

УДК 629.735

ТЕПЛОВОЕ И НАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ КОРПУСА РЕГУЛИРУЮЩЕГО КЛАПАНА ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ НА СТАЦИОНАРНЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ

¹ А. С. Колядюкduk86@outlook.com

ORCID: 0000-0003-2946-272X

² Н. Г. Шульженко,

д-р техн. наук

mklshulzhenko@gmail.com

ORCID: 0000-0002-1386-0988

¹ ГП «Государственный научно-инженерный центр систем контроля и аварийного реагирования», 04213, Украина, г. Киев, пр. Героев Сталинграда, 64/56

² Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, 61046, Украина, г. Харьков, ул. Пожарского, 2/10

Целью данной работы является определение наиболее напряженных зон и оценка возможности появления пластических деформаций корпуса регулирующего клапана в местах появления трещин при эксплуатации на стационарных режимах работы паровой турбины К-325. Задача решается в два этапа. Вначале определяются характеристики течения пара в системе парораспределения и температура корпуса. Затем оценивается упругое напряженно-деформированное состояние корпуса одного из двух блоков клапанов (через который расход пара всегда больше, чем через другой) с использованием значений поля температур корпуса. Характеристики течения пара в системе парораспределения и тепловое состояние корпуса регулирующего клапана определяются численно методом конечных элементов. Скорости, температура и давление пара на стенке корпуса находятся на основе решения уравнения Навье-Стокса в трехмерной постановке. Установлено, что температура пара перед регулирующими клапанами турбины практически не отличается от температуры перед стопорным клапаном. В самом же корпусе за регулирующими клапанами при их частичном открытии может происходить существенное понижение температуры пара из-за дросселирования. Значительное снижение температуры пара в регулирующем клапане (на 100 °С) наблюдается на малых мощностях с номинальным давлением пара за котлом. Расчет упругого напряженно-деформированного состояния корпуса блока регулирования осуществлен с использованием метода конечных элементов на основе трехмерной математической модели деформирования корпуса. В результате получено напряженное состояние корпуса клапана при различных режимах работы турбины. Показано, что отличия в напряжениях для разных режимов связаны с изменениями теплового состояния корпуса клапана и распределением давления на его стенки. Установлены зоны возможных пластических деформаций корпуса клапана, где упругие напряжения превышают предел текучести материала. Из полученных результатов следует, что наиболее опасным режимом по статической прочности корпуса регулирующего клапана является не номинальный режим работы турбины при мощности 320 МВт, а частичный – при 180 МВт.

Ключевые слова: течение пара, система парораспределения, термонапряженное состояние, корпус клапана.

Введение

Регулирующие клапана паровых турбин являются исполнительными органами системы парораспределения. От их надежной работы зависит стабильность эксплуатации турбины и ее надежность при возможных нештатных ситуациях. Поэтому исследования прочности корпусов регулирующих клапанов имеют важное значение для обеспечения надежной эксплуатации турбины и оборудования в целом.

В современной паровой турбине К-325 есть два идентичных объединенных блока [1], состоящих из стопорного и двух регулирующих клапанов, расположенных в общем корпусе. Последний представляет собой отливку сложной конфигурации (рис. 1) с габаритными размерами 1,5×1,6×1,5 м. Перегретый пар под давлением 24 МПа с температурой 540 °С подводится по патрубку в пароприемную камеру (под стопорным клапаном) и, пройдя клапан, подается далее в камеру над ним, общую для двух регулирующих клапанов, расположенных в том же корпусе. В центральной камере пар проходит через паровое сито, препятствующее попаданию в блок клапанов и в проточную часть турбины сварного грата и посторонних включений. В этом же корпусе имеются каналы за регулирующими клапанами, отделяемые от центральной камеры тонкими перемычками.

В данной работе рассматривается один из блоков с регулирующими клапанами РК1 и РК3, поскольку расход пара через этот блок всегда выше, чем через другой (регулирующие клапана РК2 и РК4 находятся во втором блоке, работающем параллельно рассматриваемому).

Нормальная работа турбины невозможна без надежной системы регулирования расхода пара, поэтому к регулирующим клапанам предъявляются жесткие требования по их эксплуатационной надежности. Как показывает опыт эксплуатации, в пароприемной камере клапана и патрубках перед регулирующими клапанами в каждом из корпусов появляются трещины, что требует проведения значительных ремонтно-восстановительных работ. Этим объясняется актуальность оценки прочности корпуса регулирующего клапана паровой турбины К-325.

