УДК 621:165

А. Г. Кнабе, канд. техн. наук

Украинская инженерно-педагогическая академия
(г. Харьков, E-mail: abit@uipa.kharkov.ua)

СПОСОБ ПОВЫШЕНИЯ ЭКОНОМИЧНОСТИ И МАНЕВРЕННОСТИ РАЗЪЕМНЫХ КОРПУСОВ ТУРБИН НА ВЫСОКИЕ ПАРАМЕТРЫ ПАРА

Рассмотрены причины, вызывающие ограничение экономичности внутреннего цилиндра высокого давления (ЦВД) до расчетного, и маневренности внешних ЦВД и цилиндров среднего давления (ЦСД) турбин на высокие параметры пара. Вызванная неравномерность температур на режимах, близких к номинальному, приводит к возникновению неконцентричности и протечки пара по неплотности разъема цилиндра. Показано, как с использованием обратного формирования температурной неравномерности внутренних разъемных корпусов ЦВД, можно, уменьшая протечку, приблизить зазоры к расчетным в проточной части, а также увеличить скорость подъема нагрузки за счет внешних ЦВД и ЦСД.

Розглянуті причини, які викликають обмеження економічності внутрішнього циліндра високого тиску (ЦВТ) до розрахункового, і маневреності зовнішніх ЦВТ і циліндрів середнього тиску (ЦСТ) турбін на високі параметри пари. Викликана нерівномірність температур на режимах, близьких до номінального, призводить до виникнення неконцентричності і протікання пари по нещільності роз'єму циліндра. Показано, як з використанням оберненого формування температурної нерівномірності внутрішніх роз'ємних корпусів ЦВТ можна, зменшуючи протікання, значно наблизити зазори до розрахункових в проточній частині, а також збільшити швидкість підйому навантаження за рахунок зовнішніх ЦВТ і ЦСТ.

Введение

Среди важнейших задач при проектировании сварно-литых толстостенных цилиндров турбин, работающих при сверхкритических и высоких параметрах пара [1–3], является расчетное определение и анализ напряжений и деформаций их наружных и внутренних корпусов. Последний помимо оценки прочности конструкции позволяет прогнозировать сохранение плотности горизонтального разъема и требований экономичности и маневренности на различных режимах эксплуатации.

Данной проблеме уделено большое внимание на реконструкции блоков с турбиной К-300-240 ХТГЗ на Змиевской ТЭС ОАО «Центрэнерго»–«Сименс». Проведенная реконструкция [4] позволила повысить эффективность турбоустановки на 14,7%. Наряду с этим после реконструкции проектная мощность турбины фактически на 15 МВт оказалась ниже расчетной. При этом расчетное КПД внутреннего корпуса ЦВД было на 4,4% ниже расчетного. В данной работе рассматриваются некоторые пути увеличения КПД внутренних ЦВД до расчетного и мероприятия по повышению маневренности турбин с использованием обратного формирования температурной неравномерности (ОФТН).

Результаты приближенного анализа

Внутренний ЦВД турбины по движению пара располагается за сопловой коробкой, где размещается первая регулирующая ступень. Возьмем для примера [5] расчеты со II–V ступени. Начиная со II ступени, расположенной на входе цилиндра, который омывается паром температурой 501 °С и давлением 15,74 МПа, материал внутреннего корпуса изготавливается из легированной литой стали марки 20ХМФЛ. Давление и температура на поверхно-

