

УДК 621.165;539.3

**П. П. Гонтаровский**, канд. техн. наук

**Т. В. Протасова**

**А. А. Глядя**

**А. В. Пожидаев**

Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины  
(г. Харьков, e-mail: shulzh@ipmach.kharkov.ua)

## **ОЦЕНКА ТЕРМОНАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ БАРАБАНА КОТЛА ТГМЕ-464**

*Выполнена расчетная оценка термонапряжённого состояния барабана котла ТГМЕ-464 при пусках из холодного, неостывшего и горячего состояний, а также при остывании. Показано, что ресурс барабана не лимитируется малоцикловою усталостью.*

*Виконано розрахункову оцінку термонапруженого стану барабана котла ТГМЕ-464 при пусках з холодного, неостиглого і гарячого станів, а також при остиганні. Показано, що ресурс барабана не лімітується малоцикловою втомою.*

### **Введение**

Большая часть отечественного парка барабанов котлов (85–90%) выработала парковый ресурс. По мере старения котлов и выработки расчетного срока эксплуатации увеличивается число аварийных остановов и отказов, а следовательно, увеличиваются и затраты на поддержание их в рабочем состоянии. В то же время установка новых котлов взамен старых требует значительных капитальных затрат. Поэтому актуальной задачей является обоснованное продление паркового ресурса барабанов, включающее проведение специальных расчетов на прочность.

Известно о трех разрушениях барабанов на отечественных котлах с расчетным давлением 15,5 МПа [1]. Первое – в 1964 году на котле ТГМ-84 ст. № 3 Новокуйбышевской ТЭЦ-2 при гидроиспытании после монтажа. Второе – в 1991 году на котле БКЗ-210-140Ф Курганской ТЭЦ при гидравлическом испытании после наработки 164600 часов. Третье – в 2005 году на котле ТГМ-84 ст. № 1 Ярославской ТЭЦ-3 (наработка 265522 часа) при проведении гидравлических испытаний в связи с окончанием восстановительного ремонта барабана в большом объеме.

В США (штат Северная Каролина) в 1972 году произошел разрыв нового барабана мощного котла во время предэксплуатационного гидравлического испытания при сооружении электростанции [2].

Проведенные исследования по определению причин разрушений барабанов выявили, что барабаны котлов высокого давления подвержены опасности хрупких разрушений [3].

Проблему хрупкого разрушения усугубляет масштабность самой конструкции барабана и связанная с ней сложность технологии изготовления листов большой толщины и технологии их сварки, включая послесварочную термообработку.

Как отмечается в [3], технологические факторы в случае отклонения от заданных требований могут приводить к формированию закалочной структуры и сохранению высокого уровня остаточных напряжений в зонах сварных соединений. Как следствие, в этих зонах могут возникать трещиноподобные дефекты как на заключительной стадии изготовления (или при монтаже), так и на ранних стадиях эксплуатации. Эксплуатационные факторы предопределяют последующее развитие исходных трещиноподобных дефектов. Распространение трещин происходит по коррозионно-усталостному механизму – под действием высокого

уровня напряжений и одновременного воздействия среды теплоносителя. Высокий уровень напряжений обуславливается концентрацией напряжений, остаточными напряжениями, пониженными запасами прочности.

В [4, 5] рассмотрены условия работы энергоблоков мощностью 200 МВт ТЭС и 250 МВт ТЭЦ, котлы которых имеют барабаны со значительной наработкой, и приведены результаты расчетных исследований напряженного состояния корпуса барабана котла ТП-100.

В данной статье представлены результаты расчетной оценки термонапряженного состояния барабана котла ТГМЕ-464.

Во время работы барабаны котлов находятся под действием неосесимметричных температурных полей и нагружения (вес барабана и оборудования внутри него, вес воды), вследствие чего их термонапряженное состояние носит трехмерный характер. Барабаны котлов, как и ряд других элементов машин, могут быть рассмотрены как неосесимметрично нагруженные неоднородные тела вращения, термонапряженное состояние которых целесообразно определять в цилиндрической системе координат. Поэтому в данной работе расчетные исследования напряженно-деформированного состояния барабана выполнены с помощью специально разработанного методического обеспечения [6, 7], позволяющего учитывать физическую нелинейность, зависимость свойств материала от температуры, а также изменяющиеся во времени смешанные граничные условия, в том числе и в окружном направлении.

