

УДК 621.165

Т. Н. ФУРЦОВА, каф. ТЭУ ТЭС и АЭС

Украинская инженерно – педагогическая академия (УИПА), г. Харьков

АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ХВОСТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ НА ОСНОВЕ ТРАДИЦИОННЫХ И СОВРЕМЕННЫХ МЕТОДОВ

На основе анализа особенностей силового нагружения трехопорного хвостового соединения рабочих лопаток паровых турбин разработана математическая модель с учетом переменности моментов инерции сечений расчетных участков хвостовика и воздействия сил трения. Получено распределение напряжений с помощью программного комплекса ANSYS.

На основі аналізу особливостей силового навантаження трьохопірного хвостового з'єднання робочих лопаток парових турбін розроблена математична модель з урахуванням змінності моментів інерції перерізів розрахункових ділянок хвостовика і впливу сил тертя. Отримано розподіл напруг за допомогою програмного комплексу ANSYS.

Введение

Энергетика Украины базируется, в основном, на энергоблоках с паровыми турбинами единичной мощностью 200 и 300 МВт, значительная часть которых выработала расчетный и продленный ресурсы. Возможность дальнейшего продления ресурса их эксплуатации определяет уровень надежности элементов турбоагрегатов. Долговременная безаварийная работа паровых турбин в значительной мере зависит от долговечности лопаточного аппарата, поэтому достоверная оценка уровня напряжений является одной из актуальных задач при проектировании и эксплуатации паровых турбин.

К наиболее ответственным и напряженным узлам проточной части относятся хвостовые соединения для крепления рабочих лопаток на роторе. Хвостовое соединение представляет собой конструкцию, работающую в условиях сложноподвижного состояния, определяемого неравномерностью распределения силовых линий в объеме конструкции при наличии концентраторов напряжений в зонах угловых переходов. Основными нагрузками, действующими на хвостовое соединение, являются центробежные силы, развиваемые при вращении ротора лопаткой, бандажом и собственной массой хвостовика.

Для расчета напряженного состояния хвостовых соединений широкое распространение получили методы, основанные на положениях теории упругости и сопротивления материалов в рамках стержневых систем. С помощью этих методов были получены результаты расчетов для двухопорных и одноопорных хвостовиков, подтвержденные экспериментальными исследованиями [1].

В использовавшихся ранее расчетных схемах, а также в отраслевом стандарте ОСТ.108.021.07 – 84 (Нормы расчета на прочность хвостовых соединений) [1, 2] момент инерции всего расчетного участка принимался постоянным. Кроме того, в отраслевом стандарте в расчетных уравнениях не учитывается сила трения.

В работе [3] для оценки влияния на достоверность результатов геометрических факторов был проведен расчет с учетом переменности моментов инерции рассматриваемых участков хвостовика, показавший, что предпосылка о постоянстве моментов инерции сечений расчетного участка оказывается допустимой для двухопорного хвостового соединения, поскольку не приводит к существенному отличию напряжений от полученных при переменных моментах инерции в расчете и в эксперименте. Несущественно сказывается на результатах и направление силы трения μR . Это обстоятельство можно объяснить относительной простотой конструкции двухопорного соединения по сравнению с многоопорным соединением.

Большой практический интерес представляет анализ напряженного состояния трехопорных грибовидных соединений достаточно длинных рабочих лопаток с высокими ЦБС. Расчет НДС таких конструкций не нашел отражения в литературе.

Основная часть

Расчетные уравнения для трехопорного хвостового соединения, основанные на тех же предпосылках, что и для двухопорного соединения, привели к необоснованно завышенным значениям напряжений [3]. На основе анализа особенностей силового нагружения трехопорного хвостового соединения разработана математическая модель с учетом переменности моментов инерции сечений расчетных участков хвостовика и воздействия сил трения.

На рис. 1 приведена схема силового нагружения хвостового соединения, где направление силы трения μP выбрано с учетом результатов анализа деформированного состояния этой конструкции, позволившего установить, что направление взаимных перемещений опорных поверхностей зависит от геометрических размеров хвостовика и характера деформирования.

В силовой схеме соединения (рис. 1) неизвестной величиной является реакция H , действующая на хвостовик в зоне контакта с кольцевым буртом обода диска и удерживающая его в равновесии. Согласно теореме Кастилиано, производная от потенциальной энергии изгиба V расчетного участка хвостовика высотой h_4 (рис. 1) по силе H равна перемещению точки A в направлении действия силы.