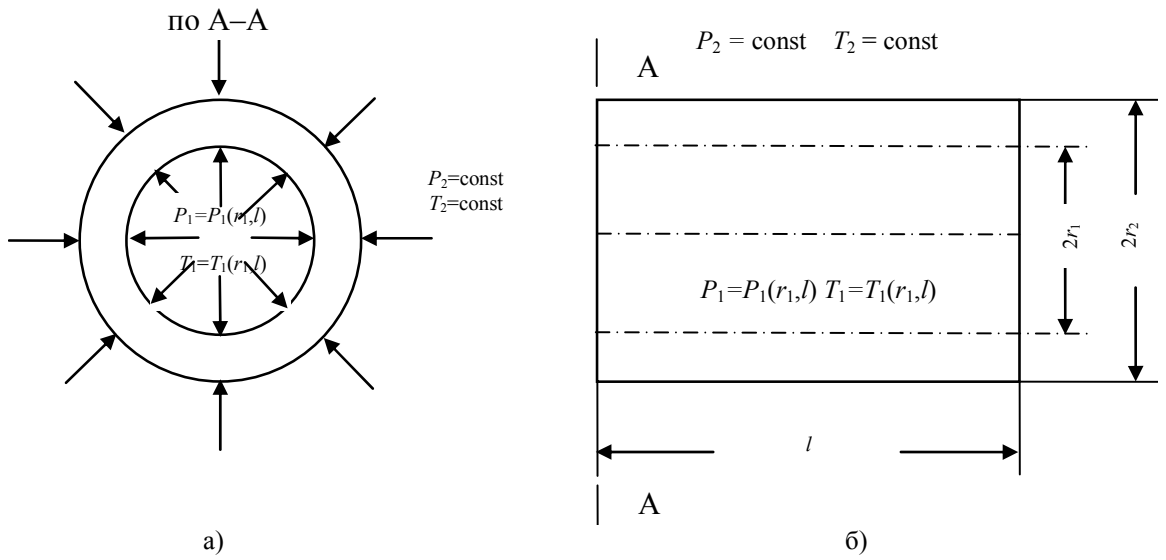

Рис. 1. Цилиндр с внутренним радиусом r_1 и наружным r_2, находящимся под действием внутреннего давления $P_1=P_1(r_1,l)$ и температурой $T_1=T_1(r_1,l)$ и постоянного наружного давления P_2=const и температурой T_2=const. l– длина цилиндра, соответствующая II–V ступеням:
а) – направление подвода P_1 и T_1; б) – направление подвода в осевой проекции P_1 и T_1

сти цилиндра соответствует параметрам пара, идущего на промперегрев, $P^{\text{ХПП}} = 38{,}7$ МПа, $t^{\text{ХПП}} = 286{,}3$ °С. Параметры пара до V ступени будут следующими: $P_{\text{II}} = 15{,}74$ $P_{\text{III}} = 13{,}74$ $P_{\text{IV}} = 12{,}2$ $P_{\text{V}} = 10{,}4$ МПа, средняя температура ступени $T_{\text{II}} = 450$ $T_{\text{III}} = 470$ $T_{\text{IV}} = 450$ $T_{\text{V}} = 430$ °С.

Температурный перепад в стенке внутреннего цилиндра $\Delta T^* = T_1 - T_2$. Здесь T_1 – температура внутренней поверхности цилиндра; T_2 –температура внешней поверхности цилиндра, определяется как средняя температура внешней поверхности ступени, °С; $\Delta T^*_{\text{II}} = 204$ °С, $\Delta T^*_{\text{III}} = 184$ °С, $\Delta T^*_{\text{IV}} = 164$ °С, $\Delta T^*_{\text{V}} = 144$ °С.

Если толщина его стенки больше одной десятой среднего радиуса цилиндра, то его следует считать толстостенным. Рассмотрим цилиндр с внутренним радиусом r_1 и наружным r_2, находящийся под действием переменного давления $P_1 = P_1(r_1)$, и постоянного наружного P_2 (см. рис. 1) [6]. Вследствие симметрии цилиндра и нагрузок напряжения и деформации будут также симметрическими относительно его оси. Нормальное напряжение на плоских гранях (тангенциальное и окружное) обозначим через $\left[\sigma_\Theta\right]_{r_1}^{\Delta P}$, отношение внутреннего радиуса r_1 к наружному r_2 – через $k = r_1/r_2 = 0{,}6375$ до V ступени. Внутренний радиус $r_1 = 500$ мм, наружный радиус $r_2 = 800$ мм.