#### **Результаты расчетной оценки термонапряженного состояния барабана котла ТГМЕ-464**

Котел является составной частью энергоблока электрической мощностью 100/120 МВт ТЭЦ и работает совместно с теплофикационной турбиной Т-100/120-130.

Конструкция, эксплуатационные характеристики, режимы работы барабана при пусках и останове котла приведены в [8].

Рассматриваемый барабан представляет собой цилиндрический сосуд длиной 19,9 м, сваренный из цилиндрических обечаек, к торцам которых приварены эллиптические днища с центральными отверстиями-лазами диаметром 400 мм, которые закрываются крышками. К нему приварено множество штуцеров с трубопроводами для подачи воды, паровоздушной смеси и отбора пара. Эти отверстия являются концентраторами напряжений и в общей расчетной схеме не учитываются.

Толщина металлических стенок барабана составляет 112 мм, наружный радиус цилиндрической части 912 мм. Снаружи барабан покрыт тепловой изоляцией толщиной 200 мм.

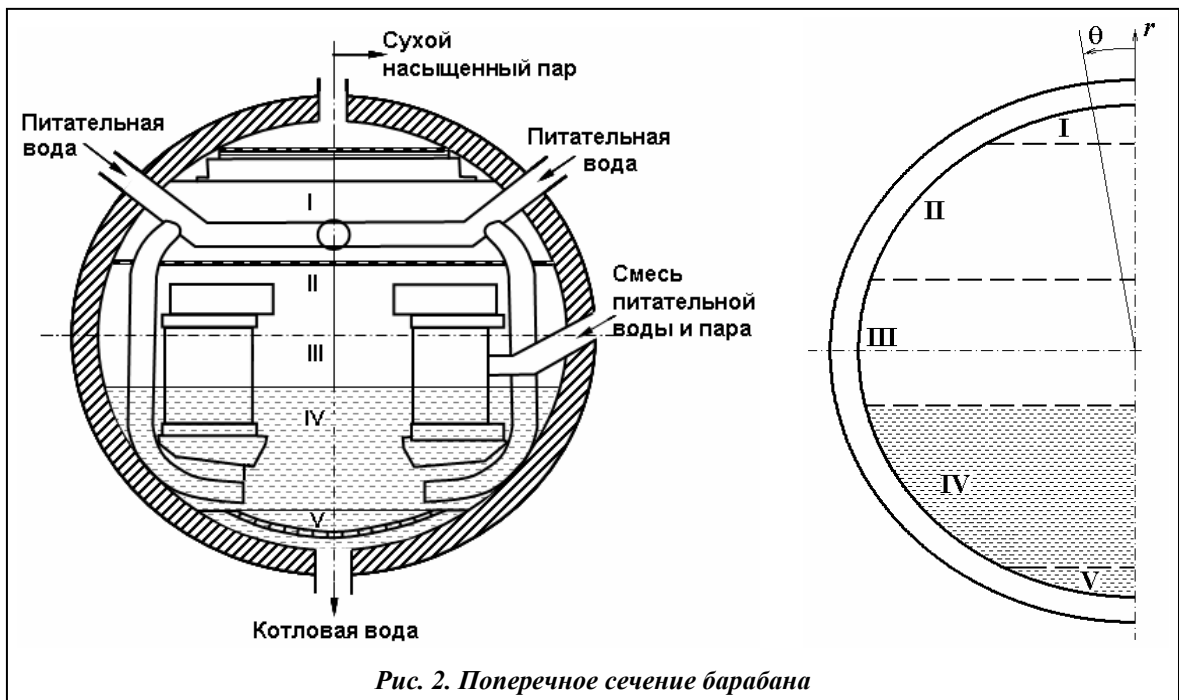
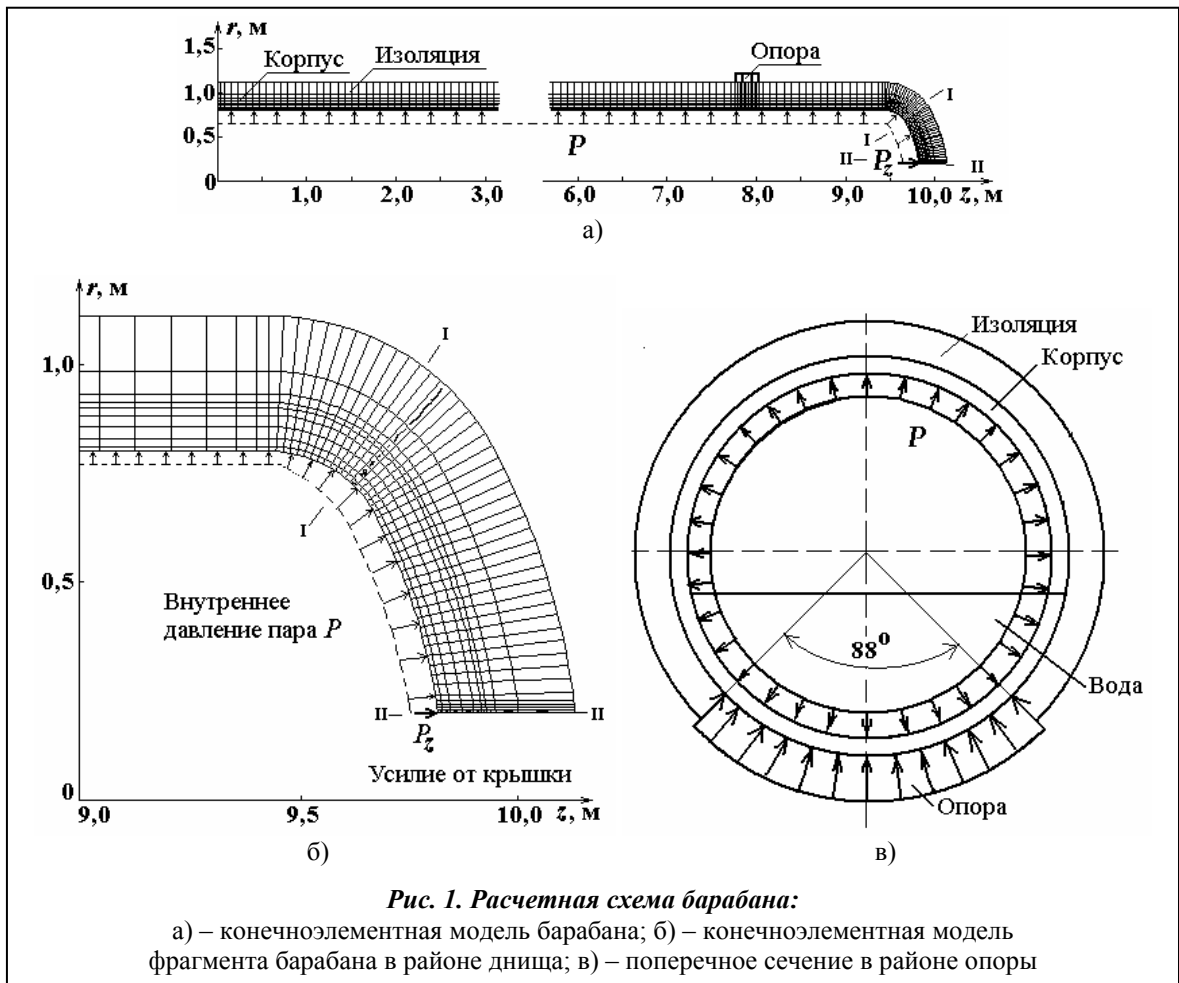
Барабан опирается на две опоры, представляющие собой цилиндрические поверхности с центральным углом раствора, равным  $88^\circ$ , и протяженностью вдоль оси  $z = 210$  мм. Расстояние между опорами 15,8 м.

Материал барабана – сталь 16ГНМА.

Геометрия конструкции барабана приведена на рис. 1. На рис. 1, а показана симметричная часть меридионального сечения барабана с дискретизацией его на конечные элементы, на рис. 1, б – фрагмент днища барабана, а на рис. 1, в – поперечное сечение в районе опоры.

Стенка по толщине разбита на шесть конечных элементов, а теплоизоляция по толщине – на три элемента. В плоскости  $z = 0$  заданы граничные условия симметрии. Изнутри барабан нагружен давлением пара и весом воды. Кроме этого, учитывается вес самого барабана и содержащегося в нем оборудования, который уравновешен распределенным давлением со стороны опор. На внутреннюю кольцевую поверхность барабана в области лаза передается давление от крышки  $P_z$  (рис. 1, а). При давлении внутри барабана, равном 15,5 МПа, и ширине кольца 20 мм это давление составляет 89,3 МПа.