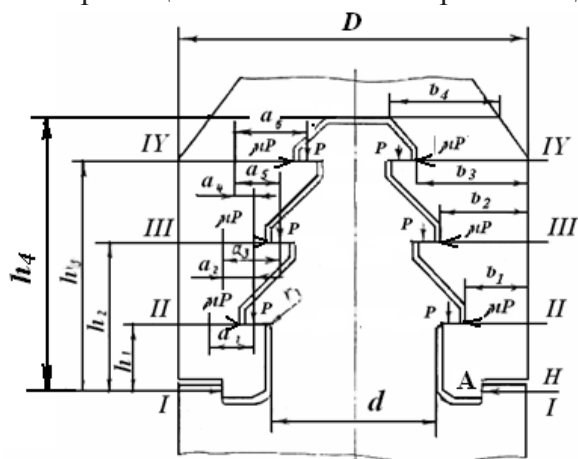


Рис. 1. Расчетная схема трехопорного грибовидного хвостовика

Экспериментально установлено, что перемещение бурта диска отсутствует вплоть до разрушающих нагрузок. Следовательно, можно принять

$$\frac{\partial V}{\partial H} = 0.$$

Рассматриваемая часть конструкции разбивается на участки I, II, III, IV, как на рис. 1. Выражение потенциальной энергии изгиба расчетного участка длиной h_4 :

$$V = V_I + V_{II} + V_{III} + V_{IV}. \quad (1)$$

$$V = \frac{1}{2EI_I} \int_0^{h_1} M_I^2 dx + \frac{1}{2EI_{II}} \int_{h_1}^{h_2} M_{II}^2 dx + \frac{1}{2EI_{III}} \int_{h_2}^{h_3} M_{III}^2 dx + \frac{1}{2EI_{IV}} \int_{h_3}^{h_4} M_{IV}^2 dx$$

Уравнения изгибающих моментов на участках I, II, III, IV:

$$M_I = Hx;$$

$$M_{II} = Hx + \mu P \cdot (x - h_1) - Pa_1;$$

$$M_{III} = Hx + \mu P(x - h_1) - Pa_2 + \mu P(x - h_2) - Pa_3;$$

$$M_{IV} = Hx + \mu P(x - h_1) - Pa_4 + \mu P(x - h_2) - Pa_2 + \mu P(x - h_3) - Pa_6.$$

Подставляя в (4) значения изгибающих моментов, получаем:

$$\begin{aligned} \frac{\partial V}{\partial H} = & \frac{1}{2EI_I} \int_0^{h_1} Hx^2 dx + \frac{1}{2EI_{II}} \int_{h_1}^{h_2} (Hx + \mu P(x - h_1) - Pa_1) x dx + \\ & + \frac{1}{2EI_{III}} \int_{h_2}^{h_3} (Hx + \mu P(x - h_1) - Pa_2 + \mu P(x - h_2) - Pa_3) x dx + \\ & + \frac{1}{2EI_{IV}} \int_{h_3}^{h_4} (Hx + \mu P(x - h_1) - Pa_4 + \mu P(x - h_2) - Pa_5 + \mu P(x - h_3) - Pa_6) x dx = 0 \end{aligned}$$

Исходными данными для расчета являются следующие геометрические параметры (рис. 1): $h_1 = 2 \cdot 10^{-2}$ м; $h_2 = 4,35 \cdot 10^{-2}$ м; $h_3 = 6,7 \cdot 10^{-2}$ м; $h_4 = 7,95 \cdot 10^{-2}$ м; $a_1 = 1,22 \cdot 10^{-2}$ м; $a_2 = 0,85 \cdot 10^{-2}$ м; $a_3 = 1,613 \cdot 10^{-2}$ м; $a_4 = 0,5 \cdot 10^{-2}$ м; $a_5 = 1,23 \cdot 10^{-2}$ м; $a_6 = 1,995 \cdot 10^{-2}$ м, $\mu = 0,4$.

Центробежная сила лопатки и бандажа – 294 000 Н.