У внутренней поверхности цилиндра зона II ступени

$$\left[\sigma_\Theta\right]_{r_1}^{\Delta P_{II}} = \frac{1}{1-k^2}\left[\left(1+k^2\right)P_1 - 2P_2\right] = \frac{1}{1-0{,}406}\left(224{,}95-79\right) = 24{,}08 \text{ МПа}.$$

У наружной поверхности цилиндра зона II-й ступени

$$\left[\sigma_\Theta\right]_{r_2}^{\Delta P_{II}} = \frac{1}{1-k^2}\left[2k^2P_1 - \left(1+k^2\right)P_2\right] = \frac{1}{1-0.406}\left(129{,}92-55{,}537\right) = 12{,}27 \text{ МПа}.$$

Тангенциальные напряжения от давления сведены в таблицу.

Наибольшие тангенциальные напряжения возникают под воздействием разности температур ΔT^* в металле внутреннего корпуса по толщине стенки. Иногда принимают, что в толстостенных цилиндрах температура изменяется по логарифмическому закону, предлагаемому теорией теплопередачи $T(r) = \dfrac{\Delta T^*}{\ln r_2/r_1}\ln\dfrac{r_2}{r}$.

Определение тангенциальных напряжений II-V ступеней внутреннего корпуса ЦВД с учетом влияния ОФТН (напряжения даны в МПа)

Номер ступени внутреннего корпуса ЦВД	Тангенциальные напряжения от разности давления на стенку корпуса ЦВД при $N_э$ = 300 МВт		Тангенциальные температурные напряжения при $T(r)=\Delta T^*\cdot\frac{r_1-r}{r_2-r_1}$ $N_э$ = 300 МВт		Суммарные тангенциальные напряжения при $N_э$ = 300 МВт		Тангенциальные напряжения при ОФТН при $N_э$ = 0		Тангенциальные напряжения после ОФТН при $N_э$ = 300 МВт	
	$[\sigma_\Theta]_{r_1}^{\Delta P}$	$[\sigma_\Theta]_{r_2}^{\Delta P}$	$[\sigma_\Theta]_{r_1}^{t'}$	$[\sigma_\Theta]_{r_2}^{t'}$	$[\sigma_\Theta]_{r_1}^{\Delta P+t'}$	$[\sigma_\Theta]_{r_2}^{\Delta P+t'}$	$[\sigma_\Theta]_{r_1}^{П}$	$[\sigma_\Theta]_{r_2}^{П}$	$[\sigma_\Theta]_{r_1}^{f}$	$[\sigma_\Theta]_{r_2}^{f}$
II	24,08	12,27	–378,1	326,4	–354	338,6	215	–205,5	–139	133,1
III	18,98	8,93	–341,05	294,37	–322,07	303,3	182,03	–171,43	–105,78	101,17
IV	15,49	7,31	–303,99	262,37	–288,5	251,98	147,76	–138,09	–72,72	69,55
V	12,05	5,29	–266,9	234,98	–254,86	235,66	113,26	–104,73	–36,66	37,94

У внутренней поверхности цилиндра зона II ступени

$$E = 1{,}74\cdot10^5 \text{ МПа}, \quad \alpha = 13{,}7^{-6} \text{ 1/град}, \quad \ln\frac{r_2}{r} = 0{,}45\,;$$

$$[\sigma_\Theta]_{r_1}^{tII} = \frac{E\alpha\Delta T^*}{2(1-\mu)\ln\frac{r_2}{r_1}}\left[1-\frac{2r_2^2}{r_2^2-r_1^2}\cdot\ln\frac{r_2}{r_1}\right] = \frac{5031(-0{,}484)}{0{,}63} = -378{,}92 \text{ МПа}.$$