На внутренней поверхности барабана (рис. 2) можно выделить несколько участков с различными граничными условиями теплообмена [8]:



- область сухого насыщенного пара – I;
- область влажного пара – II;
- область влажного пара с крупнодисперсной влагой – III;
- области котловой воды – IV, V.

Для оценки термонапряженного состояния используются граничные условия теплообмена на поверхностях корпуса барабана, полученные в отделе моделирования и идентификации тепловых процессов ИПМаш НАН Украины [8].

Ввиду симметрии барабана по длине (рис. 1, а), а также его левой и правой половин поперечного сечения (рис. 2) в расчетах рассматривалась одна четвертая симметричная часть барабана.

Так как расчетные схемы задач теплопроводности и механики имеют одну меридиональную плоскость симметрии, то при разложении температур, радиальных и осевых компонент перемещений в ряды Фурье используются члены разложения, содержащие только косинусы, а окружных компонент перемещений – только синусы. Расчетные исследования показали, что для достижения приемлемой точности решения данной задачи и минимизации вычислительных затрат достаточно удерживать только три гармонических составляющих ряда Фурье.

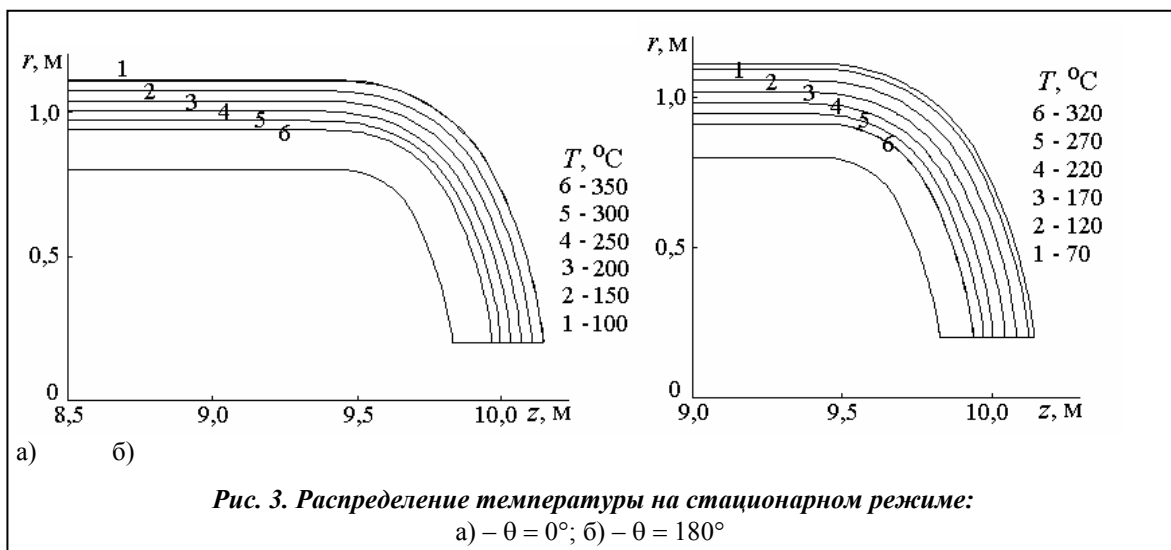
При определении напряженного состояния учитывались: собственный вес барабана и оборудования внутри него, переменные во времени внутреннее давление и температурное поле.

Для анализа термонапряженного состояния барабана выбраны три зоны (рис. 1, а, б): центральная (сечение  $z = 0$ ); тороидальная (сечение I–I); зона лазового отверстия (сечение II–II).

Исследовались следующие режимы работы: пуски из холодного, неостывшего и горячего состояний; стационарный режим; останов.

Пуск котла из холодного состояния производится согласно графику эксплуатации. Тепловой график пуска энергоблока мощностью 100 МВт с котлом ТГМЕ-464 включает изменение параметров котловой воды и пара в зависимости от этапов пуска. В расчетах не рассматривался этап заполнения барабана котловой водой, который по данным эксплуатации длится 45 минут, отсчет времени пуска из холодного состояния начинается с розжига топки котла и начала циркуляции котловой воды. Пуск заканчивается выходом котла на рабочее давление 15,5 МПа. Длительность рассмотренного пуска из холодного состояния составляет около 13 часов.

