

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

УДК 539.4:621.165

Ползучесть диафрагмы паровой турбины при переменных режимах нагружения

Н. Г. Шульженко^{а,1}, А. В. Асаенок^а, Б. Ф. Зайцев^а, Н. Н. Гришин^б, А. Н. Губский^б

^а Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина

^б ОАО “Турбоатом”

¹ shulzh@ipmach.kharkov.ua

Представлена методика расчета на ползучесть диафрагмы при переменном нагружении с использованием теории ползучести в приращениях и метода конечных элементов. Попеременное нагружение с набором и сбросом нагрузки при постоянной температуре рассматривается как шаговый процесс. Исследованы рост прогибов и релаксация напряжений в диафрагме цилиндра среднего давления паровой турбины при различных режимах нагружения, а также особенности распределения остаточных напряжений в направляющих лопатках.

Ключевые слова: диафрагма, паровая турбина, переменное нагружение, трехмерный конечный элемент, ползучесть, теория упрочнения, шаговый метод.

Введение. При работе диафрагм паровых турбин основную прочностную проблему представляет ползучесть, которая проявляется в накоплении осевых прогибов и снижении показателей длительной прочности, главным образом в направляющих лопатках. Для сталей, используемых в энергомашиностроении, ползучесть характерна для ступеней диафрагм, где температура пара выше 450°C. При проектировании с целью упрощения предполагается, что основным режимом работы диафрагм паровых турбин является стационарный режим с установившимся температурным полем и постоянной системой нагрузок, обусловленных течением пара. При таких предположениях подход к расчету на ползучесть упрощается, что дает возможность применить более простые деформационные теории типа старения [1]. В реальности работа турбинных диафрагм сопровождается значительным количеством частичных или полных сбросов нагрузки, что особенно характерно для маневренных режимов. При этом нагружение на диафрагму является переменным, что обуславливает повышенные требования к методике расчетов на ползучесть и необходимость применения инкрементальных теорий ползучести, использование которых позволяет отслеживать весь процесс нагружения. В связи с этим представляется важным построение более общей методики расчета на ползучесть диафрагм паровых турбин при переменном нагружении.

Теоретические и экспериментальные решения задач определения напряженно-деформированного состояния (НДС), оценки прочности с учетом эксплуатационных факторов получены в работах раннего периода [2, 3] и более поздних [4, 5], где предлагаются модели и методы расчета диафрагм в упругой постановке. Контактные взаимодействия опорных элементов диафрагмы и корпуса турбины, влияющие на НДС и плотность контакта, рассматриваются в [6–8], а состояние диафрагм при ползучести – в [9–11].

В основном в работах используются пластинчато-стержневые модели, в которых обод и тело диафрагмы представляются полукольцевыми пластинами, а лопаточный аппарат – регулярной системой стержней, подверженных косоугольному изгибу. Эти модели отражают основные особенности деформирования диафрагм, но не позволяют исследовать влияние ряда важных конструктивных факторов, что приводит к необходимости применения трехмерных моделей.

Цель исследования и постановка задачи. Основное затруднение при построении и использовании трехмерных моделей диафрагм сварной конструкции заключается в сложности описания геометрии конструкции, что приводит к задачам большой размерности. Расчеты на ползучесть, даже с применением наиболее простой теории старения, значительно увеличивают вычислительные затраты, что требует рационального выбора модели ползучести, метода линеаризации задачи и ее решения. Известно немного работ, в которых используются трехмерные расчетные модели диафрагм, однако решения рассматриваются в упругой постановке или по теории старения [1, 8, 12].

С использованием полученных ранее [1] наработок ставится задача расширения возможностей разработанного математического обеспечения и распространения его на случай произвольного во времени силового нагружения диафрагмы, включая повторные и циклические нагружения. Для этого необходимо использовать теорию ползучести инкрементального типа (течения или упрочнения).

Это предполагает с точки зрения вычислений шаговый процесс по параметру нагружения, что еще в большей степени, чем в случае теории старения, увеличивает вычислительные затраты.