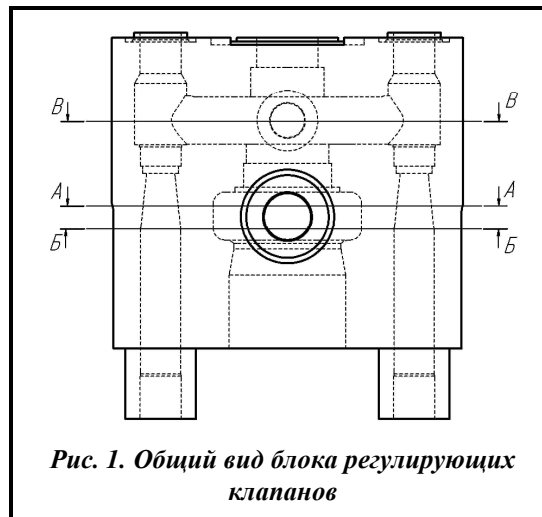


Рис. 1. Общий вид блока регулирующих клапанов

Целью данной работы является определение наиболее напряжённых зон и оценка возможности появления пластических деформаций корпуса регулирующего клапана в местах появления трещин при эксплуатации на стационарных режимах работы турбины.

Для определения граничных условий задачи термомпрочности (температура корпуса и давление пара на его стенки) рассматривались совместно процессы течения пара и теплопроводности в корпусе клапана. Затем решалась задача оценки упруго-напряженного состояния корпуса клапана.

Клапан эксплуатируется на переходных и стационарных режимах работы [2]. Переходные режимы вызываются пуском турбины из холодного, горячего и неостывшего состояний. В данной работе исследуется прочность корпуса клапана на 7 стационарных режимах работы (см. таблицу) Расчетными режимами были следующие: режимы с максимальной и минимальной мощностью турбины 320 и 30 МВт; режимы, когда происходит открытие регулирующего клапана РК3 при 176 и 180 МВт; режим с максимальным расходом пара через клапан при 240 МВт; частичные режимы при 100 и 220 МВт. Максимальный расход пара при 240 МВт (а не 320 МВт) объясняется тем, что в системе регулирования применяются два блока стопорных и регулирующих клапанов. Расход пара через второй блок клапанов (РК2 и РК4) значительно растет после 240 МВт, что и приводит к понижению расхода через первый блок клапанов, несмотря на возрастание открытия РК1 и РК3. При этом скорость открытия РК2 и РК4 при 240 МВт выше (в зависимости от мощности турбины), чем у РК1 и РК3.

Расчетные режимы

Мощность, МВт	Расход пара через блок клапанов, кг/с	Открытие РК1, мм	Открытие РК3, мм	Давление за РК1, МПа	Давление за РК3, МПа
30	9,23	1,2	0	2,163	12,478
100	48,26	9,4	0	11,223	12,478
176	94,62	18,6	0	21,979	12,478
180	99,43	19,1	0,6	22,031	12,478
220	147,7	26,4	7,6	22,525	19,116
240	162,8	30,1	13,2	22,646	22,115
320	140,3	40,2	34,6	22,798	22,799

Оценка температурного состояния корпуса клапана

Течение пара в блоке парораспределения паровой турбины К-325 моделировалось в трехмерной постановке с учетом теплопотерь через стенки корпуса и теплоизоляцию. Теплоизоляция представляет собой оболочку корпуса клапана, выполненную из минераловаты (тип М2Б), толщиной 300 мм. В расчетах она учитывалась как дополнительное твердое тело со свойствами теплоизолирующего материала. В математической модели течения пара использовались осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса для вязкого сжимаемого теплопроводного газа. Они представляются уравнениями неразрывности, изменения количества движения и сохранения энергии [3, 4, 5] пара

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) = 0;$$

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_i U_j) = -\frac{\partial p'}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right];$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho h_{tot}) - \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j h_{tot}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} (U_i \tau_{ij}).$$

где ρ – плотность газа (пара); t – время; x_i, x_j – декартовы координаты; U_i, U_j – компоненты скорости; p – давление; μ_{eff} – эффективная вязкость, $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$; μ, μ_t – коэффициенты ламинарной и турбулентной вязкости; T – температура; p' – модифицированное давление

$$p' = p + \frac{2}{3} \rho k + \frac{2}{3} \mu_{eff} \frac{\partial U_m}{\partial x_m};$$

где k – кинетическая энергия турбулентности; h_{tot} – полная энтальпия; τ – эффективное напряжение; λ – теплопроводность.