На рис. 3, 4 приведены результаты расчетов теплового и упругого термонапряженного состояния барабана на стационарном режиме.



На рис. 3 показано температурное поле в районе дна барабана. Видно, что верх барабана (рис. 3, а) нагрет примерно на 30 °С больше, чем низ (рис. 3, б). Практически весь перепад температуры по толщине стенки приходится на слой изоляции, а по металлу он составляет меньше 1 °С. Из распределения интенсивности напряжений (рис. 4) видно, что максимального значения они достигают в районе лаза.

Максимальные напряжения возникают при выходе на номинальное давление (момент времени  $\tau = 10$  часов 35 минут) и на стационарном режиме определяются в основном давлением внутри барабана. Максимальные значения  $\sigma_i$  на внутренней поверхности в соответствующих зонах составляют, МПа:

- 120 – в центральной;
- 200 – в тороидальной;
- 185 – в зоне лазерного отверстия.

На наружной поверхности  $\sigma_i$  в соответствующих зонах составляют, МПа:

- 100 – в центральной;
- 50 – в тороидальной;
- 400 – в зоне лазерного отверстия.

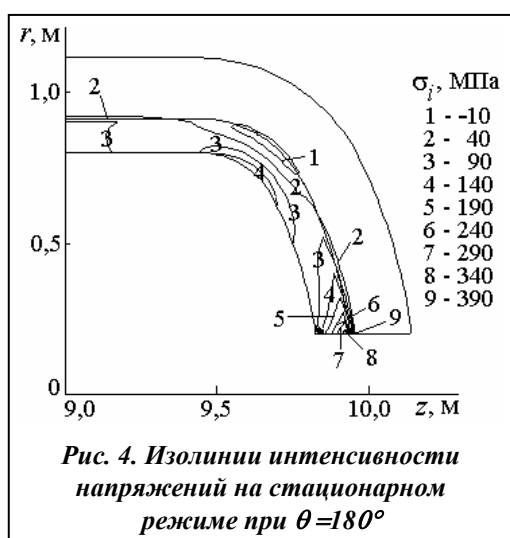
На стационарном режиме в зоне лазерного отверстия на наружной поверхности барабана интенсивность условно упругих напряжений  $\sigma_i = 394$  МПа практически совпадает с пределом текучести ( $\sigma_{0,2} = 385$  МПа при  $T = 350$  °С). Упругопластический расчет показывает, что интенсивность пластических деформаций  $\varepsilon_i$  в этой зоне незначительна – 0,04%, а  $\sigma_i = 320$  МПа.

Рассмотрен процесс остывания барабана в течение 14 часов. Остывание барабана происходит за счет отвода тепла с поверхности изоляции естественной конвекцией до тех пор, пока температура барабана и наружного воздуха не станут равными. Время полного остывания барабана составляет примерно трое суток. На фоне остывания рассмотрены пуски из горячего и неостывшего состояний.

Барабан работает на стационарном режиме, потом происходит останов энергоблока с продувкой топки котла в течение 10 мин и начинается остывание барабана, т. е. снижается температура как находящегося в паровом пространстве пара, так и котловой воды. Спустя 3 ч 30 мин с момента начала остывания рассматривался пуск из горячего состояния и выход на стационарный режим.

Момент времени 3 ч 30 мин при остывании является началом отсчета пуска из горячего состояния.

