

УДК 621.125

## УПРУГО-НАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ВНУТРЕННЕГО КОРПУСА ЦИЛИНДРА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

<sup>1</sup> С. А. Пальков[sergpalkov@gmail.com](mailto:sergpalkov@gmail.com)

ORCID: 0000-0002-2215-0689

<sup>2</sup> Н. Г. Шульженко,

д-р техн. наук

[mklshulzhenko@gmail.com](mailto:mklshulzhenko@gmail.com)

ORCID: 0000-0002-1386-0988

<sup>1</sup> Акционерное общество

«Турбоатом»,

61037, Украина, г. Харьков,

пр. Московский, 199

<sup>2</sup> Институт проблем

машиностроения

им. А. Н. Подгорного

НАН Украины,

61046, Украина, г. Харьков,

ул. Пожарского, 2/10

Оценивается упруго-напряженное состояние внутренних корпусов цилиндров высокого давления (ЦВД) паровых турбин мощностью 300 и 500 МВт с использованием трехмерной расчетной модели конструкции. Внутренние литые корпуса ЦВД, имеющие сложную пространственную форму и работающие в условиях сложного силового и теплового нагружения, являются одними из наиболее ответственных и дорогостоящих элементов паровых турбин, лимитирующими их ресурс. Применявшиеся в инженерной практике упрощенные расчетные модели не позволяли оценить ряд факторов, определяющих особенности напряженного состояния. Для уточнения распределения напряжений по конструкции внутренних корпусов решается задача напряженно-деформированного состояния (НДС) в трехмерной постановке с учетом условий эксплуатации и контактного взаимодействия фланцев. Чтобы определить степень влияния отдельных факторов на НДС, их учет проводится последовательно. На данном этапе задача о НДС внутреннего корпуса решается в упругой постановке, без учета влияния температурных напряжений и деформаций. Решение контактной задачи во фланцевых соединениях внутренних корпусов основано на применении модели контактного слоя. Зоны предполагаемого контактного взаимодействия представляются контактными элементами, механическое взаимодействие поверхностей контакта определяется величиной их взаимного проникновения. Задача определения НДС внутренних корпусов ЦВД турбин К-325-23,5 и К-540-23,5 в трехмерной постановке решается с использованием метода конечных элементов, общее число элементов – 19553 и 1780141 соответственно. В созданных конечноэлементных моделях учитывается контактное взаимодействие фланцев двух половин корпуса в области горизонтального разреза. В зонах контакта осуществляется сгущение сетки. Приводятся результаты расчетной оценки напряженного состояния внутренних корпусов ЦВД паровых турбин мощностью 300 и 500 МВт при упругом деформировании с учетом влияния нагрузок, возникающих в процессе монтажа и эксплуатации турбин.

**Ключевые слова:** турбина, фланцевое соединение, горизонтальный разъем, внутренний корпус, цилиндр высокого давления, напряженное состояние, перепад давления, граничные условия, расчетная оценка, плоскость разреза.

### Постановка задачи

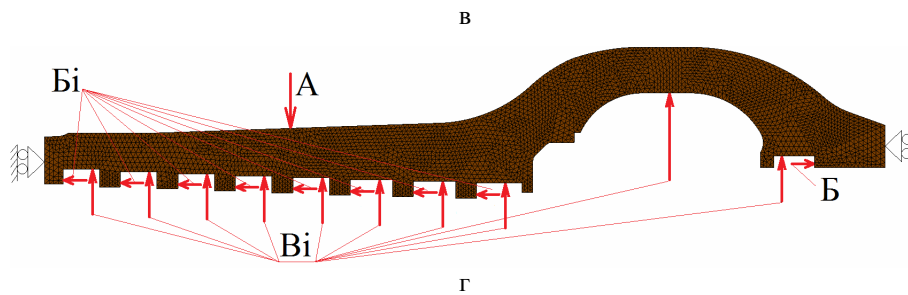
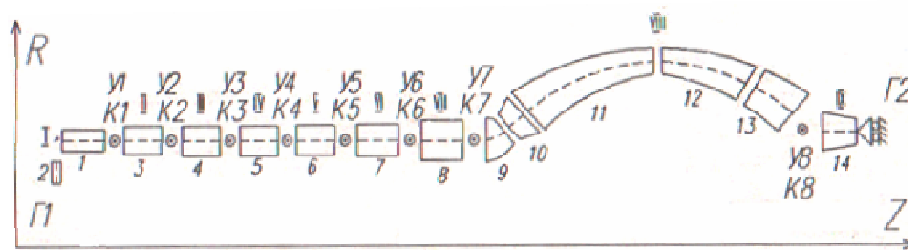
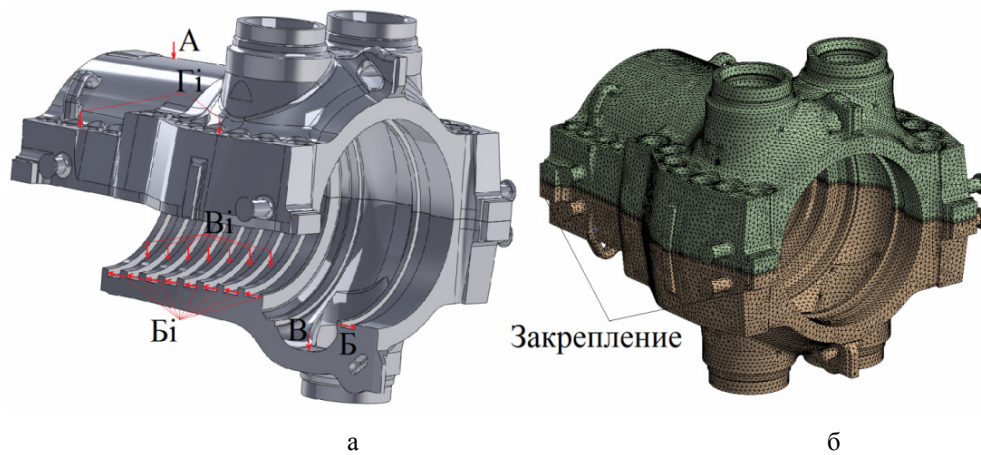
Эксплуатация паровых турбин в условиях возрастающей неравномерности графика энергопотребления свидетельствует, что надежность и маневренность энергоблоков наряду с другими факторами [1] определяется уровнем напряжений, возникающих в корпусных деталях турбин.