Теплопередача в корпусе и теплоизоляции моделируется уравнением теплопроводности

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_m c_p T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda_m \frac{\partial T}{\partial x_j} \right),$$

где ρ_m – плотность материала; c_p – теплоемкость материала; λ_m – теплопроводность материала.

При этом на входе блока регулирующих клапанов задавались расход, давление и температура пара. Граничными условиями на входе блока клапанов являлись значения скорости потока, определяемые через расход пара, его плотность и площадь поперечного сечения. Скорости потока на стенках корпуса были нулевыми. На выходе блока условия представлялись значениями статического давления пара. Температура внутренней поверхности корпуса отвечала температуре пара в пристеночных узлах. На наружной поверхности теплоизоляции задавались граничные условия свободной конвекции.

В результате численного моделирования процессов течения пара и теплопроводности получены значения температуры корпуса и характеристики пара (скорость, давление и температура) в блоке клапанов. Конечноэлементная модель в рассматриваемых расчетных моделях состояла из 33 млн. элементов и 9 млн. узлов с пятью ячейками (элементами) в пограничном слое.

Из результатов расчета, приведенных на рис. 2, следует что, температурное поле корпуса регулирующего клапана отличается для разных стационарных режимов работы. Температура пара перед регулирующими клапанами турбины практически не отличается от температуры перед стопорным клапаном. В самом же корпусе за регулирующими клапанами при их частичном открытии происходит существенное понижение температуры пара из-за дросселирования. На рис. 3 приводятся значения температуры стенок выходных патрубков за регулирующими клапанами (РК1, РК3) при разной мощности турбины. Значительное снижение температуры пара в регулирующих клапанах (на 100 С) наблюдается на малых мощностях с номинальным давлением пара за котлом. По результатам оценки теплового состояния корпуса рассматриваемого блока клапанов можно сказать, что отличие температур корпуса и пара в основном не зависит от мощности турбины и величины открытия РК1 и РК3, за исключением выходных патрубков и седел регулирующих клапанов, где наблюдается значительное понижение температуры по сравнению с температурой пара. Влияние температурного градиента, который достигает значения 100 С, отмечается далее при оценке упруго-напряженного состояния корпуса клапанов.

