



ИССЛЕДОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК НАПРАВЛЯЮЩИХ ОСЕВОГО ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ВЫНОСНЫХ КОРПУСОВ ПОДШИПНИКОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН

А. Ю. Сосновский¹, Б.Е. Мурманский², Ю.М. Бродов³

¹ООО «УК Теплоэнергосервис», г. Екатеринбург, Россия

²Свердловский филиал ПАО «Т Плюс», г. Екатеринбург, Россия

³Уральский федеральный университет им. первого Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург, Россия

Резюме: *ЦЕЛЬ.* Выполнить сравнительный анализ эксплуатационных характеристик направляющих продольного перемещения выносных корпусов подшипников паровых турбин, использующих принцип поворотности для обеспечения полного контакта их боковых поверхностей с боковыми поверхностями направляющего паза в основании выносного корпуса подшипника паровой турбины. Сравнить технологичность изготовления элементов и их внедрения как для существующих, так и вновь разрабатываемых паровых турбин. *МЕТОДЫ.* Определяются, из условия прочности, и сравниваются допускаемые поперечные усилия для традиционной конструкции неподвижных направляющих продольного перемещения и конструкции направляющих, в которых для исключения «закусывания» корпуса подшипника на направляющих, при появлении температурного перекоса по фланцам цилиндра турбины, использован принцип поворотности. Также определяются и сравниваются допускаемые усилия из условия отсутствия пластических деформаций в любом из элементов узла сопряжения направляющих, фундаментной рамы и корпуса подшипников. Исходя из полученных результатов оценивается величина допускаемого температурного перекоса по фланцам цилиндра турбины. Анализ выполнен применительно к условиям работы корпуса переднего подшипника и ЦВД турбин семейства Т-100/120-130 УТЗ. *РЕЗУЛЬТАТЫ.* Установлено, что все рассмотренные конструкции направляющих с элементами поворотности позволяют исключить возникновение пластических деформаций в узле сочленения фундаментной рамы и выносного корпуса подшипников при регламентированной в большинстве инструкций по эксплуатации турбин величине температурного перекоса 20°С. *ЗАКЛЮЧЕНИЕ.* Предложенная УТЗ конструкция продольных шпонок не требует изменения технологии изготовления фундаментных рам и позволяет выполнить модернизацию узла во время ремонта в условиях ТЭЦ. Конструкция дисковой направляющей, обеспечивающей наилучшие эксплуатационные характеристики, может быть использована в конструкции новых турбин или при модернизации узла в заводских условиях.

Ключевые слова: турбоагрегат; тепловые расширения; корпус подшипника; фундаментная рама; продольная шпонка.

Для цитирования: Сосновский А.Ю., Мурманский Б.Е., Бродов Ю.М. Исследование эксплуатационных характеристик направляющих осевого перемещения выносных корпусов подшипников паровых турбин // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2021. Т. 23. № 4. С. 105-119. doi:10.30724/1998-9903-2021-23-4-105-119.

INVESTIGATION OF OPERATIONAL CHARACTERISTICS OF AXIAL DISPLACEMENT GUIDES FOR THERMAL EXPANSION SYSTEMS OF STEAM TURBINES

A Yu. Sosnovskiy¹, B E. Murmanskii², Yu M. Brodov³

¹Teplenergoservis Management Company, Ekaterinburg, Russia

²T-plus group, Ekaterinburg, Russia

³Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin, Ekaterinburg, Russia

Abstract: *THE PURPOSE.* To carry out a comparative analysis of the performance characteristics of the longitudinal movement guides of the external bearing housings of steam turbines, using the principle of rotation to ensure full contact of their lateral surfaces with the lateral surfaces of the guide groove at the base of the external bearing housing of the steam turbine. Compare the manufacturability of elements and their implementation for both existing and newly developed steam turbines. *METHODS.* The permissible transverse forces are determined from the strength conditions and compared for the traditional design of fixed longitudinal guides and the design of guides, in which the principle of rotation is used to avoid "biting" of the bearing housing on the guides when temperature misalignment appears along the flanges of the turbine cylinder. Also, the allowable forces are determined and compared from the condition of the absence of plastic deformations in any of the elements of the interface of the guides, the base frame and the bearing housing. Based on the results obtained, the value of the permissible temperature misalignment along the flanges of the turbine cylinder is estimated. The analysis was carried out in relation to the operating conditions of the front bearing housing and HPC of turbines of the T 100/120-130 UTZ family. *RESULTS.* It has been established that all the considered designs of guides with pivoting elements make it possible to exclude the occurrence of plastic deformations in the junction of the base frame and the outboard bearing housing at a temperature misalignment of 20°C regulated in most turbine operating instructions. *CONCLUSION.* The design of longitudinal keys proposed by UTZ does not require a change in the technology for manufacturing the foundation frames and allows the unit to be modernized during repairs in a CHP. The best performance disc guide design can be used in new turbine designs or factory retrofits.

Keywords: turbine unit; thermal expansion; bearing housing; foundation frame; longitudinal key.

For citation: Sosnovskiy AYu, Murmanskii BE, Brodov YuM. Investigation of operational characteristics of axial displacement guides for thermal expansion systems of steam turbines. *Power engineering: research, equipment, technology.* 2021; 23(4):105-119. doi:10.30724/1998-9903-2021-23-4-105-119.

Введение

Одной из проблемных систем паровых турбин, оказывающих критическое влияние на надёжность их работы, является система тепловых расширений (СТР) [1, 2]. Как показали исследования работы оборудования паротурбинных установок, нарушения в работе СТР приводят к возникновению дефектов проточной части и подшипников турбин, проявляются в повышенных значениях относительных расширений роторов, повышенной вибрации подшипников и др. [3].

На большинстве турбин средней и большой мощности (от 25 МВт и выше) произведённых в СССР, и позднее в РФ, используется традиционная СТР [1]. В традиционной СТР осевое усилие от цилиндров турбины при изменении их температурного состояния передается на выносные корпуса подшипников через т.н. «поперечные шпонки» в опорных лапах цилиндра. Совпадение осей цилиндров турбины и выносных корпусов подшипников обеспечивается т.н. «вертикальными шпонками». От боковых смещений корпус подшипника удерживается направляющими осевого перемещения – «продольными шпонками».

Литературный обзор

Традиционно считалось, что одной из основных причин возникновения затруднений в работе СТР является увеличение коэффициента трения на поверхностях скольжения выносных корпусов подшипников по фундаментным рамам [4-6] и защемления в «поперечных шпонках» [1]. И именно на решение этих проблем прежде всего было обращено внимание заводов-изготовителей и эксплуатирующих организаций [7]. Анализ причин нарушений в работе СТР, а именно причин, вызывающих повышенную закрутку ригелей фундаментов турбоагрегатов под выносными корпусами подшипников, показал, что в большинстве случаев наиболее вероятной причиной увеличения уклонов ригелей свыше нормативных значений являются усилия, возникающие на продольных шпонках при угловом смещении корпуса подшипника относительно оси турбины [8]. Исследования авторов настоящей работы [9, 10] показали, что при угловом смещении корпуса подшипников относительно продольных шпонок, в точке контакта корпуса подшипников с продольными шпонками возможны пластические деформации, затрудняющие перемещение корпуса подшипников по фундаментной раме.