Объектом исследования в данной работе являются высоконапряженные внутренние корпуса ЦВД существующих турбин К-325-23.5 и К-540-23.5, работающих при высоких параметрах пара.

Целью данной работы является расчетное определение особенностей напряженного состояния внутренних корпусов цилиндров на основе использования трехмерных моделей и выявление наиболее напряженных зон корпусов, требующих повышенного внимания при проектировании и эксплуатации этих турбин.

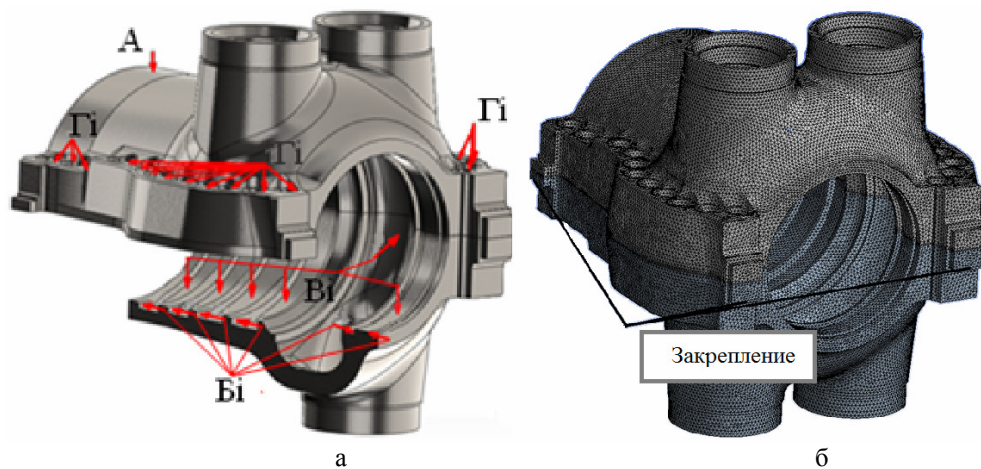
Расчетное определение напряжений во внутреннем корпусе ЦВД, имеющего сложную пространственную форму и работающего в условиях сложного силового и теплового нагружения (рис. 1–2), по трехмерным моделям позволяет оценить влияние ряда факторов. Последние определяют особенности напряженного состояния, которые нельзя установить на основе применявшихся в инженерной практике моделей из-за их неполноты, приближенности формирования граничных условий и использования физико-механических свойств материалов [2].

© С. А. Пальков, Н. Г. Шульженко, 2019



**Рис. 1. Расчетные модели корпуса ЦВД турбины K-325-23,5:**

а – расчетная модель корпуса в соответствии с методикой № 1; б – конечноэлементная (КЭ) модель корпуса в трехмерной постановке; в – расчетная модель по методике № 2; г – расчетная модель по методике № 3



**Рис. 2. Расчетная модель корпуса ЦВД турбины K-540-23,5:**

а – схема нагружения; б – КЭ модель корпуса в трехмерной постановке

Для оценки прочности литого корпуса ЦВД, который является одним из наиболее ответственных и дорогостоящих элементов паровой турбины, лимитирующим ее ресурс, необходимо исследовать его НДС с учетом условий эксплуатации, обусловленное неоднородными температурными полями и внутренним давлением парового потока.

