

**Н. Г. Шульженко,**

д-р техн. наук,

**А. С. Колядюк**

Институт проблем машино-  
строения им. А. Н. Подгор-  
ного НАН Украины,  
г. Харьков, e-mail:  
shulzh@ipmach.kharkov.ua,  
duk86@ukr.net

**Ключові слова:** розрахунок, течія пари, повзучість, система паророзподілення, турбіна.

УДК 629.735

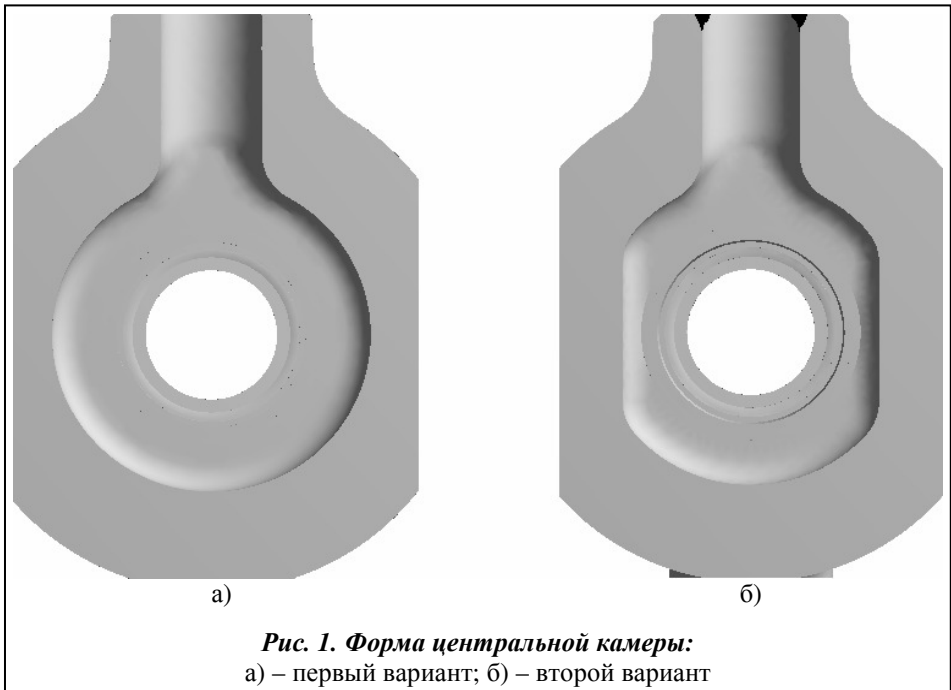
## ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ФОРМЫ ЦЕНТРАЛЬНОЙ КАМЕРЫ НА ТЕЧЕНИЕ ПАРА И ПОЛЗУЧЕСТЬ КОРПУСА РЕГУЛИРУЮЩЕГО КЛАПАНА ТУРБИНЫ

*Чисельно визначаються характеристики течії пари в системі паророзподілення, напружено-деформованого стану та повзучості корпусу клапана парової турбіни К-325 на стаціонарному режимі роботи для двох варіантів центральної камери клапана. Швидкості, температура і тиск пари на стінки корпусу визначаються на основі чисельного розв'язання рівнянь Нав'є-Стокса в тривимірній постановці. Оцінено вплив форми центральної камери на характеристики міцності корпусу і розподіл витрати пари в регулюючому клапані.*

### Введение

В настоящее время важное значение имеет повышение рабочих характеристик и надежности энергетических установок. Надежная работа системы парораспределения турбины влияет на работоспособность всего энергоблока. Исполнительные органы систем регулирования паровых турбин включают стопорные и регулирующие клапаны. В современной паровой турбине К-325 стопорный и два регулирующих клапана расположены в одном общем корпусе, представляющем собой отливку сложной конфигурации [1]. Перегретый пар под давлением 24 МПа с температурой 540 °С подводится по патрубку в центральную камеру (под стопорным клапаном) и подается далее в камеру, общую для двух регулирующих клапанов, расположенных в том же корпусе. Как показывает опыт эксплуатации, в центральной камере клапана и патрубках перед регулируемыми клапанами обнаруживаются трещины, что требует проведения значительных ремонтно-восстановительных работ. В связи с этим актуальной является задачи оценки течения пара в трехмерной постановке и прочности корпуса регулирующего клапана для оценки причин его возможных повреждений.

Клапан эксплуатируется на переходных режимах – пусках из холодного, горячего и неостывшего состояний и стационарных режимах работы. Прочность корпуса клапана на стационарных режимах работы определяется его ползучестью. В данной работе рассматривается влияние формы центральной камеры на рабочие и прочностные характеристики при ползучести регулирующего клапана паровой турбины К-325. Анализируется влияние двух вариантов камеры: цилиндрической формы (рис. 1 – вариант 1) и цилиндрической с двумя симметричными утолщениями стенки корпуса (рис. 1 – вариант 2).



**Рис. 1. Форма центральной камеры:**  
а) – первый вариант; б) – второй вариант

**Анализ течения пара в клапане**

Течение пара в системе парораспределения моделировалось на основе стандартного комплекса ANSYS с учетом теплопотерь через стенки корпуса и теплоизоляцию. Использовалась математическая модель потока пара, в основе которой лежат осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса для вязкого сжимаемого теплопроводного газа. Они представляются уравнениями неразрывности, изменения количества движения и сохранения энергии [2]

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

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

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

где  $t$  – время;  $x_i, x_j$  – декартовы координаты;  $\rho$  – плотность;  $p$  – давление;  $U_i, U_j$  – компоненты скорости;  $T$  – температура;  $\mu_{eff}$  – эффективная вязкость,  $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$ ;  $\mu, \mu_t$  – коэффициенты динамической и турбулентной вязкости;  $p'$  – 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;  $\tau$  – эффективные напряжения;  $\lambda$  – теплопроводность.