Для исключения возникновения точечного контакта между корпусом подшипника и продольной шпонкой различными организациями были предложены и реализованы конструкции направляющих осевого перемещения корпусов подшипников, в которых использован принцип поворотности, аналогично поворотным поперечным шпонкам [11]. Это поворотные продольные шпонки ООО «Комтэк-Энергосервис» [12], продольные шпонки УТЗ новой конструкции (далее по тексту «продольные шпонки УТЗ») и дисковая направляющая выносного корпуса подшипника, предложенная авторами настоящей работы [13]. Необходимо отметить, что по данным, представленным в [14], на штатные продольные шпонки в поперечном направлении могут действовать значительные, до 1170 кН (120 тс), нагрузки. Соответственно, представляет интерес сравнение силовых характеристик различных конструкций направляющих осевого перемещения корпусов подшипников по фундаментной раме. Кроме того, целесообразно сравнить технологичность исполнения направляющих, использующих принцип поворотности.

Материалы и методы

Поскольку особенности конструкции направляющих осевого перемещения зависят от типа турбины, для которой разработаны и являются «ноу-хау» разработчиков конструкций, то при проведении сравнительного анализа, с учётом схожести традиционных решений СТР для всех турбин, производящихся в РФ, авторами принимаются следующие ограничения и допущения:

- габаритные размеры устройств ограничены размерами аналогичных штатных устройств турбины Т-100/120-130 УТЗ;
- конструкционные материалы устройств при проведении сравнения принимаются аналогичными материалам, используемым в турбине Т-100/120-130 и её модернизациях;
- рассматриваются направляющие осевого перемещения для выносного корпуса переднего подшипника.

При проведении анализа конструкций направляющих осевого перемещения рассматриваются технологии их установки в фундаментную раму, предельные нагрузки из условия недопущения пластических деформаций и величины температурного перекося по фланцам цилиндра турбины, при которых могут возникнуть пластические деформации в узле сочленения (собственно направляющие и сопрягаемые с ними элементы турбины).

Традиционные (штатные неподвижные) продольные шпонки

Традиционно штатные «продольные шпонки» имеют форму прямоугольной призмы, которая вставляется в паз, выполненный в фундаментной раме таким образом, чтобы продольная ось шпонки лежала в вертикальной плоскости, проходящей через ось турбины (рис. 1).

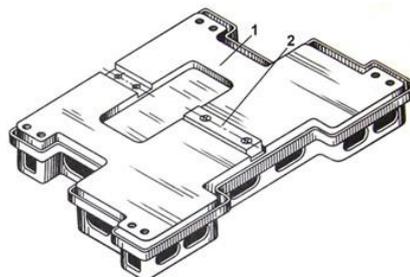


Рис. 1. Установка продольной шпонки на фундаментную раму под выносным корпусом подшипника 1 – верхняя плита фундаментной рамы, 2 – продольная шпонка

Fig. 1. Installation of the longitudinal key on the foundation frame under the outrigger housing of the bearing 1 - the upper plate of the foundation frame, 2 - the longitudinal key

Шпонка вставляется в паз фундаментной рамы с натягом от 0,01 до 0,03 мм и крепится к её телу винтами. Заглубление шпонки в фундаментную раму составляет не менее 1/3 от её высоты (рис. 2).

Между «продольной шпонкой» и пазом в подошве корпуса подшипника, для обеспечения свободного перемещения корпуса подшипника вдоль шпонки, выдерживается боковой зазор. На одноцилиндровых турбинах и первых многоцилиндровых турбинах величина зазора составляла от 0,05 мм до 0,08 мм. Позднее, на основе опыта эксплуатации мощных многоцилиндровых турбин, заводами-изготовителями было принято решение увеличить этот зазор практически в два раза. Так, для турбины Т-250/300-240 УТЗ была принята величина зазора для всех продольных шпонок от 0,1 мм до 0,15 мм [15].

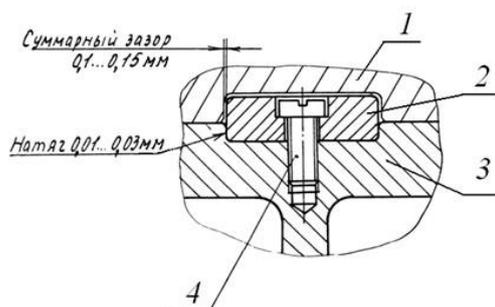


Рис. 2. Поперечный разрез продольной шпонки
1 – корпус подшипника, 2 – продольная шпонка,
3 – фундаментная рама, 4 – винт

Fig. 2. Transverse section of the longitudinal key
1 - bearing housing, 2 - longitudinal key, 3 -
foundation frame, 4 - screw

Высота традиционных продольных шпонок турбин семейства Т-100/120-130 УТЗ составляет 30 мм. Глубина паза, в который вставляется продольная шпонка, составляет 10 мм. Длина продольной шпонки 280 мм, ширина – 100 мм. Шпонка изготовлена из стали 45. Материал корпуса подшипника – сталь 20 (чугунные корпуса подшипников в настоящей работе рассматривать не будем, поскольку в настоящее время выносные корпуса подшипников изготавливают сварными).

Расчётная схема поперечного сечения штатной продольной шпонки представлена на рис. 3. Поскольку продольная шпонка устанавливается в паз фундаментной рамы с натягом и прижимается к фундаментной раме винтами, то для целей оценки её силовых характеристик можно представить её как гребень высотой H , равной высоте выступающей из фундаментной рамы части продольной шпонки. Ширина гребня B равна ширине продольной шпонки. Длина гребня L (на схеме не показана) равна длине продольной шпонки. Принимаем допущение, что поперечное усилие действует по всей боковой поверхности выступающей части шпонки и его равнодействующая $P_{\text{поп}}$ приложена на расстоянии $H/2$ от основания гребня.

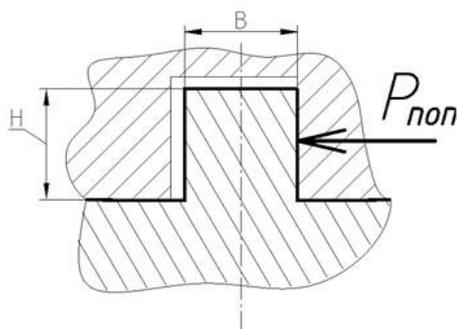


Рис. 3. Расчётная схема поперечного сечения
штатной продольной шпонки.

Fig. 3. Design diagram of the cross-section of the
standard longitudinal key.

