

А.В. Елин А. В., канд. техн. наук, доцент, заместитель директора по научно-исследовательским и опытно-конструкторским работам; В.Ф. Хворост, заведующий научно-исследовательским отделом прочности; С.Н. Шевчук, заведующий сектором научно-исследовательского отдела прочности (ОАО «ВНИИАЭН») г. Сумы, Украина

Исследование работоспособности одноступенчатых питательных насосов при воздействии теплового удара

Рассмотрена задача обеспечения работоспособности одноступенчатых питательных насосов в режиме пуска при мгновенном изменении температуры перекачиваемой среды. Выполнена оценка работоспособности главного и предвключенного питательных насосов по критериям прочности и изменениям зазоров в щелевых уплотнениях.

Ключевые слова: работоспособность, одноступенчатый питательный насос, тепловой удар, теплопередача, теплопроводность, конвекция, теплоотдача, деформации, напряжения.

Розглянута задача забезпечення працездатності одноступеневих живильних насосів у режимі пуску при миттєвій зміні температури перекачувального середовища. Здійснено оцінку працездатності головного та передвключеного живильних насосів за критеріями міцності та зміною проміжків у щілинних ущільненнях.

Ключові слова: працездатність, одноступеневий живильний насос, тепловий удар, теплопередача, теплопровідність, конвекція, тепловіддання, деформації, напруження.

The problem of operability assurance of singlestage feedwater pumps during start-up condition when sudden change of pumped medium temperature occurs has been studied. Operability of the main and booster feedwater pumps has been analyzed by strength criterion and change of size of annular seal clearance.

Keywords: operability, singlestage feedwater pump, thermal shock, heat transfer, heat conduction, convection, heat dissipation, deformations, stresses.

Введение

Питательные насосы предназначены для работы на энергоблоках АЭС и на ТЭС и применяются для подачи питательной воды из деаэратора в парогенератор. Перед пуском, в эксплуатационном режиме, питательные насосы проходят обязательный режим прогрева. При прогреве температура перекачиваемой среды повышается до номинального значения (165°C) в течение промежутка времени – не менее одного часа. В процессе пуска происходит плавное прогревание корпусных деталей насоса и деталей ротора.

В настоящее время к питательным насосам проектанты энергоблоков предъявляют требования к обеспечению их работоспособности в режиме мгновенного пуска из холодного состояния в горячее [1].

Процесс мгновенного пуска питательного насоса из холодного состояния сопровождается интенсивным тепловым воздействием теплоносителя на элементы конструкции, возникающим за короткий промежуток времени. В

исследованиях рассматривалось изменение температуры перекачиваемой среды от начального значения до конечного за 1 секунду.

В ОАО «ВНИИАЭН» проведены исследования по оценке работоспособности одноступенчатых питательных насосов в режиме термоудара. Оценка работоспособности насосов в режиме термоудара выполнялась по критериям прочности и изменениям зазоров в щелевых уплотнениях. Оценка напряженного состояния выполнялась в соответствии с требованиями, приведенными в «Нормах расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок» (ПНАЭ Г-7-002-86) [2].

Оценка прочности корпусных деталей насоса проводилась на основе сопоставления соответствующих категорий напряжений с допускаемыми напряжениями согласно [2], выполнена оценка по допускаемому количеству циклов нагружения и накопленному устойчивому повреждению.

Работоспособность насоса оценивалась по изменению щелевых

зазоров. Одним из основных критериев работоспособности является требование обеспечения гарантированных щелевых зазоров в любом из режимов работы, включая режим пуска при тепловом ударе.

Исследования нестационарных температурных полей, термоупругих напряжений и полей перемещений выполнены с использованием программного комплекса ANSYS 7.1 [3].

На стадии тендерной проработки на поставку для АЭС, исследования воздействия теплового удара проводились для двух вариантов конструкции питательного насоса. По результатам выполненных расчетов были внесены изменения в конструкцию предвключенного питательного насоса, удовлетворяющие требованиям Заказчика.