Для статистического моделирования влияния турбулентности и описания турбулентного пограничного слоя на твердых поверхностях применяется полуэмпирическая модель  $k$ - $\omega$  SST Ментера [2, 3]

$$\frac{\partial (\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] - \beta^* \rho k \omega + P_k;$$

$$\frac{\partial (\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] - 2(1-F) \rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \alpha_3 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_3 \rho \omega^2,$$

где  $\alpha_3, \beta_3, \sigma_{k3}, \sigma_{\omega 2}, \sigma_{\omega 3}$  – коэффициенты;  $\omega$  – удельная скорость диссипации;  $P_k$  – производство турбулентности.

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  $\rho_m$  – плотность;  $c_p$  – теплоемкость;  $\lambda_m$  – теплопроводность.

Для двух вариантов клапана (рис. 1) выполнялись расчеты течения пара с одинаковыми граничными условиями: расход пара через клапан (задавался на входе в клапан) и давление пара за регулирующими клапанами (РК1, РК3). Усложняющим обстоятельством моделирования течения пара в клапане является учет влияния сита, которое представляет собой цилиндрическую обечайку с 3024 отверстиями. Это приводит к увеличению разностной сетки, которая состоит из 33 млн. элементов и 9 млн. узлов с пятью ячейками в пограничном слое (при решении той же задачи без сита разностная сетка уменьшается до 2 млн. узлов и значительно упрощается построение расчетной модели). Как показано в работах [4, 5], течение пара в системе парораспределения сложное с неравномерным массовым расходом пара через сито (в аксиальном направлении) и образованием больших вихрей. Решение задачи в данной постановке позволяет учесть основные геометрические особенности конструкции регулирующего клапана, неравномерность течения пара и влияние его на распределение давле-

ния на стенки корпуса и температурные поля при определении граничных условий для решения задач прочности.

Результаты выполненных расчетов, отвечающих стационарному режиму работы клапана при мощности турбины 320 МВт, свидетельствуют о несимметричном течении пара в центральной камере для первого варианта. При этом имеет место увеличение скорости течения пара со стороны РК1 до 55 м/с и значительное падение со стороны РК3 до 20 м/с (рис. 2). В задней части камеры течение усложняется при резком уменьшении скорости до 1–3 м/с (рис. 3).

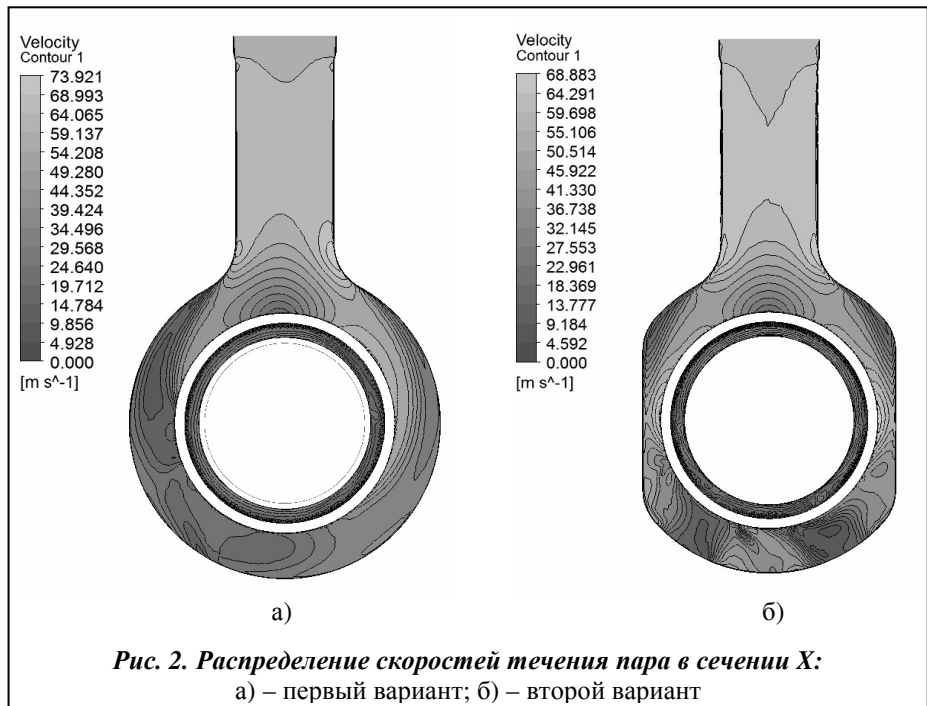
В то же время для второго варианта течение среды симметрично относительно входного патрубка в отличие от первого варианта. В местах утолщения стенки корпуса скорость течения пара достигает 60 м/с (рис. 2), а в задней части камеры образуются завихрения (рис. 3).

В верхней камере течение пара для рассмотренных вариантов сопровождается образованием вихрей, но для первого варианта скорость достигает 35 м/с, а для второго она значительно ниже (5–10 м/с), рис. 4.

За регулирующими клапанами (РК1, РК3) в двух вариантах образуется отрыв течения от внутренних стенок выходных патрубков (рис. 5). При этом распределение пара в РК1 и РК3 различное. Для первого расчетного варианта расход пара через РК1 – 80,525 т/ч (57,44%), больше, чем для второго – 74,605 т/ч (53,64%); соответственно через РК3 – 59,658 т/ч (42,55%) и 64,454 т/ч (46,35%), таблица.