Допустимое поперечное усилие $[P_{\text{поп}}]$ определяется из условия:

$$[P_{\text{поп}}] = \min \left([P_{\text{поп}}^{\text{см}}]; [P_{\text{поп}}^{\text{ср}}]; [P_{\text{поп}}^{\text{изг}}] \right),$$

где $[P_{\text{поп}}^{\text{см}}]$, $[P_{\text{поп}}^{\text{ср}}]$ и $[P_{\text{поп}}^{\text{изг}}]$ допустимые поперечные усилия, определяемые исходя из условий прочности на смятие, срез и изгиб, соответственно.

Допустимое поперечное усилие, обусловленное условием прочности на смятие, определяется как:

$$[P_{\text{поп}}^{\text{см}}] = [\sigma_{\text{см}}] \times F_{\text{бок}},$$

где $[\sigma_{\text{см}}]$ – допускаемое напряжение при смятии;

$F_{\text{бок}}$ – площадь боковой грани продольной шпонки, равная произведению высоты шпонки H на её длину L .

Допустимое поперечное усилие, обусловленное условием прочности на срез, определяется как:

$$[P_{\text{поп}}^{\text{ср}}] = [\tau_{\text{ср}}] \times F_{\text{осн}},$$

где $[\tau_{\text{ср}}]$ – допускаемое напряжение при срезе;

$F_{\text{осн}}$ - площадь основания гребня (продольной шпонки), равная произведению ширины шпонки B на её длину L .

Допустимое поперечное усилие, исходя из условия прочности гребня на изгиб, определяется как:

$$[P_{\text{поп}}^{\text{изг}}] = \frac{[\sigma_{\text{изг}}] \times L \times B^2}{3H},$$

где $[\sigma_{\text{изг}}]$ – допускаемое напряжение при изгибе.

Принимая величины допускаемых напряжений для стали 45 $[\sigma_{\text{см}}] = 300$ МПа (3060 кгс/см²), $[\tau_{\text{ср}}] = 125$ МПа (1275 кгс/см²) и $[\sigma_{\text{изг}}] = 240$ МПа (2450 кгс/см²), получаем, что для ранее представленных размеров продольной шпонки $[P_{\text{поп}}^{\text{см}}] = 1680$ кН (171,3 тс), $[P_{\text{поп}}^{\text{ср}}] = 3498$ кН (356,7 тс) и $[P_{\text{поп}}^{\text{изг}}] = 1119$ кН (114,1 тс). Соответственно принимаем, что величина допустимого поперечного усилия $[P_{\text{поп}}]$, прилагаемого к штатной поперечной шпонке применяемой в турбинах семейства Т-100/120-130 УТЗ, не должна превышать 1119 кН (114,1 тс).

Анализ взаимодействия штатных продольных шпонок и выносного корпуса подшипника, как отмечалось ранее, показал, что при эксплуатации турбины возможны варианты контакта продольной шпонки и боковой поверхности паза в подошве выносного корпуса подшипников, когда корпус подшипника прилегает к шпонке не всей поверхностью [9, 10]. В этих случаях, уже при величине поперечного усилия 8,42 кН (860 кгс) в зоне контакта со стороны корпуса подшипника могут возникать пластические деформации, значительно увеличивающие силы сопротивления перемещению выносного корпуса подшипников по фундаментной раме. Подобное усилие, как показывают исследования, выполненные с использованием предложенной авторами аналитической модели [16], может возникать при величине температурного перекося по фланцам цилиндра высокого давления турбины Т-100/120-130 УТЗ около 15°С (с учётом величин зазоров по продольным и поперечным шпонкам от 0,1 до 0,15 мм). Необходимо отметить, что подобная разность температур, и даже более высокие её значения, достаточно часто наблюдается при пусках турбин.

Продольная шпонка УТЗ

В развитие конструкции продольных шпонок на новых турбинах УТЗ, была реализована конструкция продольной шпонки с элементом поворотности, представленная на рисунке 4.

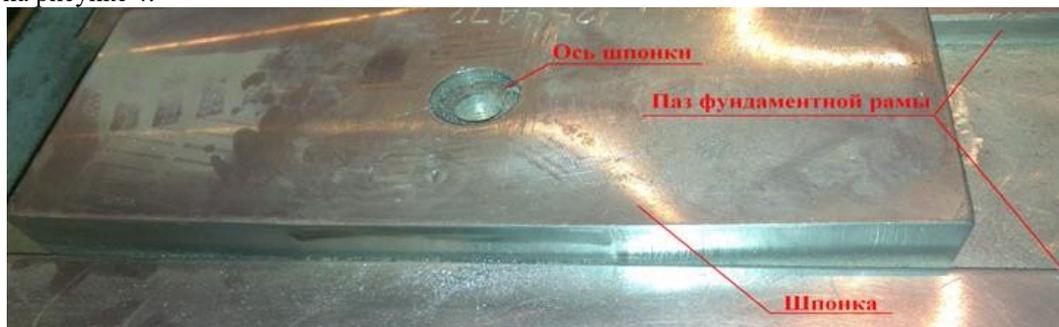


Рис. 4. Продольная шпонка УТЗ с элементами поворотности

Fig. 4. The longitudinal key of the UTZ with turning elements

Шпонка, как видно из рисунка, имеет ромбовидную форму, аналогичную рекомендуемым ромбовидным поперечным шпонкам [19]. Паз в фундаментной раме остался без изменений по сравнению с традиционной СТР. В пазу шпонка крепится одной осью, диаметр которой составляет примерно четверть от ширины паза. Для обеспечения поворотности между шпонкой и боковыми стенками паза организованы зазоры.

Расчётная схема взаимодействия корпуса подшипника и продольных шпонок УТЗ представлена на рисунке. 5.

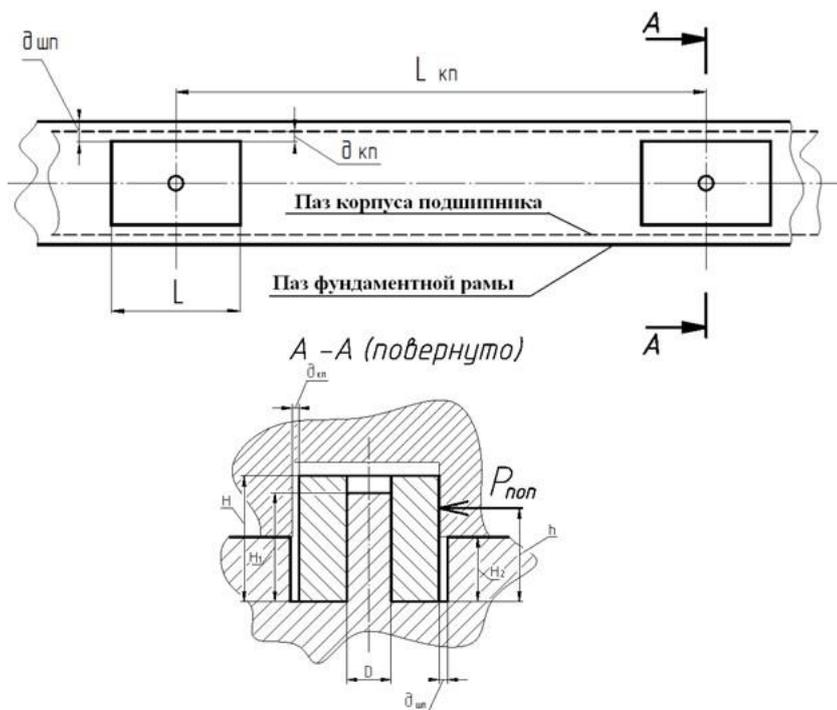


Рис. 5. Расчётная схема продольной шпонки УТЗ Fig. 5. Design scheme of the UTZ longitudinal key