Целью работы является построение эффективного математического обеспечения расчета на ползучесть диафрагм паровых турбин по теории упрочнения в трехмерной постановке и определение характерных особенностей их НДС в процессе ползучести.

Методика расчета и данные расчетной модели. Методика основывается на применении метода конечных элементов (МКЭ) для трехмерного случая и инкрементальной теории ползучести, общая схема численной реализации которой сводится к шагам по нагрузке (времени) с решением на каждом шаге линеаризованной задачи.

При выборе инкрементальной теории ползучести необходимо учитывать характер нагружения конструкции. В данном случае диафрагма испытывает достаточно плавное термосиловое нагружение, близкое к простому. В соответствии с этим в расчетах используется относительно простая инкрементальная теория ползучести с изотропным упрочнением [13]. Расчетные исследования [1] показывают, что эксплуатационные нагрузки на диафрагму не вызывают пластических деформаций, и в модели достаточно учитывать упругие, температурные деформации и деформации ползучести. В этом случае соотношения теории упрочнения в дифференциальной форме записываются в виде

$$d\varepsilon_{ij}^c = 1/2[(1+\nu)d\sigma_{ij} - 3\nu\delta_{ij}d\sigma] + \varphi_{ij}dT + d\varepsilon_{ij}^c, \quad (1)$$

где ν – константа материала; φ_{ij} – температурные коэффициенты; δ_{ij} – символ Кронекера; T – температура.

Компоненты приращений деформации ползучести определяются соотношением

$$d\varepsilon_{ij}^c = \frac{3}{2} \frac{s_{ij}}{\sigma_i} \dot{\varepsilon}_i^c dt = \frac{3}{2} \frac{s_{ij}}{\sigma_i} f(\sigma_i T, \varepsilon_{i*}^c) dt = \psi_{ij} dt, \quad (2)$$

где $s_{ij} = \sigma_{ij} - \delta_{ij}\sigma$; $\sigma = (1/3)\Sigma\sigma_{ii}$.

Соотношения (1) – дифференциальные и используются в шаговом процессе при изменении нагрузки. Согласно этому задача решается пошагово с рассмотрением равновесия на шаге и решения задачи для приращений компонент тензора напряжений $\Delta\sigma_{ij}$ и деформаций $\Delta\varepsilon_{ij}$ с учетом текущих тензоров напряжений σ_{ij} и деформаций ε_{ij} . Для изучения равновесия применяется вариационное уравнение для действительных приращений деформаций (аналог вариационного уравнения Лагранжа) [14]:

$$\int_v (\Delta\sigma_{ij}\delta\Delta\varepsilon_{ij} - \Delta F_i\delta\Delta u_i)dv - \int_s \Delta P_i\delta\Delta u_i ds + \int_v (\sigma_{ij}\delta\Delta\varepsilon_{ij} - F_i\delta\Delta u_i)dv - \int_s P_i\delta\Delta u_i ds = 0, \quad (3)$$

где σ_{ij} , $\Delta\sigma_{ij}$ – компоненты напряжений и их приращения на шаге по времени; $\Delta\varepsilon_{ij}$ – приращения компонент деформаций; Δu_i – приращения перемещений; F_i , P_i , ΔF_i , ΔP_i – объемные и поверхностные силы и их приращения соответственно.

Использование уравнения (3) предполагает линейность соотношений между приращениями тензора напряжений $\Delta\sigma_{ij}$ и деформаций $\Delta\varepsilon_{ij}$. В соответствии с этим выполняется линеаризация физических соотношений (1) по схеме дополнительных деформаций. При этом кроме температурных деформаций дополнительными считаются также деформации ползучести. В этом случае решение линеаризованной, т.е. упругой, задачи на шаге выполняется с учетом изменяющейся правой части, в которую входит дополнительная деформация, корректируемая на шаге итерациями до сходимости процесса. Все компоненты НДС на данном этапе нагружения получаются суммированием приращений, полученных на каждом шаге интегрирования.