**Расход пара через регулирующие клапана для разных центральных камер**

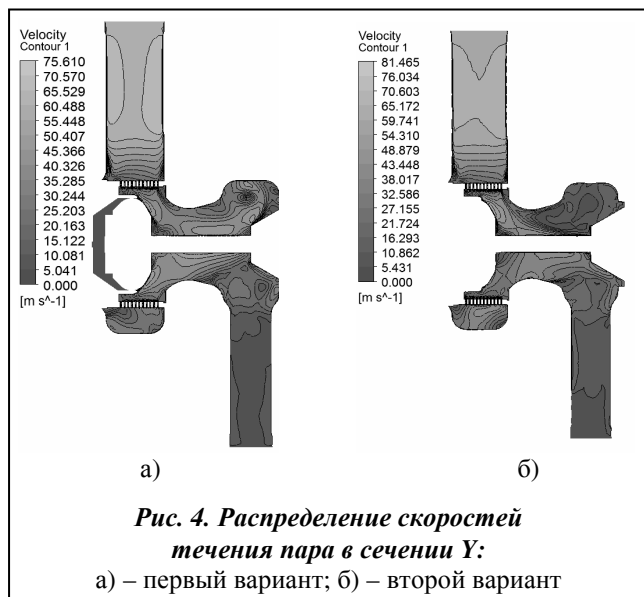
Вид центральной камеры	РК1, т/ч	РК3, т/ч	РК1, %	РК3, %
цилиндрическая	80,525	59,658	57,44	42,55
цилиндрическая с утолщениями стенки	74,605	64,454	53,64	46,35



**Рис. 2. Распределение скоростей течения пара в сечении X:**  
а) – первый вариант; б) – второй вариант



**Рис. 3. Линии тока пара:**  
а) – первый вариант; б) – второй вариант



**Рис. 4. Распределение скоростей течения пара в сечении Y:**  
а) – первый вариант; б) – второй вариант

Давление пара на стенки корпуса в обоих вариантах является близким, в том числе максимальные давления в центральной камере 23 МПа. Небольшие локальные отличия, не превышающие 1 МПа, наблюдаются на седлах регулирующих клапанов, что объясняется разными скоростями течения пара (рис. 6).

Прогрев стенок корпуса клапана близок к равномерному в обоих вариантах, но для второго варианта такая картина более равномерная (рис. 8). Перепад температуры на стенках не превышает 4 °С (рис. 7).

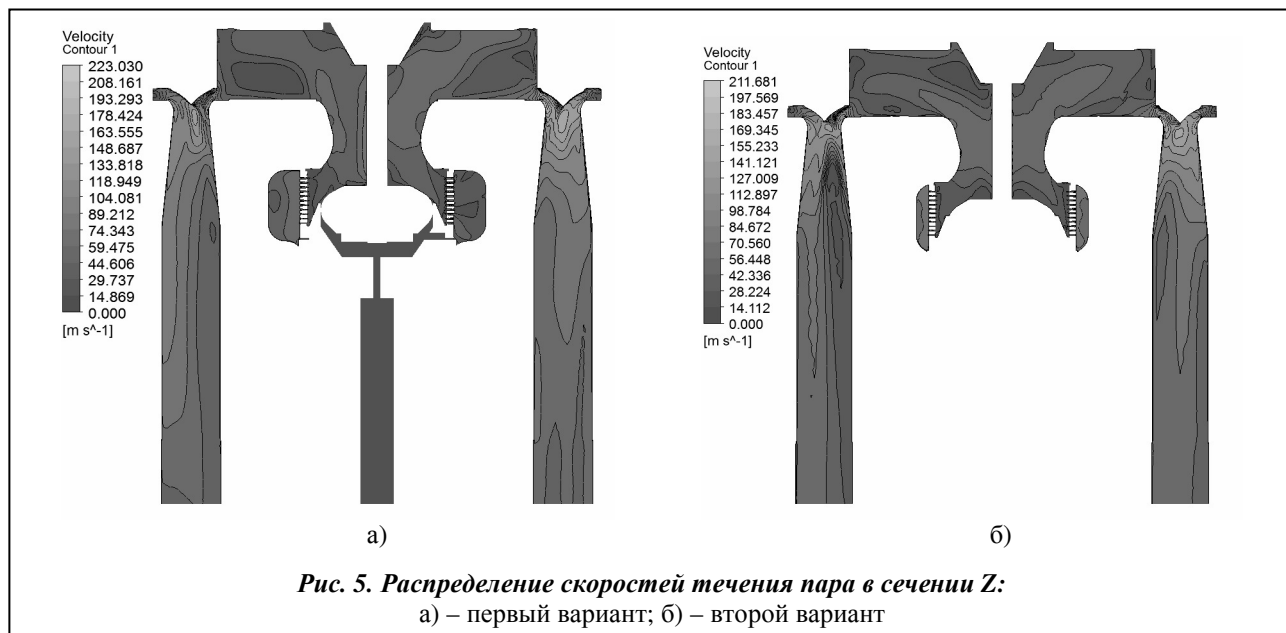
**Анализ ползучести корпуса клапана**

На первом этапе исследования ползучести выполнен расчет упругого напряженно-деформированного состояния по трехмерной модели корпуса. Задача решалась методом конечных элементов с помощью стандартного комплекса ANSYS. Полные деформации в точке описываются следующим уравнением [6]:

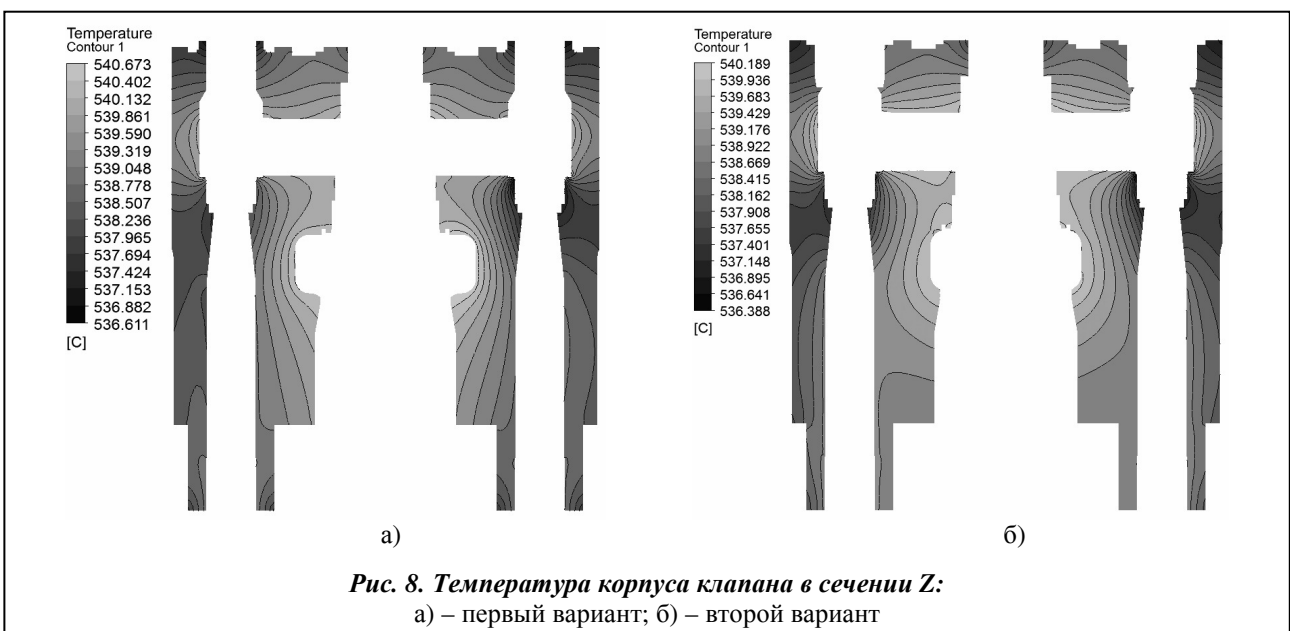
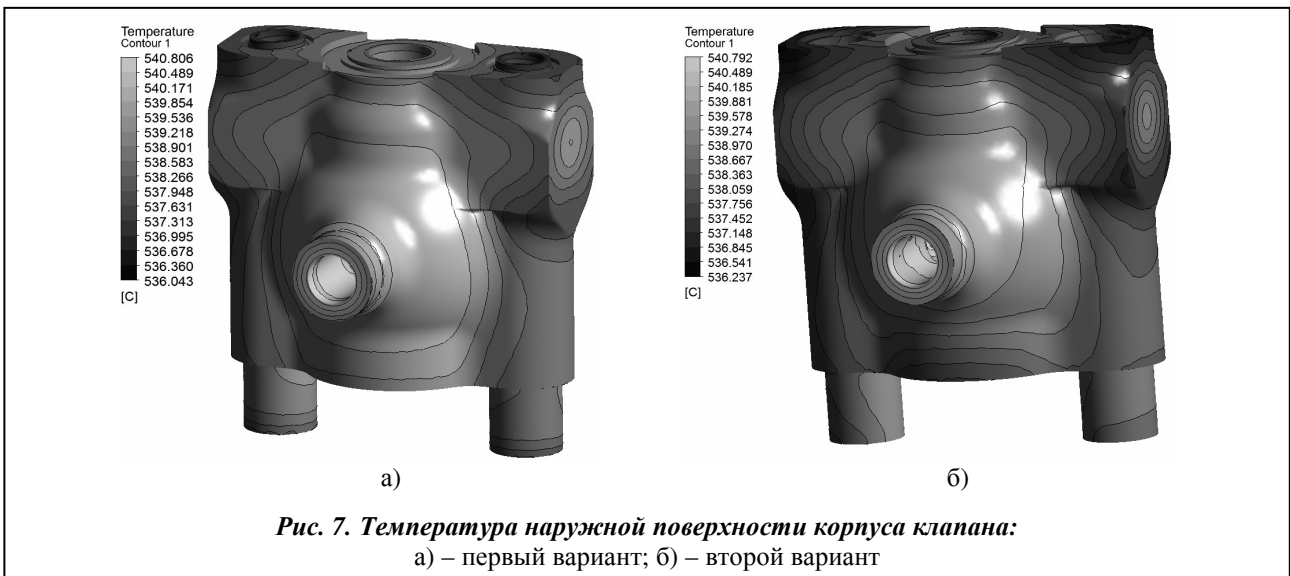
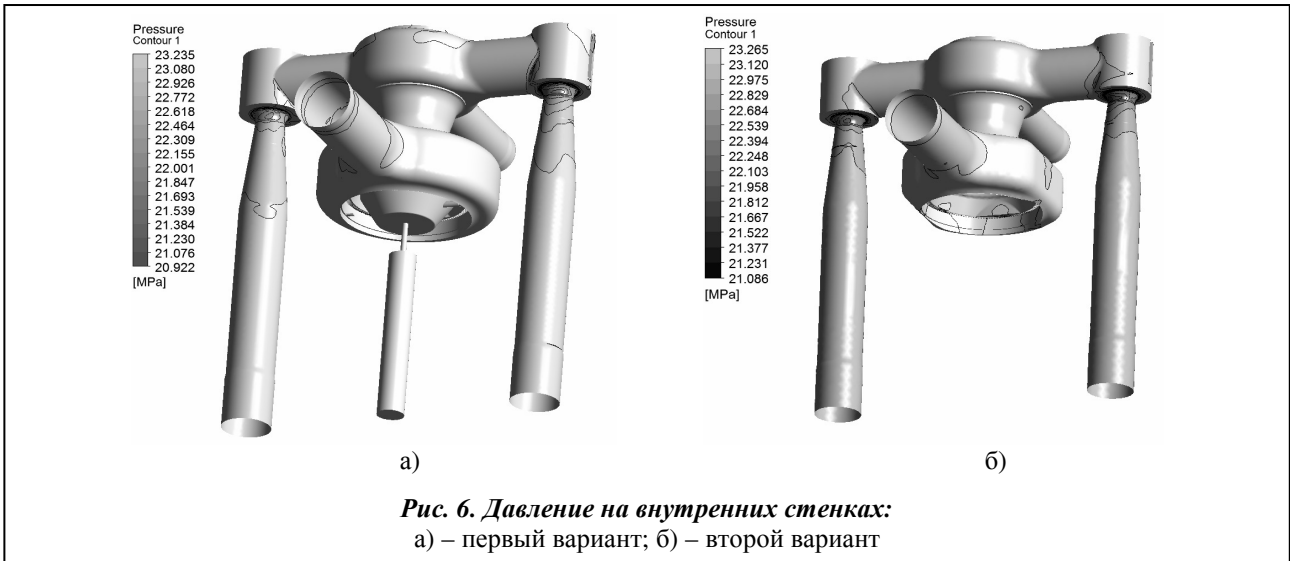
$$\{\epsilon_n\} = \{\epsilon^{th}\} + [D]^{-1} \{\sigma_e\},$$