Последовательный учет указанных факторов при определении и анализе НДС внутреннего корпуса позволит определить степень их влияния на реальную картину НДС, что в дальнейшем дает возможность оценить соответствие результатов на каждом этапе решения поставленных задач, сопоставлением их с данными экспериментов и эксплуатации.

На данном этапе задача о НДС внутреннего корпуса решается в упругой постановке, без учета влияния температурных напряжений и деформаций. При этом учитываются:

- распределенная нагрузка на расточках для установки диафрагм в корпусе (на схеме нагружения – нагрузки группы «Б», рис. 1, а, г, рис. 2, а);
- различный по продольной оси перепад давлений на стенки корпуса (определяется со схемы нагружения как разность давления на наружную стенку корпуса «А» и давлений на внутреннюю стенку корпуса – нагрузки группы «В» рис. 1, а, г, рис. 2, а);
- затяжка крепежа фланцевого соединения, изготовленного из стали ЭП-182 (20Х1М1Ф1ТР), моделируются в соответствии с [3] (на схеме нагружения – нагрузки группы «Г», рис. 1, а, рис. 2, а);
- контактное взаимодействие во фланцевом соединении в месте разъема.
- влияние весовых нагрузок. Граничными условиями, моделирующими закрепление корпуса в расчетных трехмерных моделях, являются: жесткое закрепление в месте, где нижняя половина корпуса опирается на лапы, и ограничение перемещений по плоскости разъема в области, где лапы корпуса упираются в пазы наружного корпуса (рис. 1, 2). В расчетных двухмерных моделях корпус закрепляется по торцам с запретом осевых перемещений.

На рис. 1, 2 показаны расчетные схемы корпусов, изготовленных из стали 15Х1М1ФЛ, для определения НДС:

– КЭ модели для расчета НДС в пространственной трехмерной постановке корпусов турбин К-325-23.5 и К-540-23.5 с помощью метода конечных элементов (МКЭ) (рис. 1, б, рис. 2, б) – далее методика № 1;

– оболочечная модель для исследования НДС решением краевых задач статики по теории тонкостенных оболочек вращения с разветвленным меридианом на осесимметричную нагрузку (рис. 1, в), далее – методика № 2 (используемая АО «Турбоатом»);

– КЭ модель, предназначенная для расчета НДС решением краевых осесимметричных задач теории упругости и пластичности с помощью МКЭ (рис. 1, г), далее – методика № 3.

Физико-механические свойства материалов (модуль Юнга  $E$ , коэффициент Пуассона  $\nu$ , плотность  $\rho$ ), используемые при изготовлении внутреннего корпуса и крепежа, приводятся в таблице [4].

**Физико-механические свойства материалов корпуса и крепежа**

Материал	Физико-механические свойства		
	$E \cdot 10^{-3}$ , МПа	$\nu$	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>
ЭП-182 (шпильки)	215	0,3	7850
15Х1М1ФЛ (корпус)	217	0,3	7800

Общим недостатком использования плоских расчетных моделей (рис. 1, в, 1, г) является отсутствие возможности учета патрубков и фланцев горизонтального разъема.

Трехмерные модели корпусов ЦВД паровых турбин К-325-23.5 и К-540-23.5 с четвертичным вырезом в нижней половине, разработанные в пакете геометрического моделирования Autodesk Inventor Professional, представлены на рис. 1, а, 2, а. Верхние и нижние корпуса соединены 22 и 24 шпильками соответственно.

КЭ трехмерные модели указанных выше внутренних корпусов изображены на рис. 1, б, 2, б. При создании сетки КЭ рассматривались элементы гексаэдрической и тетраэдрической формы, однако ввиду значительной сложности криволинейных поверхностей корпуса, а также с целью упрощения размерности итерационного расчета для моделирования принят элемент тетраэдрической формы [5]. При разбиении двух исходных моделей получено около 192653 и 1780141 КЭ тетраэдрической формы

соответственно. При создании сетки КЭ использовался элемент объемного НДС представленный на рис. 3, где I, J, K, L, M, N, O, P, Q, R – узлы; 1 (J-I-K), 2 (I-J-L), 3 (J-K-L), 4 (K-I-L) – грани. Это трехмерный квадратичный элемент задач механики деформируемого твердого тела с десятью узлами и тремя степенями свободы в каждом узле: перемещения в направлении осей X, Y и Z узловой системы координат. КЭ имеет квадратичное представление перемещений и в состоянии использовать нерегулярную форму сетки, что важно при создании расчетных КЭ моделей на основе твердотельных моделей, импортированных из различных системных комплексов для проектирования.