Чтобы избежать численного дифференцирования, вместо построения функции $f(\sigma_i T, \varepsilon_i^c)$ в (2) используются кривые ползучести.

Диафрагма рассматривается как трехмерное тело и моделируется изопараметрическими восьмиузловыми полилинейными конечными элементами [15]. Конечно-элементная модель диафрагмы включает лопаточный аппарат с конструктивными особенностями в месте сварного соединения направляющих лопаток с телом и ободом, а также с выходом одной из крайних лопаток за пределы плоскости разъема.

Расчетные исследования МКЭ выполнены на примере конструкции диафрагмы 9-й ступени цилиндра среднего давления паровой турбины (перепад давлений 0,4 МПа, наружный диаметр около 140 см, внутренний – 56 см). Конструкция содержит 54 лопатки, а расчетная модель – 27 лопаток. Одна из крайних лопаток частично выходит за пределы плоскости разъема.

Крепление диафрагмы в корпусе турбины моделировалось жестким закреплением опорного выступа по кольцу, имитирующим свободное опирание, и дискретным закреплением в окружном направлении на наружной поверхности обода у разъемов и посередине. Первая система закреплений ограничивает смещения по оси турбины, вторая – по окружности, имитируя влияние шпонок, предотвращающих проворачивание.

Давление пара на диафрагму распределяется по ее поверхности таким образом: спереди – на входе, сзади – на выходе. На рабочих поверхностях лопаток оно равно перепаду давления на входе и выходе диафрагмы. Свойства материала при ползучести представлены в виде кривых ползучести основного материала лопаток, тела и обода (сталь 15X1M1ФЛ, $E = 1,77 \cdot 10^5$ МПа) – рис. 1.

В отличие от решения задачи ползучести по теории старения, применяемый подход позволяет моделировать переменное нагружение конструкции во времени и осуществлять полную разгрузку, таким образом определяя перемещения, деформации и напряжения в зависимости от времени, а также их остаточные значения.

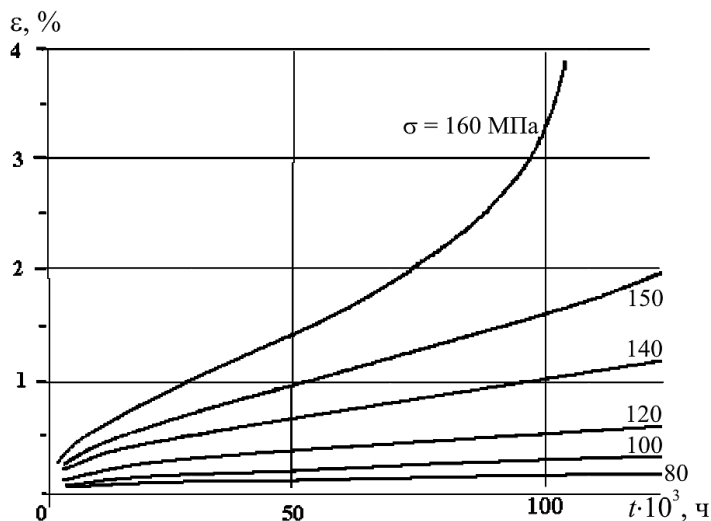


Рис. 1. Кривые ползучести материала диафрагмы.

Результаты расчетных исследований и их обсуждение. Тестирование методики проводилось путем сопоставления с данными, полученными по теории старения при постоянном нагружении диафрагмы. При этом результаты, полученные по обеим теориям, должны быть идентичными. Численный эксперимент проводился для модели с 330 тысячами неизвестных при 60 шагах интегрирования по времени, а в качестве критериальной величины выбиралось максимальное осевое перемещение $u_{z \max}$ диафрагмы (интегральный показатель, характеризующий жесткость диафрагмы при ползучести): по теории упрочнения $u_{z \max} = 1,56$ мм, по теории старения – 1,62 мм. Расхождение между величинами $u_{z \max}$ составляет примерно 5%, что может быть обусловлено неполным соответствием изохронных кривых, используемых в расчетах по теории старения, и кривых ползучести, непосредственно используемых в алгоритмах по теории упрочнения. При этом особенности решения задачи ползучести по обеим теориям одинаковые. Сравнение выполнялось для момента времени 100 тыс. ч (плановый ресурс).