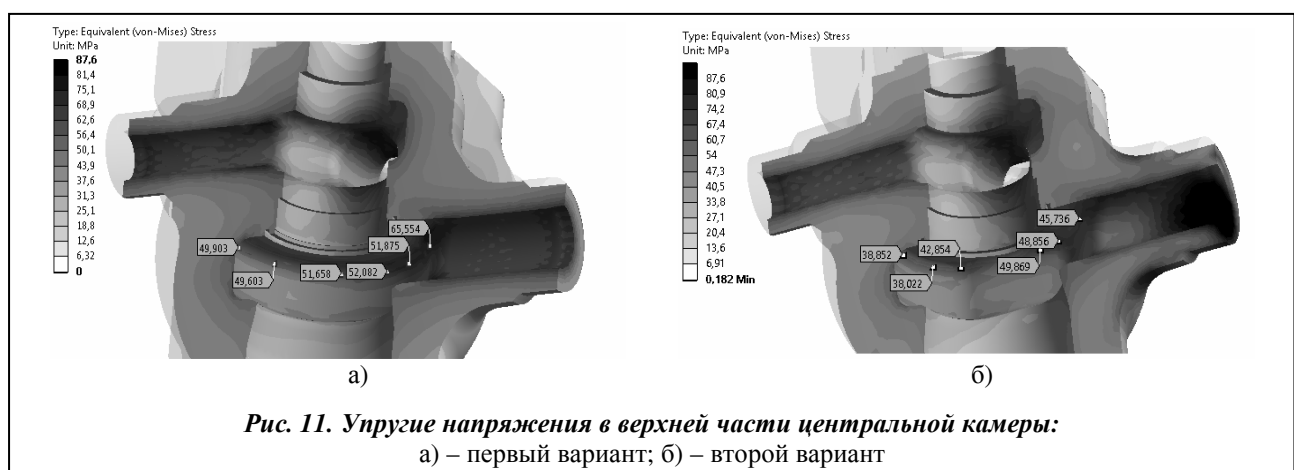
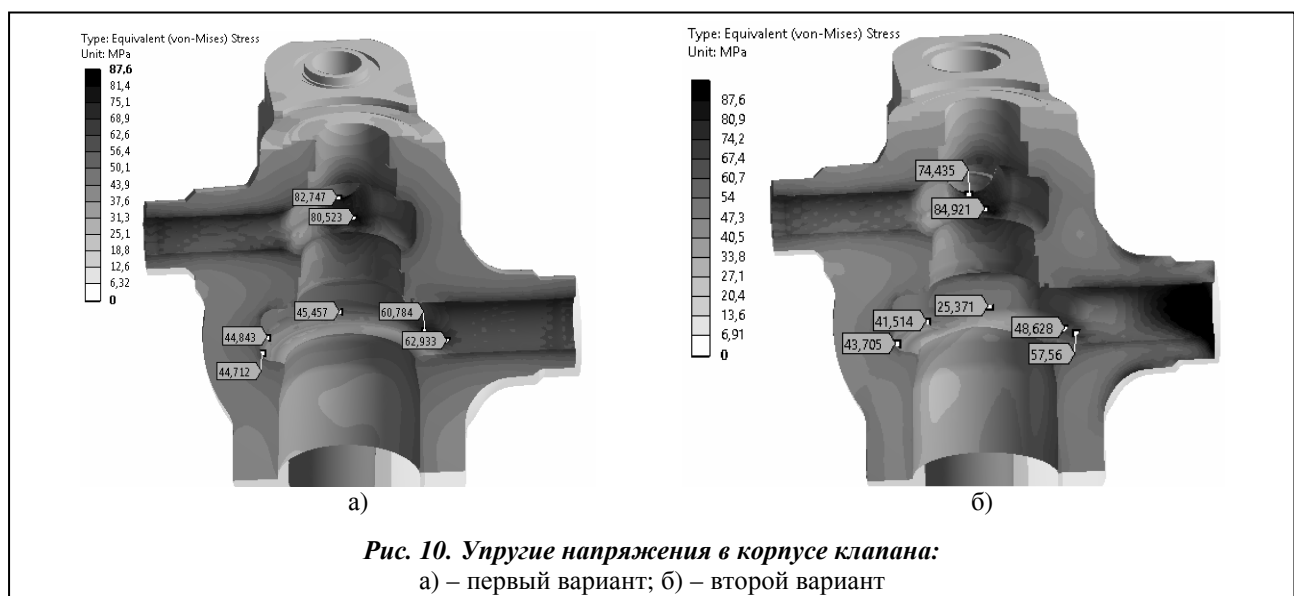
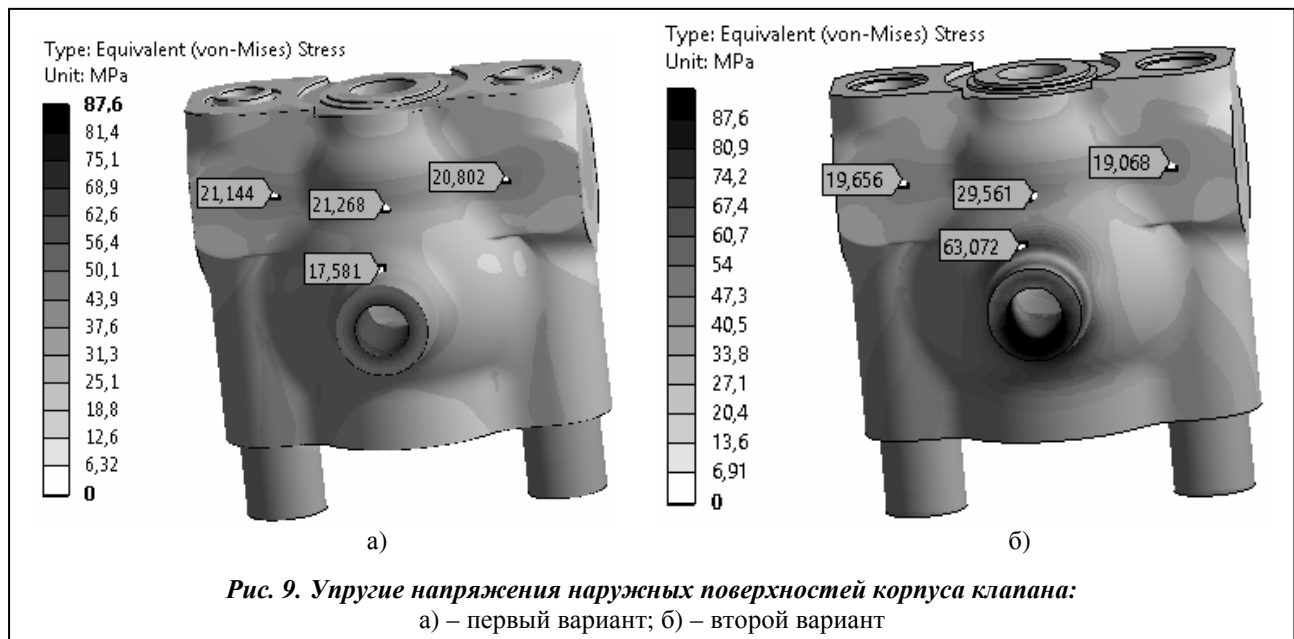
где  $\{\sigma_e\}$  – вектор упругих напряжений;  $[D]$  – матрица жесткости;  $\{\epsilon_n\}$  – вектор упругих деформаций;  $\{\epsilon^{th}\} = \Delta T [\alpha_x^{se} \ \alpha_y^{se} \ \alpha_z^{se} \ 0 \ 0 \ 0]^T$  – вектор температурной деформации;  $\alpha_x^{se}, \alpha_y^{se}, \alpha_z^{se}$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