Указанные трехмерные модели включают также симметричное контактное взаимодействие фланцев двух половин корпуса, что позволяет точнее определить его НДС. Рассматриваемая КЭ модель имеет несколько зон контактного взаимодействия. При моделировании внутреннего корпуса в целом

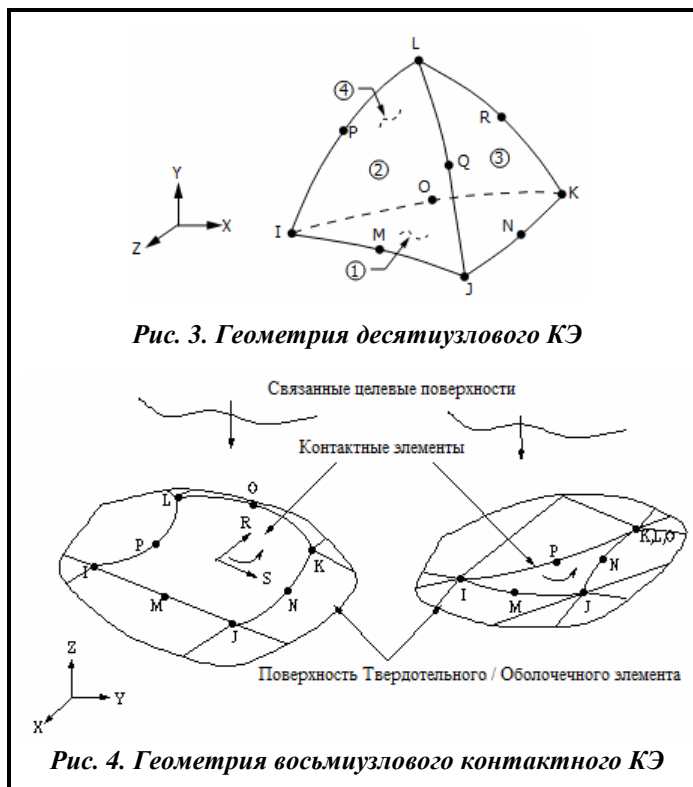


Рис. 3. Геометрия десятиузловой КЭ

Рис. 4. Геометрия восьмиузловой контактной КЭ

рассматривалось только контактное взаимодействие фланцев между собой, а контактное взаимодействие крепежа и фланцев корпуса не учитывалось, поскольку более высокая, по сравнению с фланцем, податливость шпилек обеспечивает сравнительно стабильную нагрузку при деформации корпуса. Моделирование фланцевого соединения с учетом всех вышеизложенных контактных взаимодействий по МКЭ затруднительно, поскольку приведет к решению сложной нелинейной задачи высокой размерности, требующей детальных исследований.

В зонах контакта, главным образом влияющих на передачу усилий между взаимодействующими элементами, имеет место сгущение сетки с уменьшением размера КЭ до 1 мм. При моделировании контактного взаимодействия для контакта и скольжения обозначения контакта и скольжения между трехмерными «целевыми» поверхностями и деформируемой поверхностью, определяемой этим элементом, использовался восьмиузловой контактный КЭ (рис. 4).

В ходе разбиения двухмерной КЭ модели получено 6145 КЭ.

Учитывая, что рассматриваемый корпус находится в условиях сложного напряженного состояния, оценка его прочности осуществлялась на основании анализа главных напряжений по теории предельного состояния Мизеса–Генки, также известной как теория энергии формоизменения, или четвертая теория прочности [6]. Эта теория исходит из предпосылки о том, что количество потенциальной энергии формоизменения, накопленной к моменту наступления опасного состояния (текущая прочность материала), одинаково как при сложном напряженном состоянии, так и при простом растяжении. Указанная теория прочности также хорошо подтверждается опытами с пластичными материалами, имеющими одинаковый предел текучести при растяжении и сжатии [7].

Три составляющих значения главных напряжений  $\sigma_0$  при объемном напряженном состоянии представляют собой корни кубического уравнения, определяемого компонентами вектора напряжений

$$\begin{vmatrix} \sigma_x - \sigma_0 & \frac{1}{2}\sigma_{xy} & \frac{1}{2}\sigma_{xz} \\ \frac{1}{2}\sigma_{xy} & \sigma_y - \sigma_0 & \frac{1}{2}\sigma_{yz} \\ \frac{1}{2}\sigma_{xz} & \frac{1}{2}\sigma_{yz} & \sigma_z - \sigma_0 \end{vmatrix} = 0.$$



Главные напряжения обозначаются через  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  и  $\sigma_3$ . Эти эквивалентные напряжения упорядочены таким образом, что  $\sigma_1$  представляет собой наибольшее положительное напряжение, а  $\sigma_3$  – наибольшее отрицательное.