Переменный режим работы диафрагмы (многократное частичное снятие нагрузки и последующее нагружение) исследовался при следующих условиях: полная нагрузка (100%) до 50 тыс. ч, а затем 10 циклов нагрузка–разгрузка (на 50%). После 100 тыс. ч осуществлялась полная разгрузка конструкции, причем на рассматриваемом отрезке времени выполнялось 292 шага по времени.

Кинетика изменения максимального осевого перемещения диафрагмы представлена на рис. 2, где его наибольшее значение 1,48 мм достигается в конце периода нагружения, а перемещение после полной разгрузки составляет 0,66 мм, что сравнимо с упругими перемещениями для полной нагрузки (100%) – 0,77 мм.

Следует отметить, что в используемой модели диафрагмы предполагается однородность в соединении направляющих лопаток с телом и ободом. На практике, например в диафрагмах сварной конструкции, соединение сварным швом занимает значительный объем, имеет пониженное сопротивление ползучести и может учитываться в расчетах [1]. В этом случае результаты расчетов приближаются к наблюдаемым на практике. Например, данные замеров остаточных прогибов, выполненные на Яйвинской ГРЭС, после 186 тыс. ч эксплуатации составляют 2,6 мм.

С целью оценки влияния последовательности приложения нагрузок и возможности применения более простой теории ползучести старения при переменных нагру-

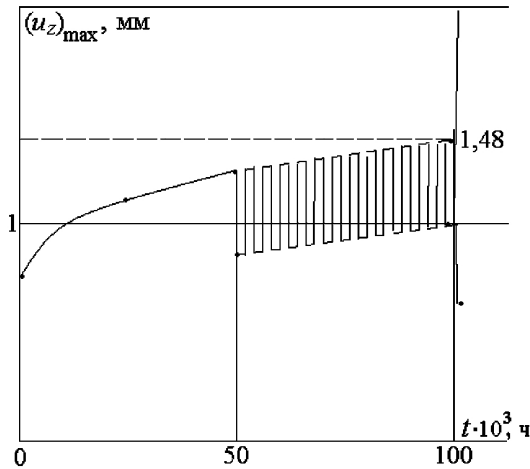


Рис. 2. Максимальные осевые перемещения диафрагмы при переменном режиме ползучести.

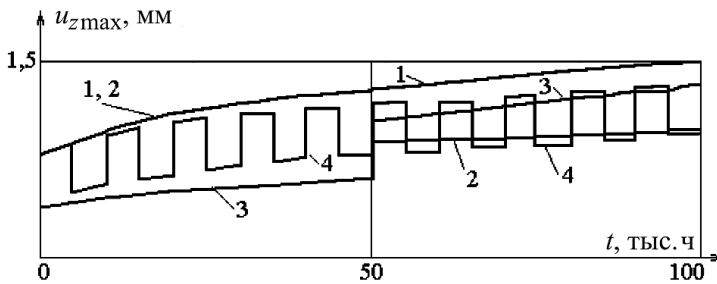


Рис. 3. Максимальное перемещение при различных вариантах нагружения: 1 – 100%-ная нагрузка в течение всей работы (100 тыс. ч); 2 – 100%-ная нагрузка при первых 50 тыс. ч и 50%-ная при вторых; 3 – 50%-ная нагрузка при первых 50 тыс. ч и 100%-ная при вторых; 4 – равномерные циклы (10 цикл) – 5 тыс. ч при 100%-ной нагрузке и 5 тыс. ч при 50%-ной.