Моменты инерции i – х сечений рассматриваемых участков хвостовика

$$I_i = \frac{t \cdot b_i^3}{12},$$

где $t = 4,5 \cdot 10^{-2}$ м – толщина хвостовика, b_i – ширина хвостовика в рассматриваемом i -м сечении.

$$\begin{aligned} \text{Соответственно, } I_I = 4,56 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4, \quad I_{II} = 5,51 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4, \\ I_{III} = 12,29 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4, \quad I_{IV} = 13,47 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4. \end{aligned}$$

Выполнив интегрирование и соответствующие преобразования, получим реакцию

$$H = 4819 \text{ Н.}$$

Изгибающий момент в сечении IV – IV:

$$\begin{aligned} M_{IV} = Hh_3 + \mu P(h_3 - h_1) + \mu P(h_3 - h_2) - P(a_4 + a_5 + a_6); \\ M_{IV} = 4819 \cdot 6,7 \cdot 10^{-2} + 0,4 \cdot 49000(6,7 \cdot 10^{-2} - 2 \cdot 10^{-2}) + 0,4 \cdot 49000(6,7 \cdot 10^{-2} - 4,35 \cdot 10^{-2}) - \\ - 49000(0,5 \cdot 10^{-2} + 1,23 \cdot 10^{-2} + 1,995 \cdot 10^{-2}) = -120,577 \text{ кН} \cdot \text{м} \end{aligned}$$

Момент сопротивления сечения IV – IV:

$$W_{IV} = \frac{\delta b_3^2}{6} = \frac{4,5 \cdot 10^{-2} \cdot (3,19 \cdot 10^{-2})^2}{6} = 7,63 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3,$$

где $\delta = 4,5$ см – толщина хвостовика, $b_3 = 3,19$ см – ширина сечения IV – IV.

Напряжения изгиба в сечении IV – IV:

$$\sigma_{\text{сг}} = \frac{M_{IV}}{W_{IV}} = \frac{-120,577 \cdot 10^3}{7,63 \cdot 10^{-6}} = -15,8 \text{ МПа.}$$

Напряжения растяжения в сечении IV – IV:

$$\sigma_p = \frac{C}{2b_3\delta} = \frac{294000}{2 \cdot 3,19 \cdot 10^{-2} \cdot 4,5 \cdot 10^{-2}} = 102,4 \text{ МПа.}$$

Суммарные напряжения в сечении IV – IV $\sigma_{\text{сг}} = 118$ МПа.

В настоящее время для исследований НДС деталей турбоагрегатов широкое распространение получили численные методы расчета на ЭВМ с помощью программных комплексов. Математической основой их вычислительных аппаратов является метод конечных элементов. Очевидным преимуществом таких исследований по сравнению с

экспериментальными методами является получение достоверной картины НДС и сокращение времени проектирования за счет замены реальной детали ее численной моделью. Хотя роль эксперимента как средства интегральной проверки математической модели по-прежнему сохраняется.

Для исследования НДС рекомендованной стандартами конструкции профиля трехпорного грибовидного хвостового соединения с помощью программного комплекса ANSYS была выбрана двухмерная постановка задачи. Для построения конечно-элементной модели использовался элемент PLANE 82, хорошо описывающий тела сложной формы. Контакт задавался по всем опорным поверхностям хвостовика и грибка обода диска, включая его бурты. Распределение напряжений в трехпорном хвостовом соединении представлено на рис. 2.