У внешней поверхности цилиндра зона II ступени

$$[\sigma_\Theta]_{r_2}^{tII} = \frac{E\alpha\Delta T^*}{2(1-\mu)\ln\frac{r_2}{r_1}}\left[1-\frac{2r_2^2}{r_2^2-r_1^2}\cdot\ln\frac{r_2}{r_1}\right] = \frac{5031\cdot0{,}3838}{0{,}63} = 300{,}48 \text{ МПа}.$$

Наиболее простым и часто применяемым в технических расчетах является то, что изменение температуры внутренней поверхности цилиндра ко внешней подчиняется линейному закону. Тогда линейный закон изменения температуры по радиусу цилиндра будет выражаться формулой

$$T(r) = \Delta T^*\frac{r_2-r}{r_2-r_1}\,.$$

У внутренней поверхности цилиндра зона II ступени

$$[\sigma_\Theta]_{r_1}^{t'II} = \frac{E\alpha\Delta T^*}{3(1-\mu)(r_2-r_1)}\left[3z_1-\frac{2(r_2^3-r_1^3)}{(r_2^2-r_1^2)}\right] = -\frac{5031\cdot48{,}7}{60{,}9} = -378{,}1 \text{ МПа}.$$

У внешней поверхности цилиндра зона II ступени

$$[\sigma_\Theta]_{r_2}^{t'II} = \frac{E\alpha\Delta T^*}{3(1-\mu)(r_2-r_1)}\left[3z_2-\frac{2(r_2^3-r_1^3)}{(r_2^2-r_1^2)}\right] = \frac{5031\cdot40{,}7}{60{,}9} = 326{,}4 \text{ МПа}.$$

Определяем суммарные напряжения при линейном изменении температуры по радиусу цилиндра. На внутренней поверхности в зоне II ступени

$$[\sigma_\Theta]_{r_1}^{(\Delta P+t')II} = [\sigma_\Theta]_{r_1}^{\Delta PII} + [\sigma_\Theta]_{r_1}^{t'II} = -378{,}14+24{,}09 = -354 \text{ МПа}.$$

На внешней поверхности в зоне II ступени

$$[\sigma_\Theta]_{r_2}^{(\Delta P+t')II} = [\sigma_\Theta]_{r_2}^{\Delta PII} + [\sigma_\Theta]_{r_2}^{t'II} = 326{,}37+12{,}27 = 338{,}6 \text{ МПа}.$$

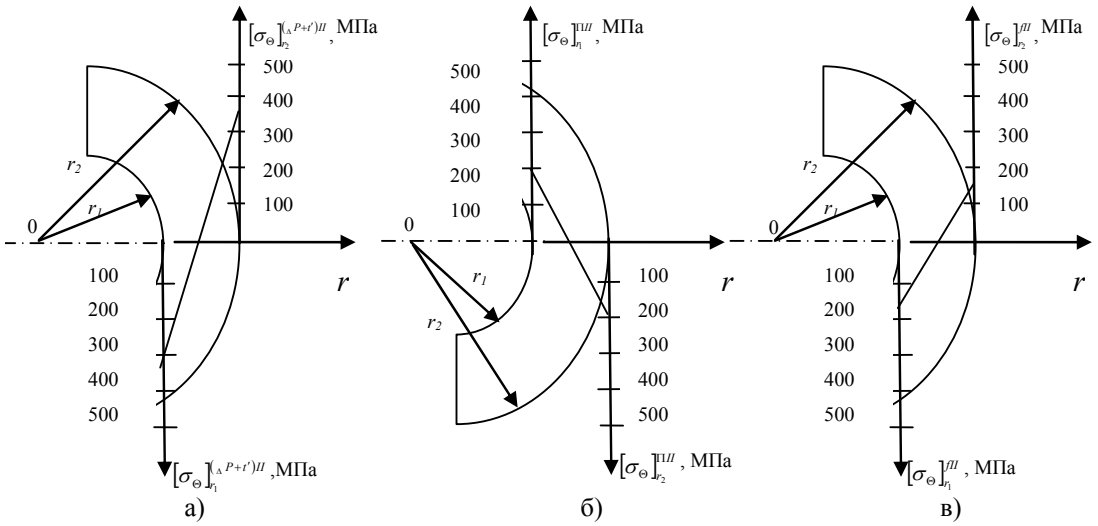

Рис. 2 Определение тангенциальных суммарных напряжений внутреннего корпуса ЦВД в зоне II ступени после ОФТН на $N_э$ = 300 МВт:

а) – суммарные тангенциальные напряжения в зоне II ступени до ОФТН, на разъеме ориентировочно показана щель утечки пара при $N_э$ = 300 МВт; б) – температурные тангенциальные напряжения в зоне II ступени при проведении ОФТН при $N_э$ = 0; в) – суммарные тангенциальные напряжения после ОФТН в зоне II ступени при $N_э$ = 300 МВт

Для легированной литой стали марки 20ХМФЛ σ_{02} = 254,9–372,4 МПа [7].

Эти суммарные напряжения не учитывают напряжений вдоль оси цилиндра. Суммарные тангенциальные напряжения будут сопровождаться, очевидно, неконцентричностью корпуса и протечкой пара по горизонтальному разъему (см. рис. 2). В [8] были найдены перемещения поверхности горизонтального разъема. Решение поставленной задачи выполнялось программой СОМ-12, разработкой Ленинградского кораблестроительного института применительно к ЭВМ «Минск-32» на языке ФОРТРАН IV методом конечных элементов.

Расчет суммарных тангенциальных напряжений II–V ступеней внутреннего ЦВД с учетом ОФТН на $N_э$ = 300 МВт сведен в таблицу, а данные расчета зоны II ступени внутреннего корпуса даны на рис. 2.

Тангенциальные напряжения при ОФТН на плоских гранях получаются ориентировочно из суммарных тангенциальных напряжений, посчитанных с $\Delta T^*_{II} = 204$ С через тангенциальные с обратным знаком и перепадом $\Delta T^*_{VI} = T_1 - T_2 = -124$ С при $N_э$ = 0, рис. 2, б.

$$[\sigma_\Theta]_{r_1}^{II} = -354 \text{ МПа} \div 204°C \cdot (-124°C) = 215 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_\Theta]_{r_2}^{II} = 338.6 \text{ МПа} \div 204°C \cdot (-124°C) = -205{,}5 \text{ МПа};$$

где $\Delta T^*_{VI} = -124$ С взят по VI ступени с обратным знаком.

Суммарные тангенциальные напряжения при $N_э$ = 300 МВт (см. рис. 2, а) прибавляем к тангенциальным при $N_э$ = 0 (см. рис. 2, б), выполняется ОФТН

$$[\sigma_\Theta]_{r_1}^{fII} = [\sigma_\Theta]_{r_1}^{(\Delta P+t')II} + [\sigma_\Theta]_{r_1}^{II} = -354 + 215 = -139 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_\Theta]_{r_2}^{fII} = [\sigma_\Theta]_{r_2}^{(\Delta P+t')II} + [\sigma_\Theta]_{z_2}^{II} = 338.6 - 205.5 = 133.1 \text{ МПа}$$

Если оценить маневренность турбины, то, рассматривая систему обогрева фланцев внешнего корпуса ЦВД на высокие параметры [3] можно также методом ОФТН ввести до пуска перепад температур $\Delta T^* = T_1 - T_2 \approx -50$ С (нагрев со стороны фланцев). Сопоставляя выражения [3], получаем с ОФТН предел перепада температур по ширине фланца на номи-