жениях выполнены численные исследования, результаты которых для величины $u_{z\max}$ представлены на рис. 3. Как видно, режимы 2–4 характеризуются одинаковым суммарным временем работы при 100- и 50%-ной нагрузке, а значения $u_{z\max}$ (при приведении к 50%-ной нагрузке) в конце расчета близки. Особенностью НДС диафрагмы при ползучести является его сосредоточение в основном в местах крепления направляющих лопаток с ободом и телом, где напряжения большие. При 100%-ной нагрузке, даже после релаксации напряжений после первоначального упругого нагружения, напряжения в этих областях остаются значительными, а соответственно и скорость деформаций ползучести, поскольку она сильно зависит от величины напряжений. При сбросе нагрузки на 50% напряжения существенно снижаются вместе со скоростью ползучести, что приводит к сильному замедлению релаксационных процессов, т.е. накопление локальных односторонних деформаций при 100%-ной нагрузке происходит при соответствующих ей напряжениях установившейся ползучести, а при 50%-ной нагрузке напряженное состояние лишь корректируется упругой разгрузкой на 50%.

При оценочных исследованиях можно приближенно считать, что при переменном режиме нагружения однонаправленная деформация ползучести складывается из деформаций при различных нагрузках пропорционально времени их действия, что позволяет применять в этих случаях теорию старения, расчеты по которой менее

затратны. Это упрощение справедливо для однопараметрического нагружения, как в данном случае. В случае многопараметрического нагружения (сложное), а тем более при изменении температуры влияние релаксационных процессов при смене режимов может быть значительным, и упрощения невозможны.

После полной разгрузки уровень возникающих самоуравновешенных остаточных напряжений существенно ниже напряжений при ползучести, что приводит к значительному замедлению ползучести (релаксации). Можно отметить снижение наклона верхней огибающей на участке с меняющейся нагрузкой вследствие уменьшения суммарного на цикле действия силы.

Отличительная особенность полей остаточного НДС – неравномерность их распределения в окружном направлении. Уровень остаточного НДС намного выше в элементах диафрагмы у ее разъема, что подтверждают данные, представленные на рис. 4 для интенсивности остаточных напряжений и деформаций ползучести.

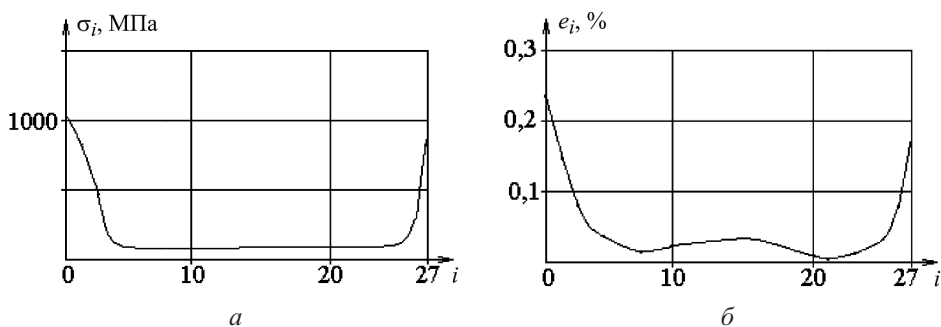


Рис. 4. Распределение интенсивности остаточных напряжений (а) и деформаций ползучести (б) на входной кромке лопаток в месте их соединения с телом диафрагмы (i – номер лопатки).

В диафрагме существуют компактные ярко выраженные области концентрации напряжений и деформаций – на нижних и верхних участках входных кромок крайних к разъему лопаток (рис. 5).

Максимальные значения интенсивности напряжений в областях концентрации напряжений таковы: в начале нагружения для состояния упругости – 250 МПа; перед разгрузкой – 130 МПа; при разгрузке на 50% – 40 МПа (рис. 5).