Установлено, что упругие напряжения наружных стенок корпуса от совместного влияния температур и давления пара в клапане в основном не превышают 20 МПа. В то же время для второго варианта наблюдается повышение напряжений до 60 МПа в районе верхнего перехода от входного патрубка (рис. 9). На внутренних стенках максимальные величины упругих напряжений наблюдаются в зоне патрубков перед регулируемыми клапанами ( $\sigma_{max} = 82$  МПа). На нижней части центральной камеры в районе входного патрубка напряжения достигают 55 МПа, в задней части 43 МПа (рис. 10).



**Рис. 5. Распределение скоростей течения пара в сечении Z:**  
а) – первый вариант; б) – второй вариант





В центральной камере отличия напряжений наблюдаются в районе утолщения стенки корпуса: в первом варианте напряжения достигают 39 МПа, а в втором 30 МПа (рис. 10). В верхней части камеры напряжения больше и достигают 54 МПа – для первого варианта и 42 МПа – для второго (рис. 11). В то же время в районе входного патрубка для первого варианта напряжения достигают 63 МПа. Указанные отличия связаны с уменьшением толщины стенки корпуса в камере парового сита (рис. 11.).

Уравнения ползучести интегрируются по явной схеме Эйлера, что эффективно при малых значениях накопленной деформации ползучести [6]. Общая упругая деформация определялась так:

$$\{\epsilon'_n\} = \{\epsilon_n\} - \{\epsilon_n^{pl}\} - \{\epsilon_n^{th}\} - \{\epsilon_{n-1}^{cr}\},$$

где  $\{\epsilon_n^{pl}\}$  – вектор деформации пластичности;  $\{\epsilon_n^{th}\}$  – вектор температурной деформации;  $\{\epsilon_{n-1}^{cr}\}$  – вектор деформации ползучести.

Общая эквивалентная деформация определяется соотношением

$$\epsilon_{et} = \frac{1}{\sqrt{2(1+\nu)}} \left[ (\epsilon'_x - \epsilon'_y)^2 + (\epsilon'_y - \epsilon'_z)^2 + (\epsilon'_z - \epsilon'_x)^2 + \frac{3}{2} (\gamma'_{xy})^2 + \frac{3}{2} (\gamma'_{yz})^2 + \frac{3}{2} (\gamma'_{zx})^2 \right]^{1/2}.$$

Эквивалентные упругие напряжения запишем в виде

$$\sigma_e = 3G\epsilon_{et},$$

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

Эквивалентная деформация ползучести находится как скалярная величина из уравнения

$$\epsilon^{cr} = \frac{C_1 \sigma_e^{C_2} t^{C_3+1} e^{-C_4/T}}{C_3+1} + C_5 \sigma_e^{C_6} t e^{-C_7/T},$$

где  $C_1, \dots, C_7$  – константы модели ползучести. Используемая модель неявной ползучести с упрочнением учитывает начальную и установившуюся ползучесть.

Мера приращения деформации ползучести в заданной точке интегрирования находится из выражения  $C_s = \Delta\epsilon^{cr}/\epsilon^{et}$ . Так как используется явная процедура интегрирования (все значения в уравнениях приращения, кроме температуры, относятся к моменту времени  $t_{n-1}$ , устойчивость решения определяется величиной шага по времени. Шаг выбирался так, чтобы наибольшее значение  $C_s$  для всех элементов во всех точках интегрирования не превышало 0,05, что позволило получить устойчивое решение [6].