В исчислении главных напряжений  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  и  $\sigma_3$  эквивалентное напряжение по Мизесу выражаются так:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\left\{ \frac{[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]}{2} \right\}}.$$

Эквивалентные напряжения связаны с эквивалентными деформациями следующим соотношением:

$$\sigma_{\text{экв}} = 2\varepsilon_{\text{экв}}G,$$

где  $G = E/(2(1+\nu))$  – модуль сдвига;  $E$  – модуль Юнга;  $\nu$  – коэффициент Пуассона.

### Анализ результатов расчета

Из анализа результатов расчета напряженного состояния внутреннего корпуса ЦВД турбины К-325-23.5 по расчетным методикам № 1–3 следует, что максимальной величины достигают напряжения в местах сопряжения тороидальной части корпуса с пароподводящими патрубками. Эквивалентные напряжения в цилиндрической части корпуса малы.

На рис. 5 приводятся эквивалентные напряжения, полученные в результате расчета по методикам, в основе которых лежит МКЭ (в двухмерной и трехмерной постановках) и по методике, основанной на уравнениях осесимметричной задачи теории упругости в двухмерной постановке, где 1 – результаты расчета по методике № 1; 2 – по методике № 2; 3 – по методике № 3 (номера участков указаны на рис. 1, в).

Из приведенных на рис. 5 результатов следует, что напряжения, полученные по методикам № 1, № 2 (либо № 3), практически совпадают и имеется ярко выраженное различие в характере распределения эквивалентных напряжений в районе перехода цилиндрической части корпуса в тороидальную (участки № 9–14 на рис. 5). Это, вероятно, вызвано влиянием таких геометрических концентраторов напряжений, как пароподводящие патрубки и фланцы горизонтального разъема, влияние которых не учитывают упрощенные двухмерные модели.

В двухмерных моделях закрепление корпуса осуществлялось по торцам с запретом осевых перемещений, что вызвало, как следует из рис. 5, некоторое повышение напряжений на этих участках.

В результате расчетов получены напряжения в стенках корпуса ЦВД турбины К-325-23.5 (рис. 5, 6).

Задача определения НДС внутреннего корпуса ЦВД турбины К-500-240-2 решалась на основе трехмерной модели, представляющей собой верхнюю и нижнюю половины внутреннего корпуса в сборе. На рис. 7, 8 представлены значения эквивалентных напряжений по Мизесу на симметричной половине корпуса [8] при учете весовой нагрузки, различного по продольной оси перепада давлений на стенки корпуса, распределенной нагрузки на расточки для установки диафрагм в корпусе.