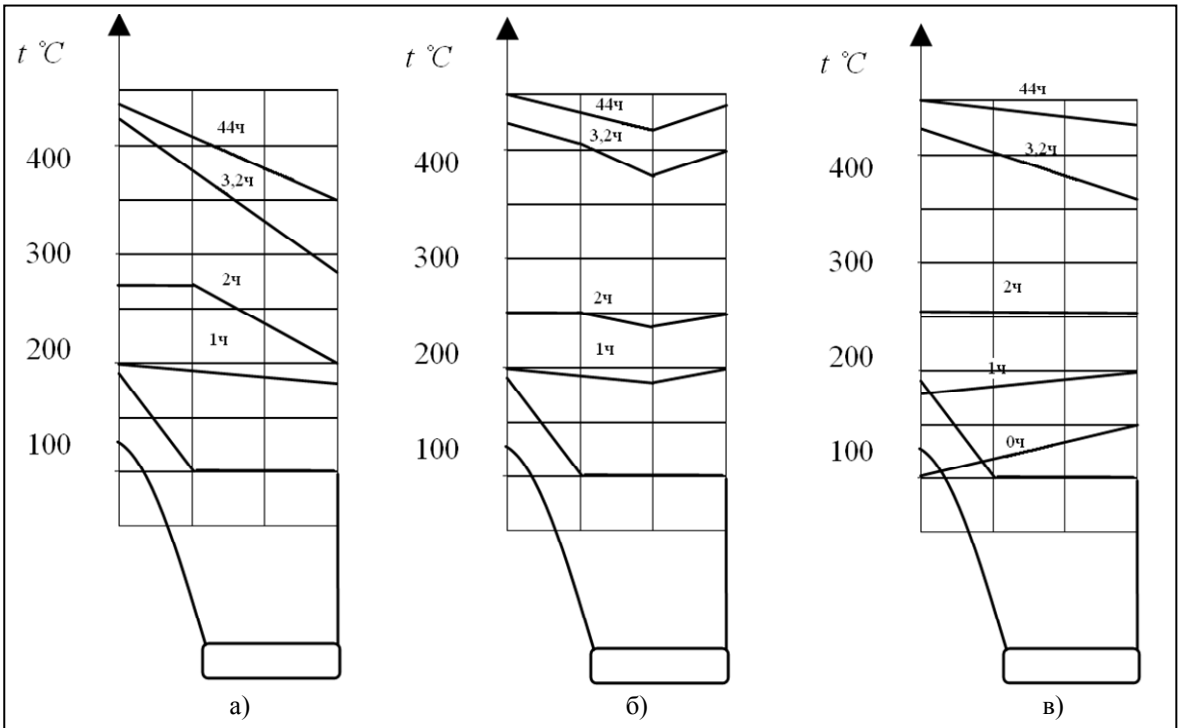

Рис. 3. Графики изменения температур по ширине фланца турбины:
а) – без обогрева; б) – с обогревом фланцев и шпилек;
в) – ОФТН $\Delta T^* = T_1 - T_2 = -50$ С без обогрева шпилек

нальном режиме (рис. 3, б, в). На номинальном режиме через 44 часа перепад температур по фланцу будет равен 20÷25 С.

Кроме этих процессов, иногда в турбинном деле возникают разрывы шпилек в процессе работы и многие другие случаи нарушения нормальной эксплуатации.

Выводы

1. В результате проведенных расчетов можно выполнить новый разъемный узел турбины либо находящийся в эксплуатации.

2. Определить коэффициенты теплоотдачи, провести расчеты стационарных и нестационарных температурных полей узла турбины [9–11] и выбрать зону ОФТН.

3. Установить узлы турбины в печь и провести ОФТН с перепадом $0{,}5 \div 0{,}6\sigma_{02}$, другими словами, предварительно оценить напряженный узел турбины, когда $N_э = 0$.

4. Проверить концентричность узла турбины после ОФТН. При этом желательно контролировать ОФТН тензометрами.

5. Если узел взят с работающей турбины, то необходимо восстановить ее концентричность, что связано с рядом работ, как, в частности, правка с установкой крепежа, наплавкой и проточкой. После такой обработки проводится ОФТН с перепадом около 1,0 σ_{02}.