Приращения компонент деформации ползучести можно представить в виде полного тензора деформаций [6]

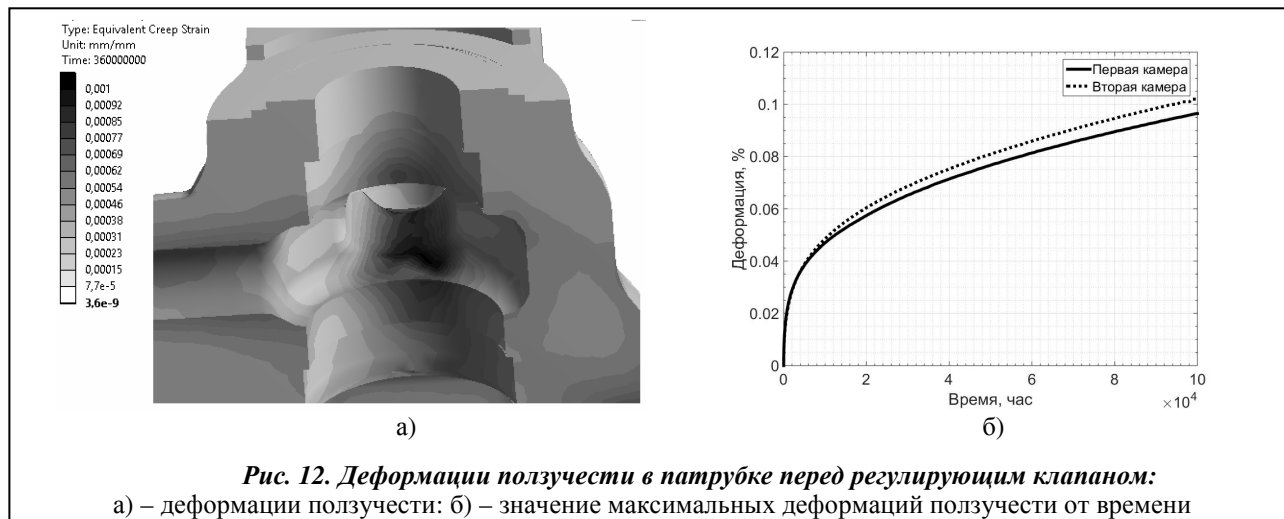
$$\begin{aligned} \Delta\epsilon_x^{cr} &= \frac{\Delta\epsilon^{cr}}{\epsilon_{et}} \frac{(2\epsilon'_x - \epsilon'_y - \epsilon'_z)}{2(1+\nu)}; & \Delta\epsilon_y^{cr} &= \frac{\Delta\epsilon^{cr}}{\epsilon_{et}} \frac{(2\epsilon'_y - \epsilon'_z - \epsilon'_x)}{2(1+\nu)}; & \Delta\epsilon_z^{cr} &= -\Delta\epsilon_x^{cr} - \Delta\epsilon_y^{cr}; \\ \Delta\epsilon_{xy}^{cr} &= \frac{\Delta\epsilon^{cr}}{\epsilon_{et}} \frac{3}{2(1+\nu)} \gamma'_{xy}; & \Delta\epsilon_{yz}^{cr} &= \frac{\Delta\epsilon^{cr}}{\epsilon_{et}} \frac{3}{2(1+\nu)} \gamma'_{yz}; & \Delta\epsilon_{xz}^{cr} &= \frac{\Delta\epsilon^{cr}}{\epsilon_{et}} \frac{3}{2(1+\nu)} \gamma'_{xz}. \end{aligned}$$

Упругие деформации и суммарные деформации ползучести вычисляются по зависимостям

$$\begin{aligned} (\epsilon_x^{el})_n &= (\epsilon'_x)_n - \Delta\epsilon_x^{cr}; & (\epsilon_y^{el})_n &= (\epsilon'_y)_n - \Delta\epsilon_y^{cr}; & (\epsilon_z^{el})_n &= (\epsilon'_z)_n - \Delta\epsilon_z^{cr}; \\ (\epsilon_x^{cr})_n &= (\epsilon_x^{cr})_{n-1} + \Delta\epsilon_x^{cr}; & (\epsilon_y^{cr})_n &= (\epsilon_y^{cr})_{n-1} + \Delta\epsilon_y^{cr}; & (\epsilon_z^{cr})_n &= (\epsilon_z^{cr})_{n-1} + \Delta\epsilon_z^{cr}. \end{aligned}$$

Учитывая предельные упругие напряжения и тепловое состояние корпуса клапана для определения констант модели ползучести, использовались четыре кривые ползучести для стали 15X1M1Ф, соответствующие температурам 550, 525 °С и напряжениям 80, 60 Мпа [8]. Расчет ползучести проводился до 100 тыс. часов работы клапана.

Расчетными исследованиями ползучести определены деформации корпуса клапана на стационарном режиме работы в неоднородном тепловом поле. Можно отметить, что деформации ползучести наблюдаются на внутренних поверхностях корпуса клапана, при этом наружные поверхности практически не испытывают ползучести. Максимальные значения деформаций, не превышающие



**Рис. 12. Деформации ползучести в трубке перед регулирующим клапаном:**

а) – деформации ползучести; б) – значение максимальных деформаций ползучести от времени