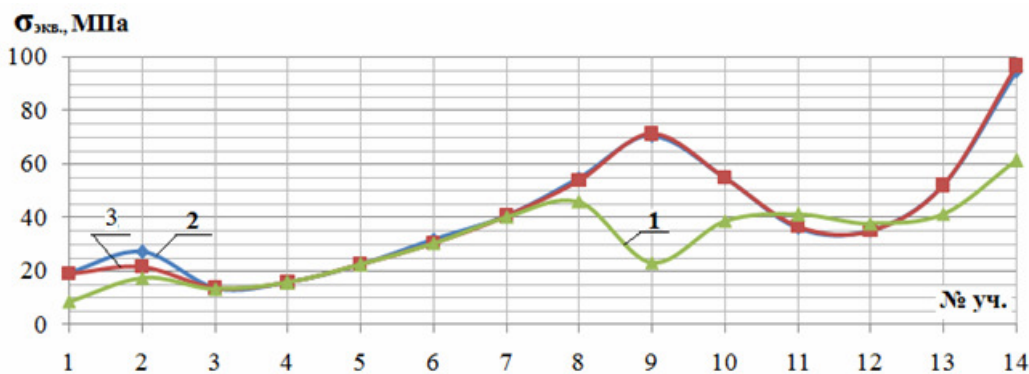
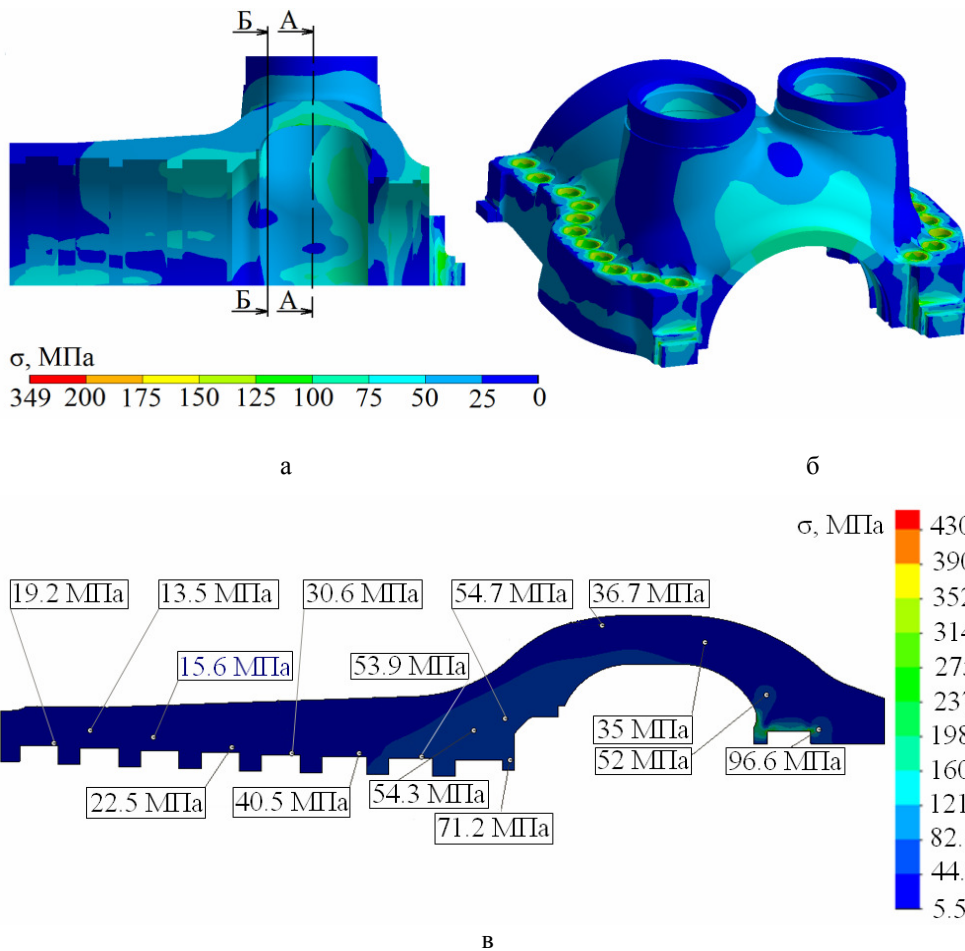
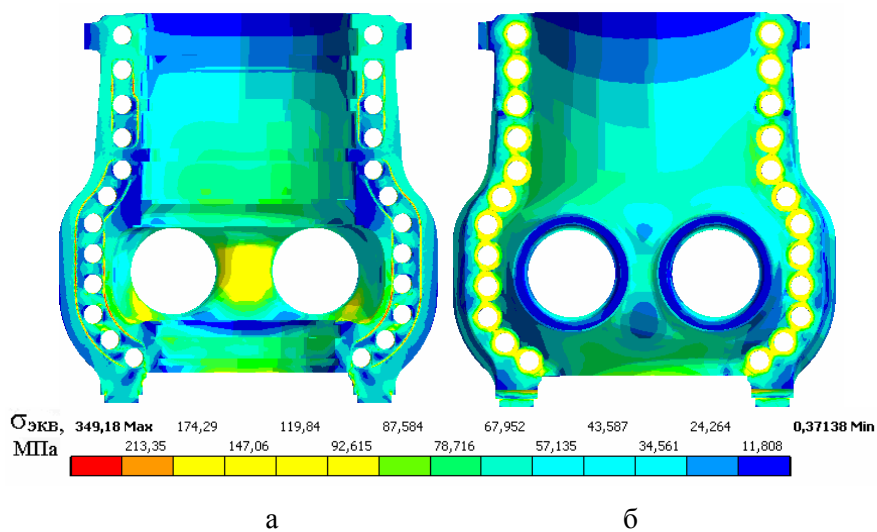


Рис. 5. Распределение эквивалентных напряжений в меридиональном сечении корпуса ЦВД турбины К-325-23.5