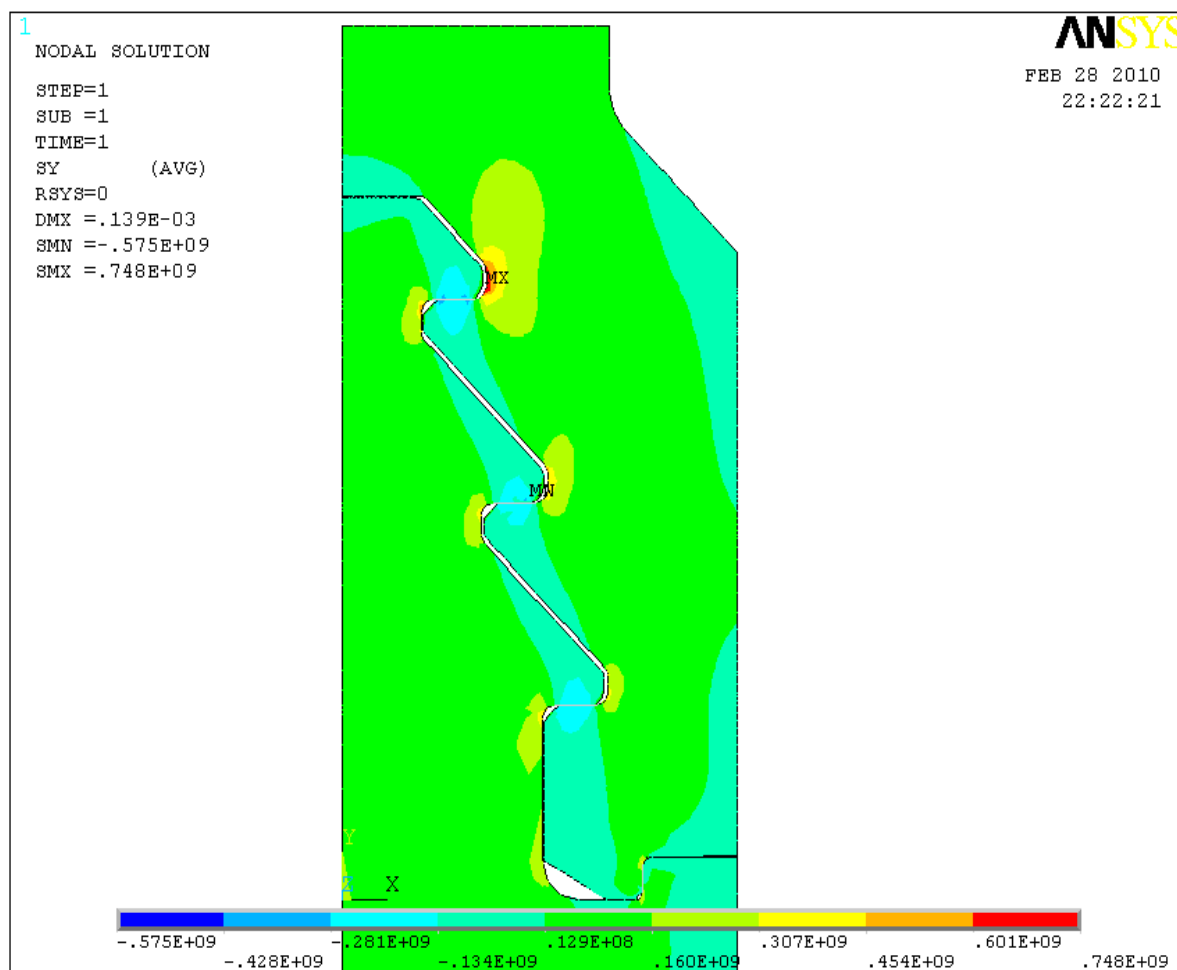


Рис. 2. Распределение напряжений в хвостовом соединении (стандартный профиль, двухмерная постановка задачи)

При расчете с помощью программного комплекса ANSYS в сечении IV – IV были получены суммарные напряжения 120 МПа. Эпюра распределения суммарных напряжений, построенная непосредственно в ANSYS, представлена на рис. 2.

Таким образом, погрешность расчета напряжений на основе предложенной математической модели и методом ANSYS вполне удовлетворительна и составляет менее 1 %.

В таблице показаны расчетные величины в зависимости от коэффициентов трения при выбранном направлении силы μP .

POST1
 STEP=1
 SUB =1
 TIME=1
 PATH PLOT
 NOD1=106
 NOD2=1143
 STRESS

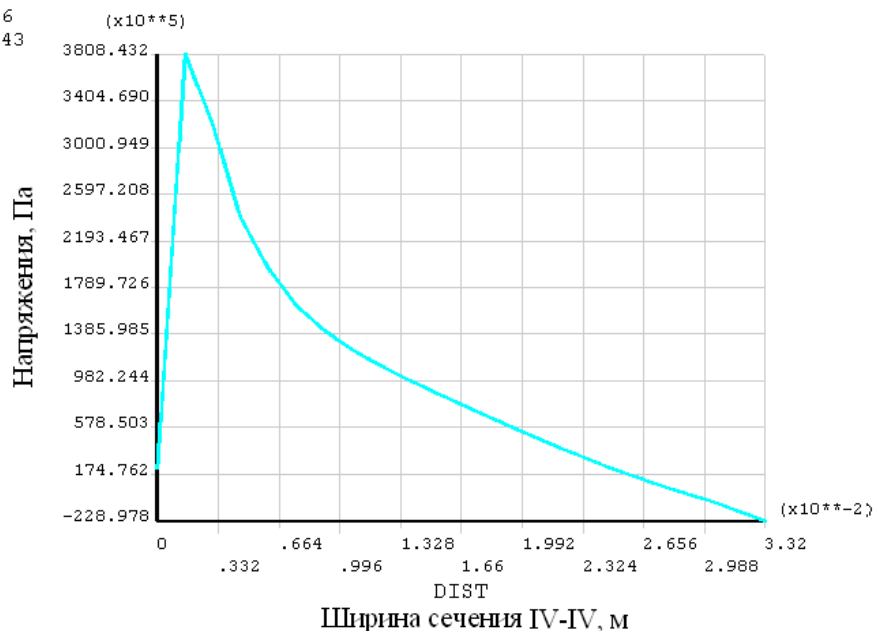


Рис. 3. Распределение напряжений в сечении IV – IV трехпорного грибовидного хвостовика