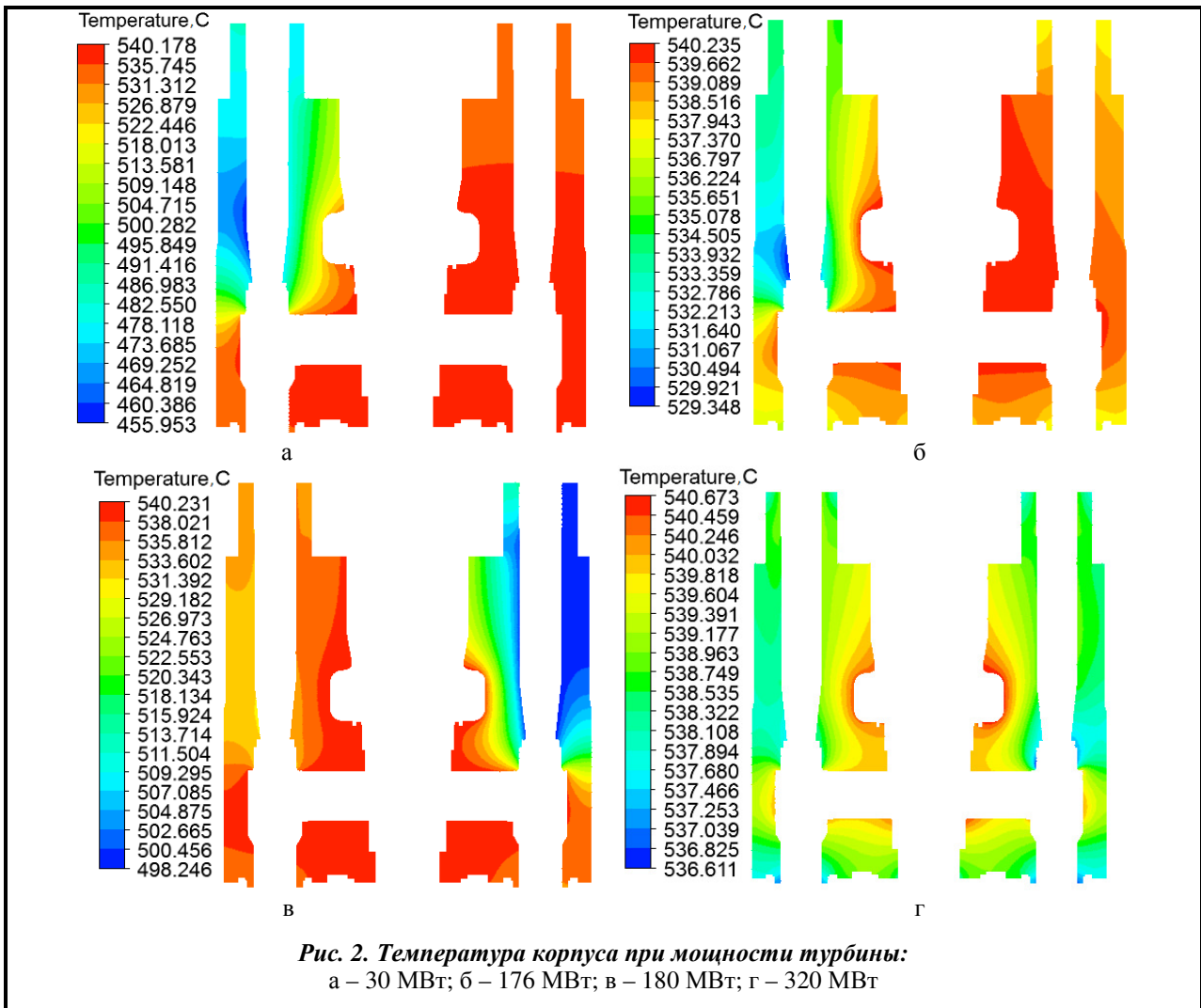


Рис. 2. Температура корпуса при мощности турбины: а – 30 МВт; б – 176 МВт; в – 180 МВт; г – 320 МВт

Оценка упруго напряженного состояния корпуса клапана

Выполнен расчет упруго напряженно-деформированного состояния корпуса блока регулирования паровой турбины К-325 с использованием трехмерной математической модели деформирования корпуса. Задача решалась методом конечных элементов. Полные деформации в точке описываются следующим уравнением [6]:

$$\{\epsilon_n\} = \{\epsilon^{th}\} + [D]^{-1}\{\sigma_e\},$$

где $\{\sigma_e\}$ – вектор упругих напряжений; $[D]$ – матрица жесткости; $\{\epsilon_n\}$ – вектор упругих деформаций; $\{\epsilon^{th}\} = \Delta T [\alpha_x^{se} \alpha_y^{se} \alpha_z^{se} 0 0 0]^T$ – вектор температурной деформации; $\alpha_x^{se}, \alpha_y^{se}, \alpha_z^{se}$ – коэффициенты температурного расширения.

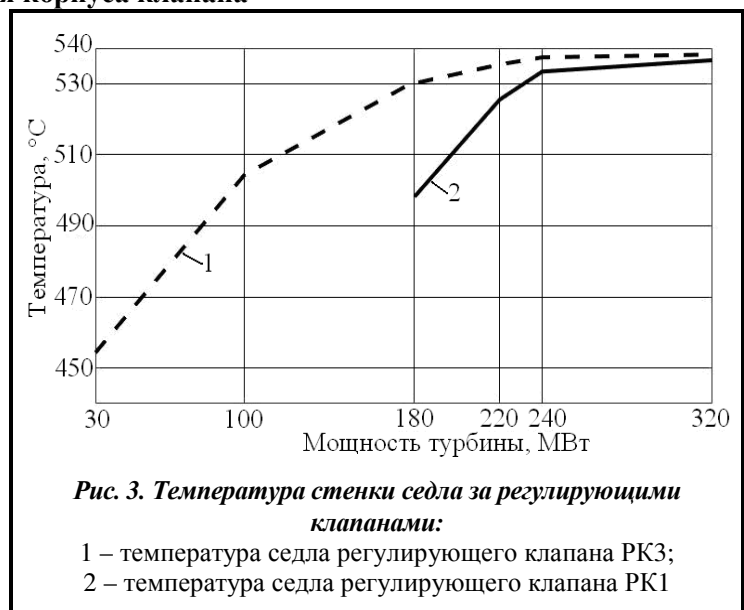


Рис. 3. Температура стенки седла за регулируемыми клапанами:

- 1 – температура седла регулирующего клапана РК3;
- 2 – температура седла регулирующего клапана РК1

Конечноэлементная модель в рассматриваемых расчетах состояла из 197 тыс. элементов и 289 тыс. узлов. Граничные условия в виде температуры корпуса и давления на его внутренние поверхности получены в расчетах температурного состояния на соответствующих режимах. Поскольку конечноэлементные модели для оценок температурного состояния и упругого напряженного состояния корпуса были неодинаковы, то значения температуры корпуса и давления на его поверхности интерполировались на новую сетку для определения напряженного состояния.

В результате численного решения задачи получено напряжённое состояние корпуса клапана при различных режимах работы турбины. Оценка упругих эквивалентных напряжений осуществлялась на поверхности пароприемной камеры. Результаты приведены для четырёх контуров на рис. 4, где показаны разрезы А–А, Б–Б корпуса (рис. 1). Эти области корпуса клапана выбирались исходя из того, что в них появляются трещины при эксплуатации.

Расчетами установлено, что среди рассмотренных режимов наибольшие напряжения наблюдаются при мощности 180 МВт. Получено, что для данного режима на первом контуре напряжения достигают 100 МПа, при этом со стороны РКЗ они составляют 75 МПа, а в районе входного патрубка – 90 МПа (рис.5, а). На втором контуре напряжения возрастают до 160 МПа в центральной части камеры,

со стороны РК1 – до 110 МПа, РКЗ – до 90 МПа, а у входного патрубка – до 135 МПа (рис. 5, б). На 3-м и 4-м контурах наблюдается значительный перепад напряжений: со стороны РК1 они достигают 100 МПа, РКЗ – 120 МПа, в задней части камеры – 30 МПа (рис. 5, в, г).

При мощности 30 МВт в 1-м и 2-м контурах получены такие напряжения: со стороны РКЗ – 45 МПа в первом контуре и 58 МПа – во втором. При этом со стороны РК1 напряжения достигают 20 МПа. Для остальных режимов работы напряженное состояние практически одинаково. В первом контуре напряжения достигают 40 МПа с незначительным уменьшением в задней части камеры до 35 МПа. Во втором контуре напряжения достигают значений 45 МПа с повышением в районе входного патрубка до 60 МПа. В третьем контуре напряжения достигают 30 МПа, а в четвертом – 40 МПа.

Максимальные напряжения в корпусе клапана наблюдаются в патрубках перед РК1 и РКЗ. Следует отметить, что именно в этих областях при эксплуатации наблюдается образование трещин. Напряжения в четырех точках, показанных на рис. 6, определялись в зависимости от мощности турбины (рис. 7). На режиме работы турбины, отвечающем мощности 180 МВт, напряжения в точках 1, 2 достигают значения 190 МПа, а в точках 3, 4 – 160 и 130 МПа. Соответственно на режиме, отвечающем мощности турбины 30 МВт, напряжения перед входом в РК1 достигают значения 100 МПа, а перед входом в РКЗ – 30 МПа. На остальных режимах напряжения в исследуемых точках близки к 80 МПа.

Корпус клапана выполнен из стали 15Х1М1ФЛ с пределом текучести 168,2 МПа. Механические свойства брались для температуры металла 540 °С [7]. Как следует из полученных результатов, эквивалентные напряжения превышают предел текучести, что свидетельствует о возможном появлении