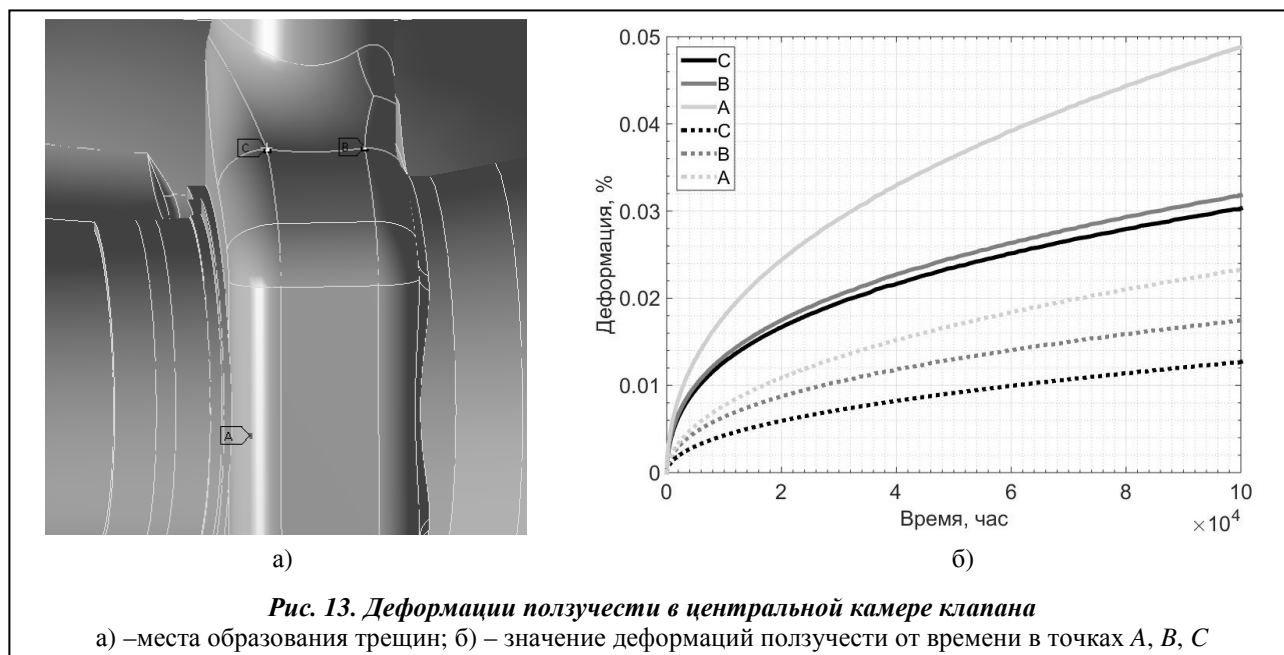
0,1% в момент времени  $t = 100000$  ч (рис. 12), сосредоточены в трубках перед стопорными клапанами. В центральной камере клапана деформации ползучести растут.

На рис. 13 представлено изменение деформации во времени в точках *A*, *B*, *C* при ползучести (штрихованными линиями показаны значения для второго варианта). Отметим, что в центральной камере для первого варианта ползучесть протекает в 2 раза интенсивней, чем для второго варианта клапана. Максимальные деформации ползучести наблюдаются в верхней части (точки *A*) и не превышают 0,05% для первого варианта и 0,025% для второго. Из анализа полученных зависимостей деформаций от времени можно сказать, что установившаяся ползучесть имеет место после 30000 ч работы клапана.

Как показали расчетные исследования, значения деформации ползучести в корпусе клапана значительно меньше допустимых деформаций – около 1% с учетом запаса. Исходя из того, что на практике в корпусе клапана обнаруживают трещины после четырех лет эксплуатации (около 35 тыс. часов), можно утверждать по полученным результатам, что ползучесть материала не является основной причиной наличия трещинообразования при эксплуатации клапана.

## Выводы

Осуществлено численное решение в трехмерной постановке задач течения пара и теплопроводности в системе парораспределения для двух вариантов корпуса клапана на стационарном режиме



**Рис. 13. Деформации ползучести в центральной камере клапана**

а) – места образования трещин; б) – значение деформаций ползучести от времени в точках *A*, *B*, *C*



работы турбины К-325, соответствующему мощности 320МВт. Определены граничные условия для решения задачи прочности двух вариантов корпусов с разными центральными камерами. В результате для двух вариантов выявлены отличия течения пара в центральной и верхней камерах корпуса: в центральной камере для первого варианта течение несимметрично, а во втором варианте симметрично относительно входного патрубка; в верхней камере для первого варианта максимальные скорости близки 55 м/с, а во втором – 20 м/с. Установлено что форма центральной камеры влияет также на расход пара через РК1 и РК3: в первом варианте расход пара через РК1 близок 57,44% от общего расхода через клапан (соответственно РК3 – 42,55%), а во втором 53,64% (соответственно РК3 – 46,35%).

Решение задачи ползучести корпуса для двух вариантов центральной камеры в трехмерной постановке показало, что по прочностным характеристикам второй вариант корпуса клапана является предпочтительным, т.к. в его центральной камере максимальные деформации ползучести в 2 раза меньше, чем для первого варианта корпуса клапана.

Результаты выполненных исследований свидетельствуют, что максимальная накопленная деформация ползучести не может быть причиной образования трещин после 35000 часов работы, поскольку ее значение 0,1% значительно меньше допустимых деформаций, приблизительно равных 1% (с учетом коэффициента запаса). Представляется целесообразным дальнейшее решение задачи прочности по малоцикловой усталости на переходных режимах работы для оценки возможности повреждаемости корпуса клапана за указанное время его эксплуатации.

#### Литература:

1. *Плоткин, Е. Р.* Пусковые режимы паровых турбин энергоблоков / Е. Р. Плоткин, А. Ш. Лейзерович. – М.: Энергия, 1980. – 192 с.
2. *ANSYS CFX-Solver Theory Guide. ANSYS CFX Release 11.0 / ANSYS, Inc. // Southpointe 275 Technology Drive. – Canonsburg : PA 15317, 2006. – 312 p.*
3. *Menter, F. R.* Eddy Viscosity Transport Equations and their Relation to  $k-\omega$  the Model / F. R. Menter // NASA Technical Memorandum 108854. – November. – 1994.
4. *Колядюк, А. С.* Численное моделирование течения пара в регулирующем клапане турбины / А. С. Колядюк, Н. Г. Шульженко, И. Н. Бабаев // Вестн. двигателестроения. – 2011. – № 2. – С. 106–110.
5. *Колядюк, А. С.* Течение пара и распределение температуры в системе парораспределения турбины для различных режимов ее работы / А. С. Колядюк, Н. Г. Шульженко, С. В. Ершов // Вестн. двигателестроения. – 2012, № 2. – С. 94–101.
6. *Шульженко, Н. Г.* Задачи термочности, 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.
7. *ANSYS Analysis Guide. Element Reference. Element Library. / ANSYS, Inc. // Southpointe 275 Technology Drive. – Canonsburg : PA 15317.*
8. *Колядюк, А. С.* Оценка ползучести корпуса регулирующего клапана паровой турбины К-325 / Н. Г. Шульженко, А. С. Колядюк // Вісн. НТУ «ХП». Сер. Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – №11. – С. 125 –131.

*Поступила в редакцию 30.06.15*