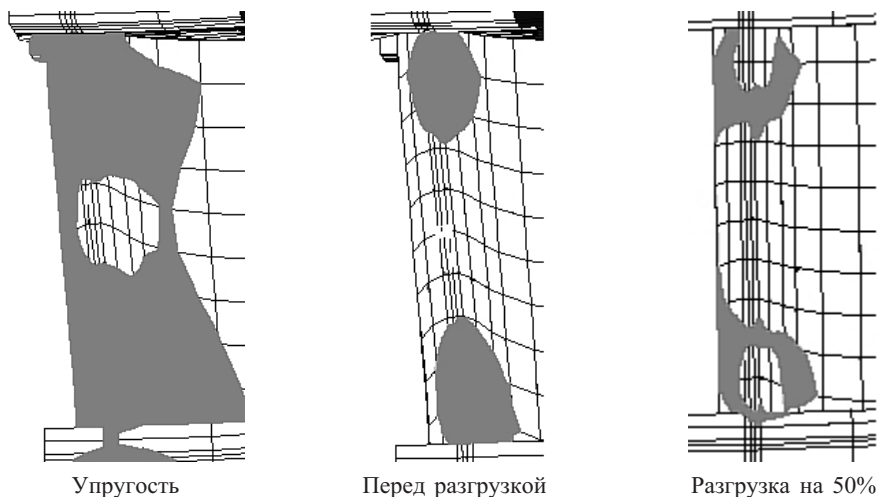


Рис. 5. Области интенсивности напряжений на входной кромке крайних лопаток (значения превышают 40 МПа).

Характер изменения напряженного состояния при ползучести и переменном нагружении хорошо проиллюстрирован на рис. 5. Пики максимальных напряжений уменьшились в процессе ползучести, после разгрузки на 50% (устраняется примерно 50% упругого решения) максимумы интенсивности напряжений превратились в локальные минимумы, окруженные кольцевым относительным максимумом.

Более наглядно распределение радиальных (основных) напряжений в направляющих лопатках от начала нагружения (упругость) и после ползучести с полной разгрузкой показано на рис. 6.

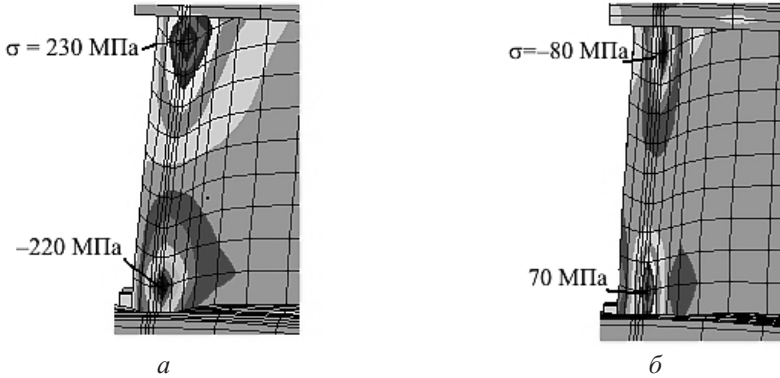


Рис. 6. Распределение радиальных напряжений на входных кромках лопаток: *а* – упругость; *б* – ползучесть и полная разгрузка.

Перераспределение напряжений указывает на то, что при полной разгрузке наблюдается исчезновение упругой составляющей решения, максимальные радиальные напряжения уменьшаются с изменением знака.

Выводы

1. Разработано математическое обеспечение расчета на ползучесть диафрагм паровых турбин, основанное на инкрементальной теории ползучести.
2. Построена и исследована трехмерная модель диафрагмы, в которой учитываются существенные для прочностного анализа особенности конструкции, нагружения, опирания и свойств материалов.
3. Хотя напряженное состояние диафрагмы характеризуется относительно невысоким уровнем номинальных напряжений (до 100 МПа), в ней присутствуют зоны концентрации напряжений в местах крепления лопаток к ободу и телу, где НДС существенно трехмерное. Характерной особенностью НДС диафрагмы является неравномерность его распределения по окружной координате с возрастанием у разъемов. Осевые перемещения у разъемов диафрагмы при ползучести примерно на 30%, а максимальные напряжения более чем в два раза превышают их значения в срединной части. Максимальные осевые перемещения после 100 тыс. ч эксплуатации диафрагмы в условиях ползучести могут достигать 1,5 мм.
4. При переменном однопараметрическом нагружении накопленная односторонняя деформация прямо зависит от времени действия нагрузок на каждом из уровней нагружения и может быть приближенно определена с помощью более простой деформационной теории ползучести старения.
5. После частичного снятия нагрузки в местах концентрации напряжений на лопатках происходит их существенное перераспределение с образованием на их месте локальных минимумов и изменением знаков основных напряжений после полной разгрузки.