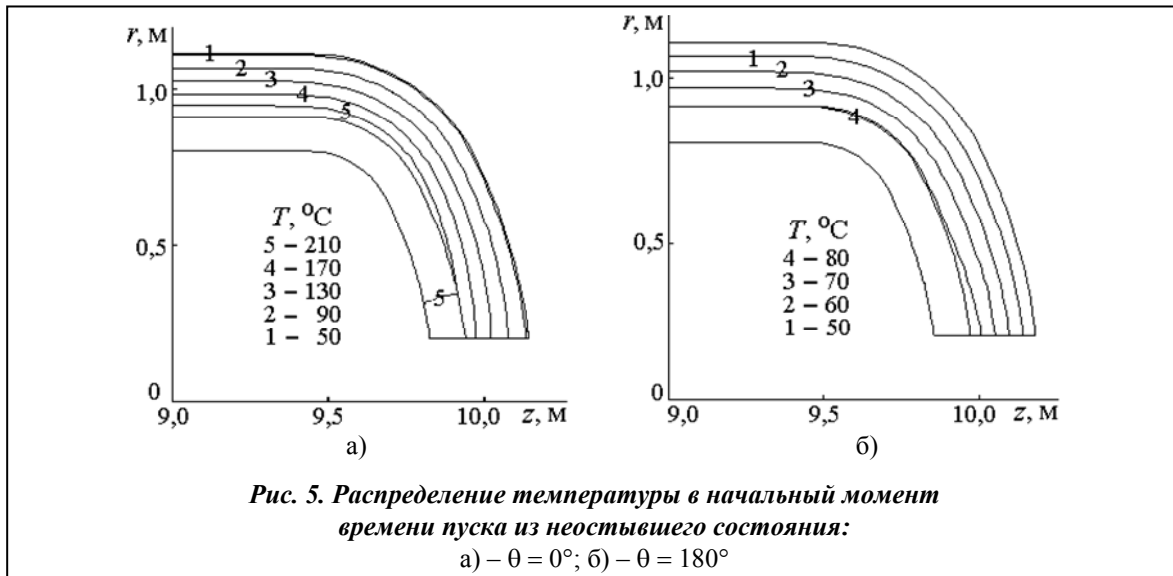
В начальный момент времени пуска из горячего состояния верх барабана нагрет на 10 °С больше, чем низ. Давление в этот момент времени составляет 10,7 МПа.



Максимальные напряжения при пуске из горячего состояния возникают при выходе на стационарный режим.

При остывании барабана отмечен рост разности температур между верхней и нижней образующими барабана в течение 14 часов. Сильнее всего барабан остывает в нижней части. Практически по всей длине барабана в нижней части за 14 часов температура падает с 323 до 80 °С. В верхней части максимальное падение температуры наблюдается в районе сечения II–II (с 342 до 202 °С). За время остывания в течение 14 часов максимальные напряжения на наружной поверхности в сечении II–II барабана уменьшаются более чем в 10 раз.

Пуск из неостывшего состояния рассматривается спустя 14 часов с момента начала остыва-



ния. Давление в этот момент времени составляет 0,5 МПа.

На рис. 5 показано распределение температуры в корпусе барабана в зоне днища в начальный момент времени пуска из неустойчивого состояния.

При пуске из неустойчивого состояния максимальные напряжения возникают при выходе на номинальное давление и на стационарном режиме, т.е. как и при пусках из холодного и горячего состояний.

Как отмечалось выше, при остывании растет разность температур между верхней и нижней образующими барабана. Дополнительные исследования показали, что максимума ( $\Delta T \approx 180^\circ\text{C}$ ) разность температур достигает через 15-16 часов остывания, а затем начинает снижаться.

Несмотря на большие перепады температур при остывании, уровень напряжений, возникающих в корпусе барабана, невелик. Это объясняется тем, что внутреннее давление снижается и температуры изменяются медленно.

### Оценка напряжений в местах концентрации

Для рассматриваемого барабана напряжения в местах отверстий для подводящих и отводящих патрубков определялись при номинальных напряжениях в стенке барабана на основе решения задачи Кирша [9]. В пластине с круглым отверстием, растягиваемой в одном направлении силой интенсивностью  $\sigma$ , максимальные напряжения возникают на контуре отверстия по концам диаметра, перпендикулярного к направлению растяжения, и составляют  $3\sigma$ . Минимальные напряжения имеют место на контуре отверстия по концам диаметра в направлении растяжения и равняются минус  $\sigma$ .

Цилиндрическую стенку барабана в местах концентрации напряжений при большом радиусе изгиба и отношении  $h/r = 0,13$  приближенно можно рассматривать как пластину, растягиваемую в двух взаимно перпендикулярных направлениях окружными  $\sigma_\theta$  и осевыми  $\sigma_z$  напряжениями, причем  $\sigma_\theta$  почти в два раза больше, чем  $\sigma_z$ . В этом случае максимальные  $\sigma_{\max}$  и минимальные  $\sigma_{\min}$  напряжения на контуре отверстия определяются равенствами

$$\sigma_{\max} = 3\sigma_\theta - \sigma_z, \quad \sigma_{\min} = 3\sigma_z - \sigma_\theta.$$

Значения  $\sigma_z$ ,  $\sigma_\theta$  и  $\sigma_{\max}$  на внутренней и наружной поверхностях стенки цилиндрической части барабана, в верхней и нижней частях вертикального меридионального сечения, вблизи и вдали от днища для пуска из холодного состояния приведены в таблице.