Графический анализ схемы взаимодействия продольных шпонок УТЗ и корпуса подшипников показал: для обеспечения полного прилегания боковой грани продольной шпонки УТЗ к боковой поверхности паза в подошве корпуса подшипник при угловом смещении корпуса подшипника относительно оси турбины необходимо, чтобы соблюдалось условие:

$$\gamma_{шп}^3 \gamma_{кп}, \quad (1)$$

где $\gamma_{шп}$ – предельный угол поворота шпонки УТЗ относительно собственной оси;

$\gamma_{кп}$ – угол поворота корпуса подшипника относительно осей шпонок УТЗ.

Величина предельного угла поворота шпонки УТЗ определяется как:

$$\gamma_{шп} = \frac{2\delta_{шп}}{L_{шп}}, \quad (2)$$

где $\delta_{шп}$ – зазор между шпонкой УТЗ и пазом в фундаментной раме;

$L_{шп}$ – длина боковой грани шпонки УТЗ (без учёта ромбовидных частей).

Величина предельного угла поворота корпуса подшипника относительно осей шпонок УТЗ определяется как:

$$\gamma_{кп} = \frac{2\delta_{кп}}{L_{кп}}, \quad (3)$$

где $\delta_{кп}$ – зазор между шпонкой УТЗ и пазом в подошве корпуса подшипника с одной стороны (половина суммарного зазора между шпонкой и корпусом подшипника);

$L_{кп}$ – расстояние между осями продольных шпонок УТЗ.

С учётом выражений (2) и (3) выражение (1) можно записать как:

$$\delta_{шп} \geq \frac{\delta_{кп} \times L_{шп}}{L_{кп}}. \quad (4)$$

При несоблюдении этого условия, как и для штатных продольных шпонок, возможен вариант взаимодействия шпонок УТЗ и корпуса подшипников (рис. 6), когда возникает «точечный» контакт одной из граней шпонки УТЗ с боковой поверхностью паза в подошве корпуса подшипника. Схема взаимодействия шпонок УТЗ и корпуса подшипника в этом случае практически не будет отличаться от схемы взаимодействия корпуса подшипника со штатной шпонкой.

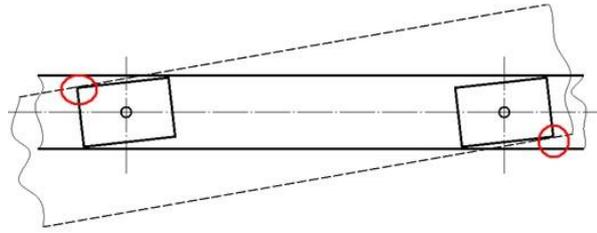


Рис. 6. Взаимодействие шпонок УТЗ и корпуса подшипника при недостаточном зазоре между шпонкой и пазом в фундаментной раме *Fig. 6. Interaction of the UTZ dowels and the bearing housing with insufficient clearance between the dowel and the groove in the foundation frame*

Если условие (4) соблюдается, то взаимодействие корпуса подшипника и продольной шпонки УТЗ имеет две фазы. Во время первой фазы (рис. 7, а), при смещении корпуса подшипников на угол $\gamma_{кп}$, шпонка УТЗ и паз в подошве корпуса подшипников вступают в контакт по всей длине боковой грани. Усилие на ось шпонки со стороны корпуса подшипника до этого момента отсутствует. Во время второй фазы шпонки УТЗ «дожимаются» до контакта с пазом в фундаментной раме (рис. 7, б).

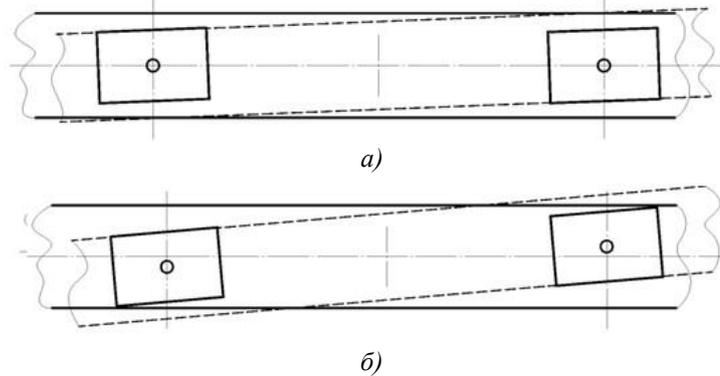


Рис. 7. Фазы взаимодействия шпонок УТЗ и корпуса подшипника *Fig. 7. Phases of interaction of the UTZ dowels and the bearing housing*

Поперечное усилие от корпуса подшипника через тело шпонки УТЗ передаётся на её ось. Под действием поперечного усилия шпонка «опрокидывается» и происходит изгиб оси до возникновения контакта боковой грани шпонки поверхностью паза фундаментной рамы. После возникновения контакта шпонка работает практически как штатная продольная шпонка.

На рис. 8 представлена схема взаимодействия элементов шпонки УТЗ, корпуса подшипников и фундаментной рамы в конце второй фазы.

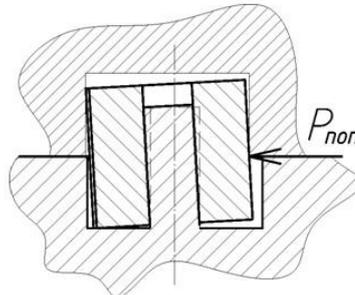


Рис. 8. Взаимодействие элементов сочленения в конце второй фазы *Fig. 8. Interaction of articulation elements at the end of the second phase*

Величина перемещения сечения оси шпонки УТЗ на высоте H_2 от её заделки (перемещение до достижения контакта шпонки УТЗ и фундаментной рамы) определяется из выражения:

$$\partial_{\text{доп}} = \partial_{\text{шп}} - \frac{\partial_{\text{кп}} \times L_{\text{шп}}}{L_{\text{кп}}} . \quad (5)$$

Поскольку поперечное усилие от корпуса подшипника передаётся на ось шпонки УТЗ через её тело, то ось шпонки целесообразно рассматривать как балку с закреплённым концом, к которой приложена распределённая нагрузка $q = \frac{P_{\text{поп}}}{H_1}$.