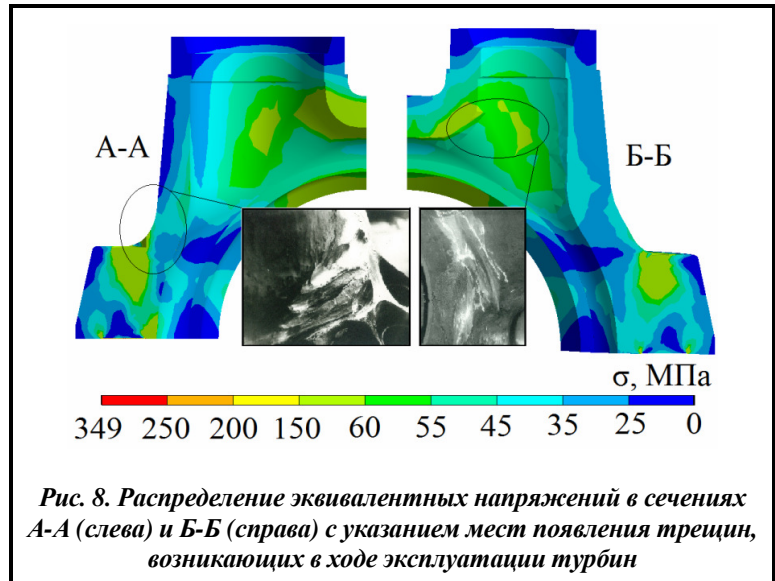


**Рис. 6. Напряженно-деформированное состояние внутреннего корпуса ЦВД турбины К-325-23.5:**  
 а – распределение эквивалентных напряжений в меридиональном сечении корпуса (методика № 1);  
 б – распределение деформаций вдоль оси Y (нижняя часть);  
 в – распределение эквивалентных напряжений в меридиональном сечении корпуса (методика № 3)



**Рис. 7. Распределение эквивалентных напряжений на внутреннем корпусе:**  
 а – вид с наружной стороны; б – вид с внутренней стороны

Как следует из рис. 7, максимальные местные напряжения наблюдаются на обнизке и составляют около 349 МПа, что связано с деформацией материала от высокого контактного давления на уплотнительной поверхности. В верхней части корпуса, а именно, на участке перемычки между пароподводящими патрубками средние по толщине стенки напряжения составляют около 75 МПа. В районе фланцев всплеск напряжений наблюдается только в зоне опорной поверхности в районе гайки и составляет около 120 МПа, в среднем же напряжения в районе фланцев корпуса незначительны – менее 32 МПа, что вполне соответствует нормативным требованиям [9].



*Рис. 8. Распределение эквивалентных напряжений в сечениях А-А (слева) и Б-Б (справа) с указанием мест появления трещин, возникающих в ходе эксплуатации турбин*

Очевидно, что в характерных сечениях (рис. 7, 8), где согласно статистике обнаруженных дефектов в течение длительного времени при эксплуатации турбины возникали трещины, имеет место повышение напряжений на наружной поверхности в районе сопряжения тороидальной части корпуса с фланцем горизонтального разъема (сечение А-А) и на внутренней поверхности в районе сопряжения паровпускного патрубка с цилиндрической частью корпуса (Б-Б).

В целом, напряжения по сечениям невелики (около 55 МПа) и находятся в установленных нормах [9], что, видимо, связано с решением задачи в предложенной постановке, без учета влияния температурных полей на напряженное состояние внутреннего корпуса ЦВД [10, 11, 12].

### Выводы

В работе впервые в трехмерной постановке выполнена оценка напряженного состояния внутренних корпусов ЦВД паровых турбин мощностью 300 и 500 МВт при их упругом деформировании, что является первым этапом решения задачи с учетом ряда факторов, имеющих место при эксплуатации. При этом установлено:

- напряженное состояние внутренних корпусов является трехмерным и наблюдается сложная деформационная картина;
- в целом уровень напряжений в стенках корпуса невелик, но имеются зоны повышения напряжений на наружной поверхности в районе сопряжения тороидальной части корпуса с фланцем горизонтального разъема и на внутренней поверхности – в районе сопряжения паровпускного патрубка с цилиндрической частью корпуса;
- наибольшие деформации испытывает тороидальная часть корпусов в районе перемычки между пароподводящими патрубками в радиальном направлении;
- зоны повышенных расчетных напряжений соответствуют местам концентрации дефектов, обнаруживаемых при эксплуатации турбин, что косвенно указывает на причину появления этих дефектов.

Решение задачи в трехмерной постановке позволило оценить степень влияния различных геометрических концентраторов напряжений, таких, как пароподводящие патрубки и фланцы горизонтального разъема – в районе перехода цилиндрической части корпуса в тороидальную имеется ярко выраженное различие в характере распределения эквивалентных напряжений.

Сравнение результатов, полученных методом конечных элементов по трехмерной модели, с данными по двумерным моделям свидетельствует, что результаты расчета НДС на некотором удалении от зон пересечения основной части корпуса с пароподводящими патрубками и фланцами горизонтального разъема согласуются между собой, в иных зонах наблюдается значительное отличие уровней напряжений.

Полученные результаты свидетельствуют о целесообразности решения задачи в трехмерной постановке с учетом ряда эксплуатационных факторов: температурных полей, податливости шпилек, термодатного взаимодействия элементов, влияния пластичности, ползучести и т.п.