Максимальные напряжения с учетом коэффициентов концентрации незначительно превышают предел пропорциональности  $\sigma_{\text{ПЦ}} = 0,8\sigma_{0,2}$  ( $\sigma_{\text{ПЦ}} = 296\text{--}308$  МПа при  $\sigma_{0,2} = 370\text{--}385$  МПа и  $T = 350^\circ\text{C}$ ). Расчеты показали, что в рассмотренных концентраторах (цилиндри-

ческих отверстий) напряжений в барабане местные пластические деформации малы (не превышают 0,025%).

**Осевые, окружные и максимальные напряжения  
в корпусе барабана при пуске из холодного состояния**

Область барабана	$\theta$ , градус	Внутренняя поверхность			Наружная поверхность		
		$\sigma_z$ , МПа	$\sigma_\theta$ , МПа	$\sigma_{\max}$ , МПа	$\sigma_z$ , МПа	$\sigma_\theta$ , МПа	$\sigma_{\max}$ , МПа
вдали от днища	0	40	114	303	42	112	293
	180	56	121	308	49	108	276
возле днища	0	40	120	319	58	123	312
	180	50	125	325	50	115	293

### Заключение

Для расчетов теплового и напряженного состояний барабана использовано методическое обеспечение, разработанное в ИПМаш НАН Украины, позволяющее учитывать физическую нелинейность, зависимость свойств материала от температуры, а также изменяющиеся во времени смешанные граничные условия, в том числе и в окружном направлении.

Выполненные расчетные исследования теплового и термонапряженного состояний барабана котла ТГМЕ-464 при пусках из холодного, неостывшего, горячего состояний и остывании показали, что максимальные напряжения возникают при выходе на стационарный режим и определяются в основном давлением внутри барабана. Максимальная интенсивность упругих напряжений отмечается в зоне лазового отверстия на наружной поверхности барабана и достигает  $\sigma_i = 394$  МПа ( $\sigma_{0,2} = 385$  МПа при  $T = 350$  °С). Упругопластический расчет показал, что  $\sigma_i = 320$  МПа, а пластические деформации в этой зоне весьма малы ( $\epsilon_i = 0,04\%$ ).

Так как барабан не испытывает знакопеременного нагружения, а при разгрузке напряжения обратного знака незначительны, то при повторных нагружениях будет иметь место приспособляемость материала без накопления повреждений от малоциклового усталости. Таким образом, малоцикловая усталость не является основным фактором, определяющим ресурс барабана.

Результаты исследований [1–3] показали, что целесообразно проводить гидроиспытания при температурах не ниже 25–30 °С, чтобы небольшие необнаруженные трещиноподобные дефекты не могли привести к хрупкому разрушению барабана из-за охрупчивания материала.

Согласно [10] возможность продления ресурса барабана определяется на основании результатов технического диагностирования, включающего: анализ технической документации; контроль металла элементов барабана; определение возможности, условий и параметров дальнейшей эксплуатации барабана, а также гидравлических испытаний и расчетов на прочность в случае выборки дефектов. Остаточные напряжения после ремонта, вызванные сваркой, следует уменьшать путем отжига.

### Литература

1. *Скоробогатых В. Н.* Состояние металла и эксплуатационная повреждаемость барабанов паровых котлов / В. Н. Скоробогатых, А. Е. Аверчиков, О. Н. Жарикова // Металл оборудования ТЭС. Проблемы и перспективы: Тр. науч.-техн. конф. ОАО «ВТИ». – М.: Всесоюз. теплотехн. ин-т, 2006. – С. 231–237.
2. *Ray Haford.* Analysis of boiler drum failure during hydrostatic testing / Haford Ray // J. Products Liability. – 1978. – Vol. 2, № 1. – P. 59–75.
3. *Гринь Е. А.* Опасность хрупких разрушений барабанов котлов высокого давления / Е. А. Гринь // Металл оборудования ТЭС. Проблемы и перспективы: Тр. науч.-техн. конф. ОАО «ВТИ». – М.: Всесоюз. теплотехн. ин-т, 2006. – С. 158–162.
4. *Мацевитый Ю. М.* Оценка остаточного ресурса барабанов котлов ТП-100 и ТГМЕ-464 для энергоблоков мощностью 200 МВт ТЭС и 100 МВт ТЭЦ с целью продления срока эксплуатации / Ю. М. Мацевитый, Н. Г. Шульженко, В. Н. Голошапов // Проблеми ресурсу і безпеки експлуатації