Исследования по анализу работоспособности насосного оборудования в режиме термоудара являются продолжением работ, проводимых в ОАО «ВНИИАЭН». Результаты исследований по анализу работоспособности двухкор-

пусного секционного питательного насоса в режиме термоудара были представлены в работе [1].

Постановка задачи

С целью оптимизации конструкции насоса для экстремальных условий пуска в режиме термоудара проведены исследования по оценке работоспособности одноступенчатых питательных насосов – главного и предвключенного.

Оценка работоспособности выполнялась в два этапа. На первом этапе проведены исследования по определению изменения зазоров в щелевых уплотнениях с целью исключения ударного взаимодействия и повышенного износа между деталями ротора и статора в режиме термоудара. На втором этапе выполнены расчеты по оценке статической и циклической прочности наиболее нагруженных деталей насосов.

Значения температурных деформаций деталей в области щелевых уплотнений и термоупругих напряжений в элементах конструкции питательных насосов при пуске в режиме термоудара определяются в результате решения задачи термоупругости. При решении задачи термоупругости учитывались нагрузки от совместного воздействия нестационарного температурного поля и механических нагрузок. Поля температур являются результатом решения задачи нестационарной теплопроводности, где в качестве краевых условий принимаются начальные условия, характеризующие распределение температур в насосах в начальный момент времени, и граничные условия, характеризующие конвективный теплообмен на поверхностях исследуемых моделей одноступенчатых насосов.

Оценка прочности напряженного состояния проводится для момента времени, при котором в рассматриваемых деталях насоса возникает максимальный уровень термоупругих напряжений.

Объект исследования

Главный и предвключенный однокорпусные насосы входят в состав питательного насосного агрегата и предназначены для эксплуатации на блоках АЭС.

Главный и предвключенный насосы – центробежные, горизонтальные, одноступенчатые, с рабо-

чим колесом двустороннего входа. Корпуса насосов – цельнолитые, с отводами спирального типа – для предвключенного насоса и комбинированного (направляющий аппарат и кольцевая камера) – для главного. С двух сторон к корпусам насосов крепятся торцовые крышки.

Построение геометрической модели

При построении геометрических моделей рассматривались сечения корпусов насосов по оси вала в вертикальной плоскости. Модели строились по чертежам деталей с сохранением всех геометрических размеров. Модели сгенерированы из основных деталей насосов.

При построении моделей принят ряд упрощений, позволяющих рассматривать их как осесимметричную конструкцию.

Задание свойств материалов и создание конечно-элементной модели

При решении задачи нестационарного температурного анализа для каждой детали модели насоса задавались основные свойства материала:

- коэффициент Пуассона;
- модуль упругости;
- плотность материала;
- удельная теплоемкость;
- коэффициент теплопроводности.

При создании конечно-элементной модели использовался встроенный в ANSYS генератор сеток. В качестве конечного элемента использовался тепловой четырехузловой элемент PLANE 55.

Конечно-элементные модели предвключенного и главного питательного насосов показаны на рис. 1 и 2.

Задание начальных и граничных условий

Для оценки влияния интенсивности теплового воздействия теплоносителя на элементы конструкции питательных насосов в режиме термоудара получены решения уравнения нестационарной теплопроводности для начальных и соответствующих граничных условий, определяющие процессы передачи тепла между элементами моделей насосов, перекачиваемой средой и воздухом.

В качестве начальных условий задавалась температура на поверхности моделей в начальный момент времени равная 20°C.