Таблица

Расчетные величины при выбранном направлении силы μP

μ	I = const				I = var			
	H, кН	M, Нм	$\sigma_{изг}$, МПа	$\sigma_{сум}$, МПа	H, кН	M, Нм	$\sigma_{изг}$, МПа	$\sigma_{сум}$, МПа
$\mu = 0$	22,06	-347,23	-45,5	147,5	20,810	-430,98	-56,48	158,88
$\mu = 0,2$	12,958	-266,164	-34,88	137,28	12,801	-276,683	-36,26	138,66
$\mu = 0,4$	3,844	-185,902	-24,36	126,76	4,819	-120,577	-15,8	118,2
$\mu = 0,6$	- 5,275	-105,975	-13,89	116,28	-3,038	43,904	5,75	108,15
$\mu = 0,8$	-14,377	-24,909	-3,36	105,76	-11,47	191,501	25,1	127,5
$\mu = 1,0$	-23,491	55,353	7,25	109,65	-19,127	347,741	45,58	147,98

Как видно из таблицы, при значениях μ больше 0,4 сила реакции H меняет свое направление, что, в основном, обусловлено существенными величинами высот расчетных участков $h_1; h_2; h_3; h_4$.

При возрастании μ увеличивается изгибающий момент от силы μP , препятствующий раскрытию хвостовика, которое сдерживается буртом диска. В результате, исходя из условия сохранения равновесия, уменьшается сила H, которая в пределе, при увеличении коэффициента трения до $\mu = 0,52074$, должна обратиться в нуль. При этом на контактных поверхностях должно реализоваться закрепление, что противоречит механизму работы этого соединения.

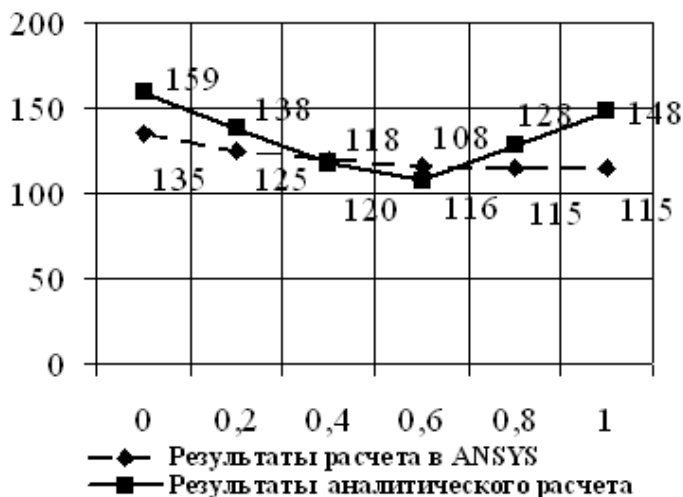


Рис. 4. Средние суммарные напряжения в сечении IV - IV верхнего зубца в зависимости от коэффициента трения

учетом переменности моментов инерции сечений и позволяет определить достаточно близкие к реальным значениям средние напряжения в расчетных сечениях хвостовика. Полная картина распределения напряжений с учетом их концентрации в зонах угловых переходов может быть оценена лишь с помощью современных численных методов расчета.

На рис. 5 представлены результаты расчета с помощью ANSYS максимальных напряжений в зоне верхней опоры трехопорного хвостовика в зависимости от величины коэффициента трения μ . Как и в предыдущем расчете двухопорного хвостового соединения, значения коэффициента трения более 0,4 существенно не влияют на снижение напряжений.