Тогда, из уравнения упругой линии для такой балки можно оценить величину распределённой нагрузки и, соответственно, величину поперечного усилия, приложенного к шпонке УТЗ, при котором возникает контакт между шпонкой и фундаментной рамой:

$$P_{\text{поп}} = \frac{H_1 \times \delta_{\text{доп}} \times 12EJ_x}{2H_1H_2^3 - 3H_1^2H_2^2 - \frac{H_2^4}{2}}. \quad (6)$$

На основе измерений размеров продольной шпонки одной из турбин УТЗ, представленной на фотографии (рис. 4), можно для целей выполняемого анализа принять: диаметр D оси шпонки УТЗ равен 25 мм; высота H_1 составляет 25 мм; высота H_2 составляет 10 мм; зазор $\delta_{\text{инт}}$ равен 0,05 мм; величина зазора $\delta_{\text{кн}}$ составляет 0,075 мм (суммарный зазор 0,15мм); длина боковой грани шпонки составляет 100 мм и расстояние между осями шпонок принимаем 1500 мм. В результате из выражений (5) и (6) получаем, что величина поперечного усилия, приложенного к шпонке УТЗ, составит около 323 кН (33 000 кгс). Тогда максимальное напряжение изгиба в оси шпонки составит около 265 МПа (2 700 кгс/см²). Соответственно, материал оси должен выбираться таким образом, чтобы гарантированно не происходило пластических деформаций оси шпонки УТЗ во время эксплуатации. Также необходимо отметить, что по оценке, выполненной с использованием ранее упомянутой аналитической модели, подобное усилие для турбин типа Т-100/120-130 может возникать при величине температурного перекоса по фланцам ЦВД в 22°С.

Необходимо отметить еще один аспект работы продольных шпонок УТЗ. Как видно из рис. 8, при «опрокидывании» шпонки УТЗ поперечное усилие приложено только по линии контакта грани паза корпуса подшипника и боковой поверхности шпонки. В этом случае возможны пластические деформации грани паза корпуса подшипника, препятствующие перемещению корпуса подшипников по фундаментной раме. Например, при величине поперечного усилия 323 кН (33 000 кгс), исходя из длины боковой поверхности тела шпонки УТЗ 100 мм и изготовления корпуса подшипника из стали 20, получаем, что ширина контактной поверхности шпонки корпуса подшипника, при которой напряжения смятия не превышают допустимых пределов, должна быть не менее 16 мм, что практически нереально. О том, что во время эксплуатации турбины продольные шпонки УТЗ испытывают пластические деформации, указывает характер натиров (рис. 4) расположенных только в верхней части тела шпонки.

Поворотные продольные шпонки ООО «Комтек-Энергосервис»

Предприятием ООО «Комтек-Энергосервис» при выполнении работ на турбине Т-180-130 ЛМЗ Вильнюсской электростанции была предложена еще одна конструкция поворотных продольных шпонок (рис. 9).

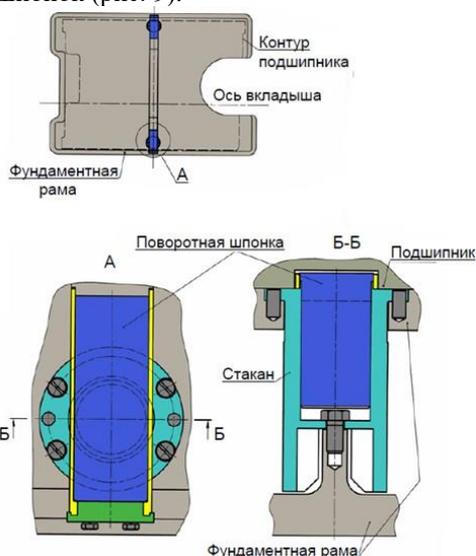


Рис. 9. Продольные поворотные шпонки ООО «Комтек-Энергосервис» [13] Fig. 9. Longitudinal rotary dowels of Komtek-eNergoservice LLC [13]

Из представленного рисунка можно предположить, что при выполнении работ по модернизации этого узла СТР была выполнена дополнительная обработка фундаментной рамы с установкой по оси паза под штатные продольные шпонки специальных стаканов, в которых размещается поворотная часть.

Рассмотрим прочностные характеристики поворотной части конструкции ООО «Комтек-Энергосервис». Расчётная схема поворотной части представлена на рис. 10. Она практически полностью идентична расчётной схеме поворотной поперечной шпонки [11]. Прочностные характеристика стакана, в который устанавливается поворотная часть, в настоящей работе рассматривать не будем.

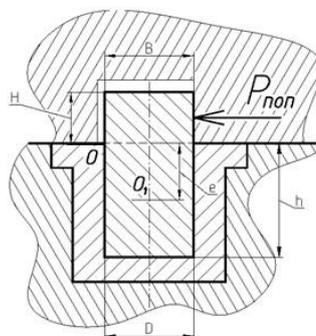


Рис. 10. Расчётная схема поворотной части Fig. 10. Design scheme of the rotary part of the продольной шпонки ООО «Комтек- longitудinal key of Komtek-eNergoservice LLC. Энергосервис».

Из рисунка 10 видно, что диаметр шипа поворотной части D равен ширине паза под штатную продольную шпонку. Как упоминалось ранее, ширина этого паза обычно составляет 100 мм. Высота шипа составляет примерно половину высоты фундаментной рамы. Для турбины Т-100/120-130 УТЗ высота фундаментной рамы составляет 300 мм. Поэтому для целей анализа принимаем высоту шипа $h=150$ мм. Соответственно, расстояние e от центра тяжести шипа O_1 до поверхности скольжения корпуса подшипника составит 75 мм. Поскольку боковая поверхность паза в подошве корпуса подшипника прилегает к призматической части шпонки по всей грани, то можно принять, что высота приложения поперечного усилия $P_{\text{поп}}$ равна половине высоты H призматической части продольной поворотной шпонки. Высоту H принимаем равной 20 мм (высоте выступающей над фундаментной рамой части штатной продольной шпонки). Ширину B и длину L призматической части также принимаем такими же, как и для штатной продольной шпонки. Материал стакана и поворотной части, как и для поворотных поперечных шпонок принимаем сталь 40Х.

Условие прочности на смятие для шипа при осевом нагружении поворотного зуба можно записать как

$$[\sigma_{\text{см}}]^3 \sigma_{\text{см}} = \frac{P_{\text{поп}}}{F_{\text{к}}} + \frac{M_{\text{опр}} \times e}{J_{\text{цт}}}, \quad (7)$$

где $M_{\text{опр}}$ - опрокидывающий момент, действующий на шип после опрокидывания поворотной части относительно ребра 0;

$F_{\text{к}}$ - площадь проекции цилиндрической поверхности сопряжения шипа и стакана на диаметрально плоскость;

$J_{\text{цт}}$ - момент инерции проекции поверхности сопряжения шипа и стакана на диаметрально плоскость относительно горизонтальной оси проходящей через центр тяжести проекции.