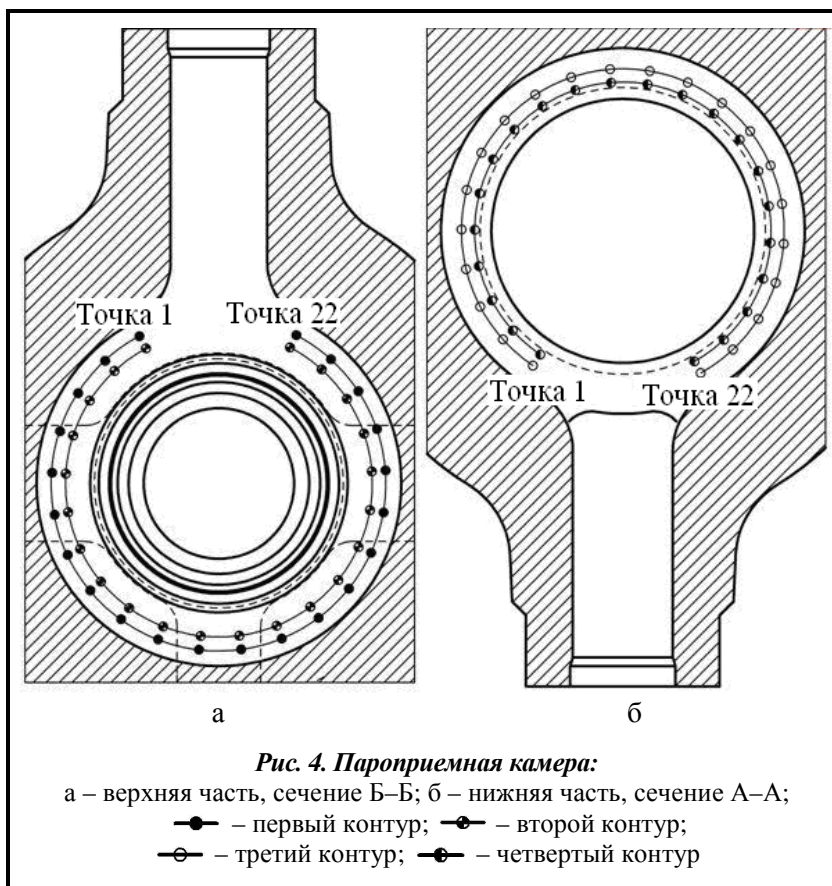
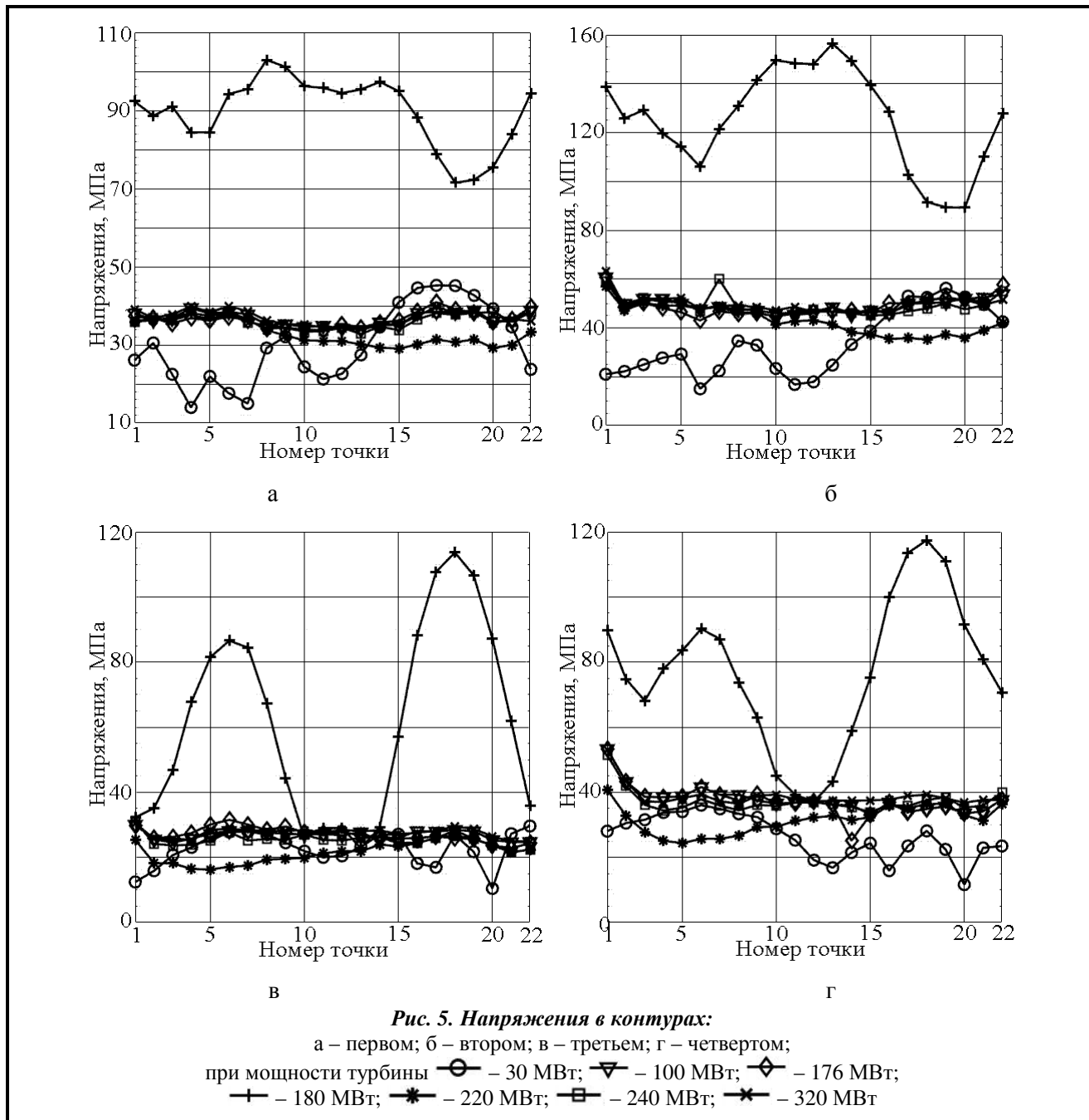