- конструкцій, споруд та машин: Зб. наук. статей за результатами, отриманими в 2010-2012 рр. – К.: Ін-т електрозварювання ім. Є. О. Патона НАН України, 2012. – С. 250–256.
5. *Изменение напряженного состояния барабанов котлов ТП-100 и ТГМЕ-464 при различных режимах эксплуатации и оценка их остаточного ресурса* / Ю. М. Мацевитый, Н. Г. Шульженко, В. Н. Голощапов и [др.] // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: Тр. междунар. науч.-техн. конф. – Харьков: Ин-т пробл. машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, 24-28 сент. 2012 г. – электрон. опт.диск (CD-ROM); цв., 12 см. – Системн. требования: Pentium; 32 Mb RAM, Windows 95, 98, 200, XP.
  6. *Шульженко Н. Г.* Применение полуаналитического метода конечных элементов для решения трехмерных задач термомеханики в цилиндрических координатах / Н. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровский, Т. В. Протасова // Вісн. Нац. техн. ун-ту «ХПІ». Динаміка і міцність машин. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2004. – № 20. – С. 151–160.
  7. *Шульженко Н. Г.* Задачи термпрочности, вибродиагностики и ресурса энергоагрегатов (модели, методы, результаты исследований) / Н. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровский, Б. Ф. Зайцев. – Saarbrücken, Germany: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2011. – 370 с. – Напечатано в России.
  8. *Оценка остаточного ресурса барабанов котлов ТП-100 и ТГМЕ-464 для энергоблоков мощностью 200 МВт ТЭС и 100 МВт ТЭЦ с целью продления срока их эксплуатации: отчет о НИР (заключительный): б/т П-52-12 / ИПМаш НАН Украины; рук. Ю. М. Мацевитый. – Харьков, 2012. – 173 с. – № ГР 0110U006347.*
  9. *Тимошенко С. П.* Теория упругости / С. П. Тимошенко, Дж. Гудьер. – М.: Наука, 1975. – 575 с.
  10. *Инструкция по порядку продления срока службы барабанов котлов высокого давления: СО 153–34.17.442–2003: утв. Мин-вом энергетики Российской Федерации: введ. в действие 30.06.2003. – М., 2003. – 18 с.*

Поступила в редакцию  
12.01.13

УДК 539.3

**А. В. Линник**\*

**О. Н. Зеленская**\*

**М. Г. Кузнецова**\*

**Т. Ф. Медведовская**\*\* , канд. техн. наук

**Е. Л. Медведева**\*\*

\* ОАО «Турбоатом»

(г. Харьков, e-mail: lynnyk@turboatom.com.ua)

\*\* Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины  
(г. Харьков, e-mail: tmed@ipmach.kharkov.ua)

## ОПЫТ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПРОЧНОСТИ И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК НЕСУЩИХ КОНСТРУКЦИЙ ОБРАТИМЫХ ГИДРОМАШИН

*Разработаны методики и пакеты прикладных программ для численного анализа статического и динамического напряженно-деформированного состояния и динамики несущих конструкций (крышек) обратимых гидромашин, работающих в диапазоне напоров 70–600 м. Приведены результаты численных исследований прочности и динамических характеристик крышек гидромашин ГАЭС производства ОАО «Турбоатом».*

*Розроблено методики та пакети прикладних програм для чисельного аналізу статичного й динамічного напружено-деформованого стану та динаміки несучих конструкцій (кришок) оборотних гідромашин, що працюють у діапазоні напорів 70–600 м. Наведено результати чисельних досліджень міцності та динамічних характеристик кришок гідромашин ГАЕС виробництва ВАТ «Турбоатом».*