Опрокидывающий момент $M_{\text{опр}}$, действующий на шип после опрокидывания поворотной части относительно ребра 0, определяется как

$$M_{\text{опр}} = P_{\text{поп}} \left(\frac{1}{2} H + e \right). \quad (8),$$

Условие прочности для напряжений среза в шипе записывается как

$$[\tau_{\text{ср}}]^3 \tau_{\text{ср}} = \frac{P_{\text{поп}}}{F_{\text{шип}}}, \quad (9)$$

где $F_{\text{шип}}$ - площадь поперечного сечения шипа.

Условие прочности для изгибных напряжений в шпипе выглядит как

$$[\sigma_{\text{изг}}]^3 \sigma_{\text{изг}} = \frac{M_{\text{опр}}}{W_{\text{шип}}}, \quad (10)$$

где $W_{\text{шип}}$ – момент сопротивления поперечного сечения шпипа.

Принимая величины допускаемых напряжений для стали 40Х $[\sigma_{\text{см}}] = 394$ МПа (4000 кгс/см²), $[\tau_{\text{ср}}] = 158$ МПа (1600 кгс/см²) и $[\sigma_{\text{изг}}] = 355$ МПа (3600 кгс/см²) получаем, что для ранее представленных размеров поворотной продольной шпонки $[P_{\text{поп}}^{\text{см}}] = 1338$ кН (136,4 тс), $[P_{\text{поп}}^{\text{ср}}] = 1233$ кН (125,7 тс) и $[P_{\text{поп}}^{\text{изг}}] = 408$ кН (41,6 тс).

Соответственно принимаем, что величина допустимого поперечного усилия $[P_{\text{поп}}]$, прилагаемого к поворотной поперечной шпонке, размеры которой приняты исходя из применения в конструкции СТР турбины Т-100/120-130, не должна превышать 408 кН (41,6 тс). Такая величина допустимого поперечного усилия для ЦВД турбины Т-100/120-130 УТЗ соответствует температурному перекосу около 25 градусов (с учётом величин зазоров по продольным и поперечным шпонкам от 0,1 до 0,15 мм). Такая разность температур по фланцам ЦВД является недопустимой по заводским инструкциям на турбины, но неоднократно наблюдалась авторами при пусках турбин. С точки зрения взаимодействия корпуса подшипника и поворотной продольной шпонки величина предельного поперечного усилия, при котором отсутствуют пластические деформации на поверхностях контакта при любом угловом смещении корпуса подшипника относительно оси турбины, составляет 1236 кН (126 тс). Таким образом, при применении продольных поворотных шпонок ООО «Комтек-Энергосервис» критически важным становится соблюдение требований инструкции завода-изготовителя в части величины температурного перекоса по фланцам цилиндра турбины.

Дисковая направляющая выносного корпуса подшипника

Другим решением проблемы возникновения пластических деформаций в зоне контакта направляющих продольного перемещения и корпуса подшипников является предложенная авторами [15] дисковая направляющая выносного корпуса подшипников (рис. 11).

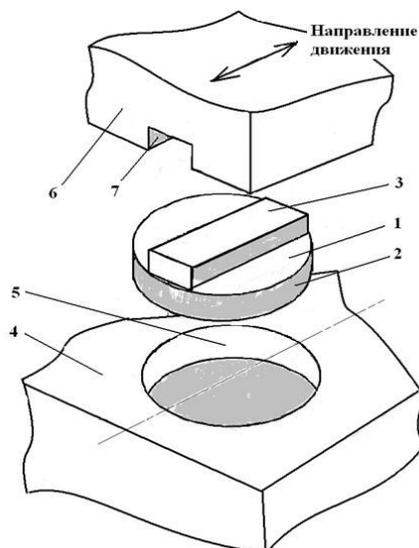


Рис. 11. Дисковая направляющая выносного корпуса подшипника Fig. 11. Disk guide of the external bearing housing

Дисковая направляющая 1 представляет собой поворотную часть в виде прямого кругового цилиндра 2, на котором, заедино с ней, выполнен гребень 3, в виде прямоугольной призмы. Диаметр поворотной части направляющей превышает ширину гребня. В фундаментной раме 4 выполнено отверстие 5, в котором заподлицо заглублена поворотная часть направляющей. В опорной поверхности выносного корпуса подшипника 6, как и для штатных продольных шпонок, выполнен паз 7, который сопрягается с гребнем 3 направляющей. Дисковые направляющие располагаются на фундаментной раме таким образом, что продольная ось гребня лежит в вертикальной плоскости, проходящей через ось турбины. При повороте корпуса подшипника в горизонтальной плоскости поворотная часть

дисковой направляющей, под действием сил приложенных к гребню, повернется в отверстии фундаментной рамы, и поверхность гребня всегда будет прилегать к сопрягаемой поверхности паза в опорной поверхности корпуса. От «выворачивания» цилиндрической части из отверстия в фундаментной раме относительно ребра «О» (рис. 12) препятствует сам корпус подшипника.

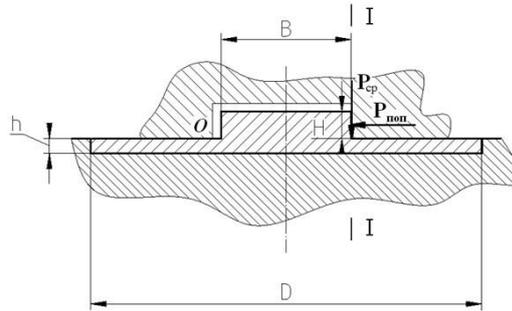


Рис. 12. Расчётная схема дисковой направляющей *Fig. 12. Design scheme of the disk guide of axial movement.*

Расчётная схема дисковой направляющей представлена на рисунке 12. Принимаем, что диаметр D цилиндрической части дисковой направляющей равен длине штатной шпонки и составляет 300 мм. Высота цилиндрической части h равна глубине заделки штатной продольной шпонки и составляет 10 мм. Высота гребня H определяется глубиной паза в подошве корпуса подшипников, соответствует высоте выступающей части штатной шпонки и составляет 20 мм. То же относится и к ширине гребня B . Его размер принимаем 100 мм. Материал самой дисковой направляющей принимаем сталь 45. Материал фундаментной рамы и корпуса подшипника, как и у турбины Т-100/120-130 УТЗ, принимаем сталь 20.

Критическим сечением цилиндрической части дисковой направляющей, определяющей допускаемую величину поперечного усилия, является сечение на границе гребня (сечение I-I рис. 12). Поперечное усилие P_{non} стремится «вывернуть» дисковую направляющую из отверстия в фундаментной раме, повернуть гребень, «порвать» цилиндрическую часть направляющей по линии контакта.

Условие прочности на срез для вышеуказанных критических сечений:

$$[\tau_{cp}] \geq \tau_{cp} = \frac{P_{cp}}{F_{I-I}}, \quad (11)$$

где P_{cp} – величина реакции на линии контакта цилиндрической части дисковой направляющей и гранью паза корпуса подшипника;

F_{I-I} – площадь поперечного сечения на линии контакта цилиндрической части дисковой направляющей и гранью паза корпуса подшипника.