Рис. 4. Пароприемная камера:

а – верхняя часть, сечение Б–Б; б – нижняя часть, сечение А–А;

● – первый контур; ● – второй контур;
 ○ – третий контур; ○ – четвертый контур

пластических деформаций. Это указывает на необходимость исследования прочности корпуса клапана при режиме работы турбины, соответствующем мощности турбины 180 МВт в упруго-пластической постановке. Отличия в напряжениях при разных режимах работы связаны с изменениями теплового состояния корпуса клапана и распределением давления на его стенки. Полученные результаты могут быть использованы при решении задачи циклической прочности.



Выводы

Проведен численный анализ течения пара и теплопроводности в системе парораспределения в трехмерной постановке на стационарных режимах работы турбины К-325 при разной мощности. Определены граничные условия для решения задачи термонапряженного состояния. Выявлено, что с понижением мощности турбины температура стенок выходных патрубков снижется. Максимальное снижение температуры до 455°C наблюдается при мощности 30 МВт. Наибольшие напряжения, превышающие предел текучести материала и вызывающие появление пластических деформаций, обнаружены при мощности 180 МВт. Впервые показано, что снижение температуры корпуса, вызванное дросселированием пара за двумя регулирующими клапанами (на 50°C за РК3 и 15°C за РК1), сильнее повышает напряжения в корпусе, чем снижение температуры только за одним клапаном (РК1) на 100°C . Исходя из полученных результатов можно сказать, что наиболее опасным режимом по критериям статической прочности корпуса регулирующего клапана является не номинальный режим работы турбины при мощности 320 МВт, а частичный – при 180 МВт.

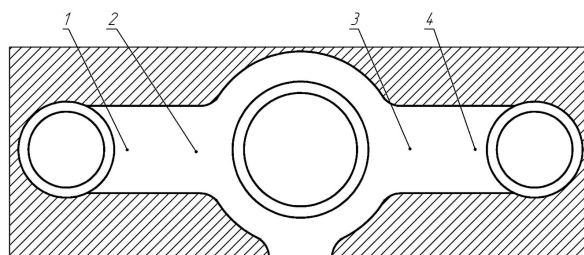


Рис. 6. Схема патрубков перед регулирующими клапанами (сечение В-В, рис. 1), точками 1–4 обозначены места контроля напряжений

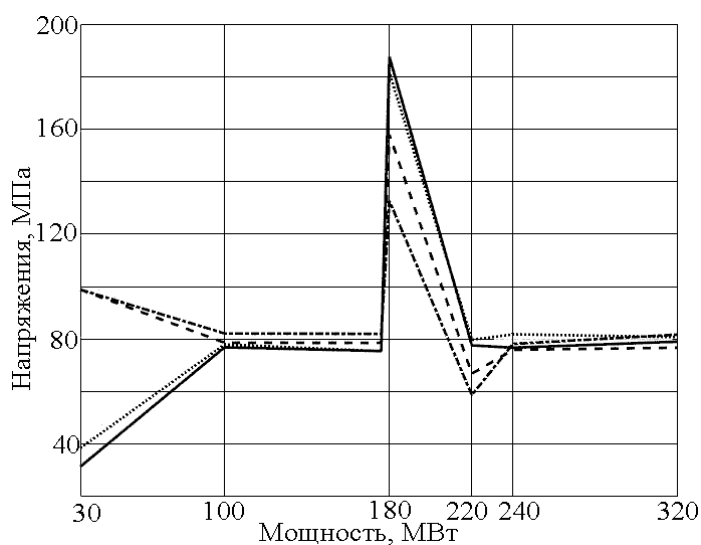


Рис. 7. Напряжения в точках:

--- 1; - - - 2; 3; — 4

Литература

1. Плоткин Е. Р., Лейзерович А. Ш. Пусковые режимы паровых турбин энергоблоков. М.: Энергия, 1980. 192 с.
2. Зарянкин А. Е., Симонов Б. П. Регулирующие и стопорно-регулирующие клапана паровых турбин. М.: Моск. энерг. ин-т, 2005. 360 с.
3. Menter, F. R. Eddy Viscosity Transport Equations and their Relation to the k - ϵ Model. ASME J. Fluids Eng. 1997. Vol. 119. Iss. 4. P. 876–884. <https://doi.org/10.1115/1.2819511>
4. Колядюк А. С., Шульженко Н. Г., Бабаев И. Н. Численное моделирование течения пара в регулирующем клапане турбины. *Вестн. двигателестроения*. 2011. № 2. С. 106–110.
5. Колядюк А. С., Шульженко Н. Г., Ершов С. В. Течение пара и распределение температуры в системе парораспределения турбины для различных режимов ее работы. *Авиац.-косм. техника и технология*. 2012. № 7. С. 85–90.
6. Шульженко Н. Г., Колядюк А. С. Оценка ползучести корпуса регулирующего клапана паровой турбины К-325. *Вісн. НТУ «ХПІ». Сер. Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. 2014. № 11. С. 125–131.
7. ПНАЭ Г-7-002-86. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок / Госатомэнергонадзор СССР. М.: Энергоатомиздат, 1989. 525 с.

Поступила в редакцию 27.03.2019

Тепловий й напружений стан корпусу регулюючого клапана парової турбіни на стаціонарних режимах роботи

¹ Колядюк А. С., ² Шульженко М. Г.

¹ ДП «Державний науково-інженерний центр систем контролю та аварійного реагування»
04213, м. Київ, пр. Героїв Сталінграду, 64/56

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

Метою даної роботи є визначення найбільш напружених зон і оцінка можливості появи пластичних деформацій корпусу регулюючого клапана в місцях появи тріщин під час експлуатації на стаціонарних режимах роботи парової турбіни К-325. Задача розв'язується в два етапи. Спочатку визначаються характеристики течії пари в системі паророзподілу та температура корпусу. Потім оцінюється пружний напружено-деформований стан корпусу одного з двох блоків клапанів (через який витрата пари завжди більша, ніж через інший) з використанням значень поля температур корпусу. Характеристики течії пари в системі паророзподілу та тепловий стан корпусу регулюючого клапана визначаються чисельно методом скінченних елементів. Швидкості, температура та тиск пари на стінці корпусу знаходяться на основі розв'язання рівняння Нав'є-Стокса в тривимірній постановці. Встановлено, що температура пари перед регулюючими клапанами турбіни практично не відрізняється від температури перед стопорним клапаном. У самому ж корпусі за регулюючими клапанами за їх часткового відкриття може відбуватися суттєве зниження температури пара через дроселювання. Значне зниження температури пари в регулюючому клапані (на 100 °С) спостерігається на малих потужностях з номінальним тиском пари за котлом. Розрахунок пружного напружено-деформованого стану корпусу блоку регулювання здійснено з використанням методу скінченних елементів на основі тривимірної математичної моделі деформування корпусу. В результаті отримано напружений стан корпусу клапана за різних режимів роботи турбіни. Показано, що відмінності в напруженнях для різних режимів пов'язані зі змінами теплового стану корпусу клапана та розподілом тиску на його стінки. Встановлено зони можливих пластичних деформацій корпусу клапана, де пружні напруження перевищують межу плинності матеріалу. З отриманих результатів випливає, що найбільш небезпечним режимом за статичної міцності корпусу регулюючого клапана є неномінальний режим роботи турбіни за потужності 320 МВт, а частковий – за 180 МВт.

Ключові слова: течія пари, система паророзподілу, термонапружений стан, корпус клапана.