6. Использование ОФТН для турбин с высокими параметрами пара также повышает их экономичность и скорость нагружения, однако необходимо перед ОФТН решить вопросы новой затяжки крепежа разъема и относительного расширения ротора турбины.

7. При ОФТН установка временных болтов будет зависеть от высоты фланца крепежа разъема.

8. Выбор перепада ОФТН требует дополнительного анализа для различных узлов турбины.

9. Очевидно, что ОФТН, которая должна повысить надежность и экономичность турбины на высокие параметры пара, в какой-то мере упрощает конструкцию турбины и выбор материала.

Заключение

Полученные данные свидетельствуют о том, что в турбине имеется ряд узлов, удерживающих ее от требуемой скорости пуска и не всегда экономичности, принятой в расчетах. Ориентируясь на рассмотренный пример, внутренний корпус ЦВД имеет напряжение в стенке, близкие к σ_{02}, что может также приводить к снижению экономичности за счет неконцентричности корпуса и утечки пара в щели горизонтального разъема. Для сохранения концентричности корпуса, расчетной экономичности проточной части, а также пусковой мобильности на ряде узлов турбины нужно выполнить ОФТН. Надо отметить ОФТН на действующих турбинах, а более просто – на вновь изготовленных турбинах либо узлах к ним.

Литература

1. *Переверзев Д. В.* Совершенствование маневренных характеристик модернизируемых паровых турбин типа К-300-240 методами управления их тепловым состоянием / Д. А. Переверзев, А. Г. Лебедев, Н. А. Борисов // Пробл. машиностроения. – 2006. – Т. 9, № 1. – С. 3–18.
2. *Фридман Э. Е.* Проектирование сварных конструкций паровых турбин на Харьковском турбинном заводе им. С. М. Кирова / Э. Е. Фридман, А. З. Скоморовский // Энергомашиностроение. – 1968. № 8. – С. 8–11.
3. *Капелович Б. Е.* Эксплуатация паротурбинных установок / Б. Е. Капелович. – М.: Энергия, 1975. – 287 с.
4. *Матушевский Е. В.* Тепловые испытания турбоагрегата К-325-240 «Simens Турбоатом» №8. Змиевской ТЭС после реконструкции: Техн. отчет Е. В. Матушевский, В. А. Киселев // Горловка, 2005. – С. 3–50.
5. *Щегляев А. В.* Паровые турбины: Учеб. Изд. 5-е, доп. / А. В. Шегляев. – М.: Энергия, 1976. – 383 с.
6. *Сопротивление* материалов/ Г. С. Писаренко, В. А. Агарев, А. Л. Критка, В. Г. Попков, Э. С. Ушанский. – Киев: Вища шк., 1973. – 667 с.
7. *Либерман Л. Я.* Справочник по свойствам сталей, применяемых в котлотурбостроении / Л. Я. Либерман, М. И. Пейсихис. – Л.: Центр. ин-т машиностроения им. И. М. Ползунова, 1958. – 407 с.
8. *Федоров А. С.* Исследование теплонапряженного состояния корпуса турбины методом конечных элементов / А. С. Федоров, А. Г. Кнабе, А. Н. Болдин // Энергомашиностроение. – 1981. – Вып. 31. – С. 88–93.
9. *Мацевитый Ю. М.* Обратные задачи теплопроводности: В 2 т. Т. 2. Приложение / Ю. М. Мацевитый. – Киев: Наук. думка. 2003. – 392 с.
10. *Капинос В. М.* К определению граничных условий теплообмена в турбомашинах / В. М. Капинос // Инж. физ. жур. – 1963. – Т. VI, № 8. – С. 28–36.
11. *Гонтаровский П. П.* Разработка пакета программы для решения нестационарных трехмерных задач теплопроводности методом конечных элементов / П. П. Гонтаровский, А. Н. Крамаренко// Всесоюз. ин-т науч. и техн. инф., №2059–Б89.

Поступила в редакцию
13.12.10