Величина P_{cp} определяется из условия равновесия:

$$P_{non} \times \frac{H}{2} - P_{cp} \times B = 0. \quad (12)$$

Площадь поперечного сечения на линии контакта цилиндрической части дисковой направляющей и гранью паза корпуса подшипника определяется как:

$$F_{I-I} = h \times 2 \sqrt{\left(\frac{D}{2}\right)^2 - \left(\frac{B}{2}\right)^2}. \quad (13)$$

Из выражений (11), (12) и (13) получаем допустимую величину поперечного усилия, обусловленного условием прочности на срез в сечении I-I:

$$[P_{non}^{I-I}] = [\tau_{cp}] \frac{2Bh}{H} \sqrt{D^2 - B^2}.$$

Исходя из ранее принятых для целей настоящего анализа характеристик дисковой направляющей получаем, что величина $[P_{non}^{I-I}]$ составляет 3 467 кН (353,5 тс). Полученное

значение значительно превышает величины допустимых значений для штатной продольной шпонки.

Очевидно, что определяющим величину предельного поперечного усилия будет условие прочности на смятие со стороны фундаментной рамы и корпуса подшипников. Поскольку площадь контакта корпуса подшипника и гребня дисковой направляющей в два раза больше площади проекции цилиндрической поверхности сопряжения дисковой направляющей и фундаментной рамы $F_{цил}$, то определяющим, в данном случае, будет именно условие прочности на смятие для контактной поверхности фундаментной рамы и дисковой направляющей:

$$[\sigma_{см}]^3 \sigma_{см} = \frac{P_{поп}}{F_{цил}}.$$

Соответственно, для рассматриваемого случая получаем $[P_{поп}] = 618 \text{ кН (63 тс)}$.

Поскольку толщина листа, используемого при изготовлении верхней поверхности фундаментной рамы, составляет 50 мм, то высоту h можно увеличить до высоты гребня $H = 20 \text{ мм}$. В этом случае предельное поперечное усилие будет обусловлено условием прочности на смятие боковой поверхности паза в подошве корпуса подшипника при контакте с дисковой направляющей. Для рассматриваемого варианта она составит 1 236 кН (126 тс). Такая величина усилий на направляющую, по оценке авторов, может возникнуть при величине температурного перегиба на фланцах цилиндра около 45°C.

Результаты

Основные результаты проведения сравнительного анализа в части определения величины допустимого поперечного усилия для рассматриваемой конструкции, исходя из условия прочности самой конструкции, а также величин поперечных усилий, при которых могут возникать пластические деформации на поверхностях контакта рассматриваемых направляющих и корпусов подшипников, и соответствующие величины температурных перегибов по фланцам цилиндра турбины, представлены в таблице.

Таблица

Основные эксплуатационные характеристики направляющих осевого перемещения

Направляющая	Допустимое поперечное усилие, кН (кгс)		Допустимый температурный перегиб по фланцам, °С
	по условию прочности	по пластическим деформациям в узле сочленения	
Традиционная (штатная)	1 119 (114 100)	8,42 (860)	15
Продольная шпонка УТЗ	1 119 (114 100)	323 (33 000)	22
Поворотные продольные шпонки ООО «Комтек-Энергосервис»	408 (41 600)	408 (41 600)	25
Дисковая направляющая	3 467 (353 500)	618 (63 000)	45

Обсуждение

Полученные результаты сравнительного анализа несущей способности представленных выше конструкций направляющих осевого перемещения выносных корпусов подшипников показывают, что точки зрения устойчивости к повышенным поперечным усилиям наилучшие результаты показывает дисковая направляющая выносного корпуса подшипников. Внедрение дисковой направляющей при модернизации существующих турбин сдерживает необходимость выполнения работ по её установке в заводских условиях. Для новых турбин применение дисковой направляющей сложности не должно вызывать. Установка турбины на фундаментные рамы с дисковыми направляющими не отличается от установки турбин на фундаментные рамы с традиционными штатными продольными шпонками. Также корпус подшипника на время выставления скрепляется с фундаментной рамой и выставляется на постоянных подкладках. После центровки турбины фундаментная рама притягивается анкерными шпильками и бетонируется.

С точки зрения сохранения существующих технологий изготовления фундаментных рам явным преимуществом обладают продольные шпонки УТЗ. Для их установки достаточно в пазу фундаментной рамы просверлить отверстия для запрессовки осей. Необходимо при этом отметить, что очень тщательно должны быть соблюдены боковые

зазоры между телом шпонки и боковой поверхностью паза в фундаментной раме. Недостаточная величина зазора приведет к тому, что недостатки штатных шпонок проявятся и на новых шпонках. Чрезмерная величина зазора может привести к возникновению пластических деформаций оси шпонки. Кроме того, напряжения на контактных поверхностях могут превысить допустимые значения, что приведет к появлению пластических деформаций и появлению нерасчётных сил, препятствующих перемещению корпуса подшипника по фундаментной раме. Авторы считают необходимым, для тех турбин, где реализованы такие шпонки, ремонтные формуляры дополнить сведениями о боковом зазоре между телом шпонки и пазом в фундаментной раме.

Выводы

1. Все рассмотренные конструкции позволяют исключить возникновение пластических деформаций в узле сочленения фундаментной рамы и выносного корпуса подшипников при регламентированной в большинстве инструкций по эксплуатации турбин величине температурного перепада 20°C.

2. Конструкция продольных шпонок УТЗ не требует изменения технологии изготовления фундаментных рам.

3. Для вновь изготавливаемых турбин целесообразно применение дисковых направляющих осевого перемещения.

Литература

1. Трухний А.Д. Стационарные паровые турбины. 2-е изд., перераб. и доп. // М., Энергоатомиздат, 1990. 640 с.

2. Костюк А.Г. Турбины тепловых и атомных электрических станций/ А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний; под ред. А. Г Костюка, В.В. Фролова; 2-е изд., перераб. и доп. /М., Издательство МЭИ, 2001, 488 с.

3. Мурманский Б. Е. Разработка и реализация концепции комплексной системы повышения надежности состояния паротурбинной установки/ Б. Е. Мурманский // Надежность и безопасность энергетики. 2015. № 1 (28). С. 44-48.

4. Авруцкий Г.Д., Браун Э.Д., Дон Э.А. О скольжении корпусов подшипников паровых турбин. [и др.] // Теплоэнергетика, 1991. № 1. С.18-24.

5. Шаргородский В.С., Хоменок Л.А., Курмакаев М.К. Нормализация тепловых расширений мощных паровых турбин // Электрические станции. 1996. № 6. С. 12-19.

6. Розенберг С.Ш., Сафонов Л.П., Хоменок Л.А.// Исследование мощных паровых турбин на электростанциях // М.: Энергоатомиздат. 1994. 272 с.

