonova Tatyana Nikolaevna – Lead Engineer, Department for Modeling and Identification of Thermal Processes, A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems (IPMach) NAS of Ukraine, Kharkov, Ukraine.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Голощанов, В. Н. О целесообразности применения концевых уплотнений со встречными гребнями в цилиндре высокого давления / **В. Н. Голощанов, О. В. Котульская, Т. Н. Парамонова** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 11(1233). – С. 24–28. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.03.

Please cite this article as:

Goloshchapov, V., Kotulska, O. and Paramonova, T. (2017), "Appropriateness of the Use of End Seals with Crossed Crests for the High Pressure Cylinder", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 11(1233), pp. 24–28, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.03.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Голощанов, В. М. О доцільності застосування кінцевих ущільнень із зустрічними гребнями у циліндрі високого тиску / **В. М. Голощанов, О. В. Котульська, Т. М. Парамонова** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 11(1233). – С. 24–28. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.11.03.

АНОТАЦІЯ У роботі виконано дослідження можливості застосування ущільнення із зустрічними різношаговими гребнями в конструкції переднього кінцевого ущільнення за умови рівності витрати через вихідний і пропонуємий варіанти конструкцій. Для оцінки протікання пари через ущільнення було виконано розрахункове дослідження його сектора, що складається з восьми нерухомих і семи обертових гребенів. Проведено порівняння витрат пара в розглянутих конструкціях при різних значеннях радіальних зазорів. Виконана оцінка показує можливість використання ущільнень із зустрічними гребнями при прийнятій схемі передніх кінцевих ущільнень турбіни К-325-23,5 ПАТ «Турбоатом».

Ключові слова: турбіна, переднє кінцеве ущільнення, ущільнення із зустрічними гребнями, витрата, радіальний зазор

Поступила (received) 08.02.2017