### Литература

1. Денисюк С. П., Базюк Т. М. Аналіз впливу нерівномірності споживання електроенергії. *Східно-європейський журнал передових технологій*. 2013. Т. 4. № 8 (64). С. 9–13
2. Левашов В. А. Разработка метода расчета термонапряженного состояния корпусных и роторных деталей центробежных газоперекачивающих агрегатов: дис. ... канд. техн. наук / Харьк. политехн. ин-т. Харьков, 1991. 211 с.
3. ГОСТ 20700-75. Болты, шпильки, гайки и шайбы для фланцевых и анкерных соединений с температурой среды от 0° до 650°. М.: Изд-во стандартов, 1975. 22 с.
4. Свойства сталей и сплавов, применяемых в котлотурбостроении / под ред. А. В. Станюковича. Л.: Центр. котлотурбин. ин-т, 1966. Ч. 1. 219 с.
5. Дерягин А. А. Формообразование и анимация 3D-объектов на основе тетрагональной регулярной сетки. *Прикл. информатика*. 2013. № 2 (44). С. 94–101.
6. Зенкевич О. К. Метод конечных элементов в технике. М.: Мир, 1975. 541 с.
7. Спивак А. С. Механика горных пород. (Применительно к процессам разрушения при бурении скважин). М.: Недра, 1967. 192 с.
8. Туренко А. Н., Богомолов В. А., Степченко А. С. Компьютерное проектирование и расчет на прочность деталей автомобиля: учеб. пособие. Харьков: Харьк. нац. автомоб.-дор. ун-т, 2003. 336 с.
9. ОСТ 108.020.132-85. Турбины паровые стационарные. Нормы расчета на прочность корпусов цилиндров и клапанов. Л.: Центр. котлотурбин. ин-т, 1986. 32 с.
10. Сафонов Л. П., Селезнев К. П., Коваленко А. Н. Тепловое состояние высоконапряженных паровых турбин. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1983. 295 с.
11. Шульженко Н. Г., Гонтаровский П. П., Зайцев Б. Ф. Задачи термочности, вибродиагностики и ресурса энергоагрегатов (модели, методы, результаты исследований). Saarbrücken, Germany: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2011. 370 с.
12. Швецов В. Л., Губский А. Н., Пальков И. А., Пальков С. А. Прочность высоконапряженных элементов паровой турбины. *Вестн. Нац. техн. ун-та «ХПИ»*. 2012. № 7. С. 70–75.

Поступила в редакцию 18.11.2019

### Пружно-напружений стан елементів внутрішнього корпусу циліндра високого тиску парової турбіни

<sup>1</sup>С. А. Пальков, <sup>2</sup>М. Г. Шульженко

<sup>1</sup> Акціонерне товариство «Турбоатом»,  
61037, Україна, м. Харків, пр. Московський, 199

<sup>2</sup> Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України,  
61046, Україна, м. Харків, вул. Пожарського, 2/10

Оцінюється пружно-напружений стан внутрішніх корпусів циліндрів високого тиску (ЦВТ) парових турбін потужністю 300 і 500 МВт з використанням тривимірної розрахункової моделі конструкції. Внутрішні литі корпуси ЦВТ, що мають складну просторову форму і працюють в умовах складного силового і теплового навантаження, є одними з найбільш відповідальних і дорогих елементів парових турбін, що лімітують їх ресурс. Спроцені розрахункові моделі, що застосовувалися в інженерній практиці, не дозволяли оцінити ряд факторів, що визначають особливості напруженого стану. Для уточнення розподілу напружень по конструкції внутрішніх корпусів розв'язується задача напружено-деформованого стану (НДС) в тривимірній постановці з урахуванням умов експлуатації і контактної взаємодії фланців. Щоб визначити ступінь впливу окремих факторів на НДС, їх урахування проводиться послідовно. На даному етапі задача про НДС внутрішнього корпусу розв'язується в пружній постановці, без урахування впливу температурних напружень і деформацій. Розв'язок контактної задачі у фланцевих з'єднаннях внутрішніх корпусів базується на застосуванні моделі контактної сфери. Зони передбачуваної контактної взаємодії зображуються контактними елементами, механічна взаємодія поверхонь контакту визначається величиною їх взаємного проникнення. Задача визначення НДС внутрішніх корпусів ЦВТ тур-



бін K-325-23.5 і K-540-23.5 у тривимірній постановці розв'язується за використанням методу скінченних елементів, загальне число елементів – 19553 і 1780141 відповідно. В створених скінченноелементних моделях враховано контактну взаємодію фланців двох половин корпусу в області горизонтального роз'єму. У зонах контакту здійснюється згушення сітки. Наводяться результати оцінки напруженого стану внутрішніх корпусів ЦВТ парових турбін потужністю 300 і 500 МВт при пружному деформуванні з урахуванням впливу навантажень, що виникають в процесі монтажу і експлуатації турбін.

**Ключові слова:** турбіна, фланцеве з'єднання, горизонтальний роз'єм, внутрішній корпус, циліндр високого тиску, напружений стан, перепад тиску, граничні умови, розрахункова оцінка, площина роз'єму.