Резюме

Представлено методику розрахунку на повзучість діафрагми при змінному навантаженні з використанням теорії повзучості в приростах і методу скінченних елементів. Поперемінне навантаження з набором і скиданням навантаження за постійної температури розглядається як покроковий процес. Досліджено ріст прогинів і релаксацію напружень у діафрагмі циліндра середнього тиску парової турбіни за різних режимів навантаження та особливості розподілу залишкових напружень у напрямних лопатках.

1. Шульженко Н. Г., Асаенко А. В., Зайцев Б. Ф. и др. Анализ ползучести сварной диафрагмы паровой турбины // Пробл. прочности. – 2012. – № 4. – С. 90–111.
2. Прочность паровых турбин / Под ред. Л. А. Шубенко-Шубина. – М.: Машиностроение, 1973. – 456 с.
3. Taylor V. L. Stress and deflection test of steam-turbine diaphragm // Trans. ASME. – 1951. – No. 7. – P. 877–890.
4. Наумов В. К. Расчет диафрагм паровых и газовых турбин // Исследования элементов паровых и газовых турбин и осевых компрессоров. – Л.: Машгиз, 1960. – С. 310–312.
5. Сенцов Н. Д. О некоторых результатах исследования прогибов и напряжений в сварных диафрагмах паровых турбин // Энергомашиностроение. – 1958. – № 8. – С. 6–11.
6. Ингульцов В. Л. Расчет диафрагмы как полукольца на упругом опорном контуре // Там же. – 1961. – № 11. – С. 1–5.
7. Кулагина Г. Ф. Экспериментальное исследование напряжений и прогибов диафрагм // Исследование элементов паровых и газовых турбин и осевых компрессоров. – Л.: Машгиз, 1960. – С. 333–346.
8. Зайцев Б. Ф., Шульженко Н. Г., Асаенко А. В. Напряженно-деформированное состояние и контактные явления в опирании диафрагмы паровой турбины // Пробл. машиностроения. – 2006. – 3, № 3. – С. 35–45.
9. Розенблюм В. И. Расчет ползучести турбинных диафрагм ступеней высокого давления // Инж. сб. – 1954. – 20. – С. 49–54.
10. Цейтлин И. З. Расчет ползучести диафрагм паровых турбин // Энергомашиностроение. – 1974. – № 12. – С. 6–11.
11. Виноградов Н. Н. Исследование ползучести натуральных диафрагм мощных паровых турбин // Тепловые напряжения в элементах конструкций. – 1970. – Вып. 10. – С. 35–43.
12. Шабров Н. Н., Знаменская М. В. Расчет диафрагмы паровой турбины методом суперэлементов // Тр. ЦКТИ. – 1991. – № 265. – С. 43–47.
13. Термопрочность деталей машин / Под ред. И. А. Биргера и Б. Ф. Шорра. – М.: Машиностроение, 1975. – 455 с.
14. Васидзу К. Вариационные методы в теории упругости и пластичности. – М.: Мир, 1987. – 542 с.
15. Асаенко А. В., Зайцев Б. Ф., Шульженко Н. Г. Расчет колебаний циклически симметричных конструкций трехмерными конечными элементами // Пробл. машиностроения. – 2000. – 3, № 3-4. – С. 22–28.

Поступила 22. 04. 2015