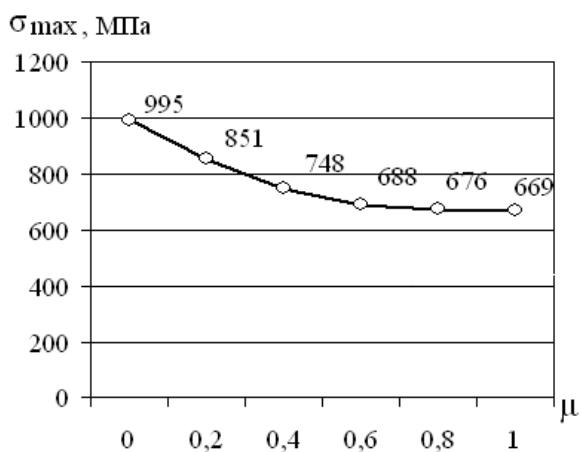


Рис. 5. Максимальные напряжения в зоне верхнего зубца в зависимости от коэффициента трения

более будут сближаться и в контакт вступят пары выступов с меньшей суммой высот [4]. Возрастание величин коэффициента трения предполагает увеличение шероховатостей опорных поверхностей зубцов. При значениях коэффициента трения больше $\mu = 0,4$ практически не происходит перераспределения максимальных напряжений вследствие предельного сближения и сцепления микронеровностей контактирующих поверхностей.

Таким образом, при аналитическом расчете трехопорного хвостовика необходимо учитывать влияние силы трения на опорных поверхностях конструкции, величина которой обусловлена материалами пары, чистотой обработки контактных поверхностей хвостовика и грибка обода диска, а также действующим на опорных площадках контактным напряжением.

На рис. 4 приведены суммарные напряжения при различных значениях коэффициентов трения, полученные аналитически и с помощью ANSYS. Как видно из рис. 8, наилучшее совпадение результатов наблюдается при коэффициенте трения $\mu = 0,4$.

Отметим, что полученные при условии постоянства момента инерции всего расчетного участка трехопорного хвостовика напряжения изгиба в сечении IV – IV составили - 24,36 МПа при $\mu = 0,4$. Расхождение с результатом, полученным при переменных моментах инерции составляет 35 %, что подтверждает обоснованность и необходимость использования математической модели расчета трехопорных хвостовых соединений с

Опорные поверхности хвостового соединения содержат микронеровности: выступы и впадины, в совокупности называемые шероховатостью поверхности. Вследствие недостаточной чистоты технологической обработки возможно возникновение и макрогеометрических погрешностей. При контакте зубцов нагрузка воспринимается вершинами выступов неровностей на высотах, образуемых отклонениями опорных поверхностей. Первыми вступают в контакт противостоящие друг другу на сопряженных поверхностях выступы, сумма высот которых наибольшая. Деформация неровностей и их основ вызывает сближение поверхностей. По мере увеличения нагрузки поверхности все

Не последнюю роль в этом играет сложность конструкции (число пар опор, переменность расчетных сечений и градиенты величин деформаций), на что обращалось внимание и в некоторых других работах [5].

Список литературы

1. Прочность элементов паровых турбин / Л. А. Шубенко-Шубин, Д. М. Гернер, В. П. Сухинин. – М.: Машгиз, 1962, 567 с.
2. Турбины паровые стационарные. Нормы расчета на прочность хвостовых соединений рабочих лопаток. ОСТ 108.021.07.84. Из-во ЦКТИ, 1984
3. Сухинин В. П., Фурсова Т. Н. К расчету напряженного состояния хвостовых соединений рабочих лопаток паровых турбин / В. П. Сухинин, Т. Н. Фурсова // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2009. – № 3. – С. 86 – 91.
4. Гаркунов Д. Н. Триботехника: Учебник для студентов вузов. – М.: Машиностроение, 1989. – 328 с.
5. Жайлов П. А. Выбор рациональных размеров Т-образных хвостов с заплечиками лопаток паровых турбин и учет силы трения на опорных поверхностях// Энергомашиностроение. – 1965. – № 2. – С. 36–37.

ANALYSIS OF THE TENSE STATE OF TAIL CONNECTIONS ON BASIS OF TRADITIONAL AND MODERN METHODS

T. N. FURSOVA

On the basis of analysis of features of power ladening of three-supporting tail connection of working shoulder-blades of steam-turbines a mathematical model is worked out taking into account changeability of moments of inertia of sections of calculation areas of tailpress and influence of forces of friction. Distribution of tensions is got by means of programmatic complex ANSYS.

Поступила в редакцию 30.08 2010 г



Уважаемые читатели!
Приглашаем Вас стать подписчиками
журнала
«Энергосбережение·Энергетика·
Энергоаудит»
на 2011 год!

На страницах журнала публикуются
статьи об актуальных проблемах
электроэнергетики, энергорынка,
теплоэнергетики, газоснабжения,
водоснабжения, водоотведения и
экономики.

Подписка с любого месяца!
Справки по телефону 8(057) 7-149-451