7. Сосновский А.Ю., Мурманский Б.Е., Бродов Ю.М. Современное состояние и перспективные решения по совершенствованию систем тепловых расширений паровых турбин // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики, 2018. Т. 20. № 7-8. С. 71-86

8. Сосновский А.Ю., Мурманский Б.Е., Бродов Ю.М. Причины изменения уклонов поперечных ригелей фундамента паровой турбины // Электрические станции. 2019. № 6. С. 33-39

9. Сосновский А.Ю., Мурманский Б.Е., Бродов Ю.М., и др. Устойчивость функционирования системы тепловых расширений паровой турбины к внешнему воздействию // Электрические станции, 2017. № 6. С. 35-40

10. Сосновский А.Ю., Мурманский Б.Е., Бродов Ю.М., Исследование универсальных условий устойчивости систем тепловых расширений паровых турбин к внешнему воздействию // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики, 2019. Т. 21. №6. С. 61-71

11. Сосновский А.Ю., Мурманский Б.Е., Бродов Ю.М. Патент RU 2134797 С1 Опора корпуса турбомашин / опубликовано 20.08.1999. Бюл. №23.

12. Инженерная поддержка электростанций в решении проблем эксплуатации и ремонта турбинного оборудования [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://studylib.ru/doc/2584562/inzhenernaya-podderzhka-e-lektrostancij-v-reshenii-problem> (дата обращения: 10.05.2021).

13. Сосновский А.Ю., Мурманский Б.Е., Бродов Ю.М. Патент RU 164088 U1 Дисковая направляющая выносного корпуса подшипника паровой турбины. Опубликовано 20.08.2016 Бюл. №23.

14. Кобзарь Ю.В., Выхота С.О., Бутенко И.П. Применение новых технологий и материалов для нормализации тепломеханического состояния турбин // Региональный сборник научных статей «Совершенствование турбин и турбинного оборудования» Екатеринбург: УГТУ, 1998. С.100-104.

15. Баринберг Г.Д., Бродов Ю.М., Гольдберг А.А. Паровые турбины и турбоустановки Уральского турбинного завода. Под общей редакцией Ю.М. Бродова и В.В. Кортенко; 2-е изд. // Екатеринбург: Априо, 2010. 488с.

16. Сосновский А.Ю., Мурманский Б.Е., Целищев М.Ф. Разработка моделей для исследования влияния температурного перекося по фланцам корпуса цилиндра на работу системы тепловых расширений паровой турбины. Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Энергетика. 2016. Т. 16. № 2. С. 5-13.

Авторы публикации

Сосновский Андрей Юрьевич – канд. техн. наук, заместитель технического директора ООО «УК Теплоэнергосервис» по турбоустановкам.

Мурманский Борис Ефимович – д-р техн. наук, профессор кафедры «Турбины и двигатели», Уральский энергетический институт им. первого Президента России Б.Н. Ельцина», начальник производственно-технического отдела Свердловского филиала ПАО «Т-Плюс».

Бродов Юрий Миронович – д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Турбины и двигатели». Уральский энергетический институт им. первого Президента России Б.Н. Ельцина».

References

1. Trukhnii AD. *Stationary steam turbines*. 2-e Izd., Rev. and add. Moscow, Energoatomizdat, 1990, 640 p
2. Kostyuk AG, Frolov VV, Bulkin A.E, et al. *Turbines of thermal and nuclear power stations / under the editorship of A. G Kostyuk, V.V. Frolov; 2nd prod., reslave. and add. M., MEI Publishing house, 2001, 488 p.*
3. Murmanskii BE. Development and implementation of the concept of an integrated system for improving the reliability of the state of a steam turbine installation. *Reliability and safety of energetics*. 2015;1 (28):44-48.
4. Avrutsky GD, Brown ED, Don EA. On sliding of the bearing's housings of steam turbines. *Teploenergetika*. 1991;1:18–24
5. Shargorodskii VS, Khomenok A, Kurmakaew MK. The normalization of the thermal expansion of powerful steam turbines. *Power stations*. 1996;6:12–19
6. Rosenberg SSh, Safonov LP, Homenok LA. *Investigation of steam turbines of high capacity at power plants*. M.: Energoatomizdat, 1994. 272 pp.
7. Sosnovskiy AY, Murmanskii BE, Brodov YuM. Up-to-date condition and perspective solutions for improvement of heat expansion systems of steam turbines. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Energy Problems*. 2018;20(7-8):71-86.
8. Sosnovskiy AY, Murmanskii BE, Brodov YM. Causes of changes in the slopes of the cross beams of the steam turbine foundation. *Power stations*. 2019;6:33-39.
9. Sosnovskiy AY, Murmanskii BE, Brodov YM. Stability of the thermal-expansion system of a steam turbine against external factors. *Power stations*. 2017;6:35-40.
10. Sosnovskiy AY, Murmanskii BE, Brodov YuM. Research of universal conditions of stability of systems of thermal extensions of steam turbines to external influence. *Energy Problems*. 2019;21(6):61-71.
11. Sosnovskiy AY, Murmanskii BE, Brodov YM. Patent RU 2134797 C1 Turbomachine housing support / published on 20.08.1999 Byul. no. 23.
12. Engineering support of power plants in solving problems of operation and repair of turbine equipment [Electronic resource]. Access mode: <https://studylib.ru/doc/2584562/inzhenernaya-podderzhka-elektrostancij-v-reshenii-problem> (accessed: 10.05.2021).
13. Sosnovskiy AY, Murmanskii BE, Brodov YM. Patent RU 164088 U1 Disk guide of the external housing of the steam turbine bearing. Published 20.08.2016 Byul. No. 23.
14. Kobzar YuV, Vykhot SO, Butenko IP. Application of new technologies and materials for the normalization of the thermal and mechanical state of turbines. Regional collection of scientific articles «Improvement of turbines and turbine equipment» Yekaterinburg: UGTU, 1998. pp. 100-104.
15. Barinberg G.D., Brodov YuM, Goldberg AA. Steam turbines and turbine installations of the Ural Turbine Plant. Under the general editorship of Yu. M. Brodov and V. V. Kortenko; 2nd ed. Yekaterinburg: Aprio, 2010. 488p.
16. Sosnovskiy AY, Murmanskii BE, Brodov YM, et al. Development of models for the study of the influence of temperature skew on the cylinder body flanges on the operation of the steam turbine thermal expansion system. *Bulletin of the South Ural State University. Series: Power Engineering*. 2016;16(2):5-13.

Authors of the publication

Andrey Yu. Sosnovskiy – LLC «Теплоэнергосервис Management Company» for turbine units.

© А. Ю. Сосновский, Б.Е. Мурманский, Ю.М. Бродов

Boris E. Murmanskii – Sverdlovsk branch of PJSC «T Plus», Ekaterinburg, Russia.

Yuri M. Brodov – Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin Ekaterinburg, Russia.

Получено

29 июля 2021г.

Отредактировано

12 августа 2021г.

Принято

13 августа 2021г.