Тепловая нагрузка, приложенная к границе моделей насосов, задавалась как функция времени. На каждом шаге нагружения тепловая нагрузка принималась в качестве граничных условий. Граничные условия соответствуют условиям конвективного теплообмена, обеспечи-



Рис. 1. Конечно-элементная модель предвключенного питательного насоса

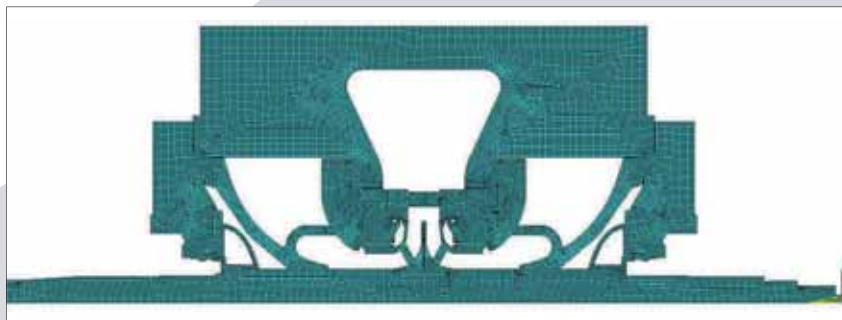


Рис. 2. Конечно-элементная модель главного питательного насоса

вающего процесс переноса тепла конвекцией и теплопроводностью. Для описания процесса теплопередачи на границе моделей использовался закон Ньютона Рихмана, соответствующий граничным условиям третьего рода [4]. При решении задачи нестационарной теплопроводности на соответствующих участках границы расчетных моделей, контактирующей с перекачиваемой жидкостью, задавались граничные условия, соответствующие различным процессам передачи тепла на поверхности деталей насоса.

Значения коэффициентов теплоотдачи на соответствующих участках границы расчетных моделей определялись в зависимости от интенсивности процесса конвективного теплообмена, характеризующегося значениями критерия Нуссельта.

Для наружной поверхности моделей в условиях естественной конвекции теплообмен с окружающим воздухом задавался усредненным коэффициентом теплоотдачи.

Расчеты коэффициентов теплоотдачи в цилиндрических щелевых зазорах между ступицей рабочего колеса и обтекателем, в цилиндрическом зазоре между подводом и валом выполнялись с учетом скорости движения воды в зазорах.

Расчеты коэффициентов теплоотдачи в каналах рабочего колеса и в вертикальных каналах между обтекателем и рабочим колесом проводились как для радиальных дисковых каналов.

Расчеты коэффициентов теплоотдачи в камерах входной и напорной полостей и в камере на выходе из рабочего колеса проводились с учетом турбулентности течения жидкости.

Коэффициенты теплоотдачи для каждого момента времени рассчитывались по методикам, приведенным в [4-7].

Решение нестационарной задачи теплопроводности. Анализ температурных полей

В результате решения задачи нестационарной теплопроводности с использованием программного комплекса ANSYS определены поля температур на каждом заданном шаге нагружения. Поля температур на 8-й, 60-й, 600-й и 3600-й секундах с момента пуска предвключенного насоса

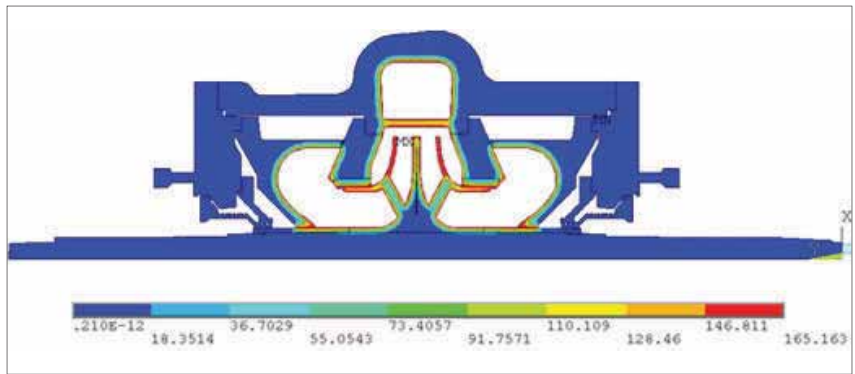


Рис. 3. Поле температур на 8-й секунде с момента пуска предвключенного насоса, °C

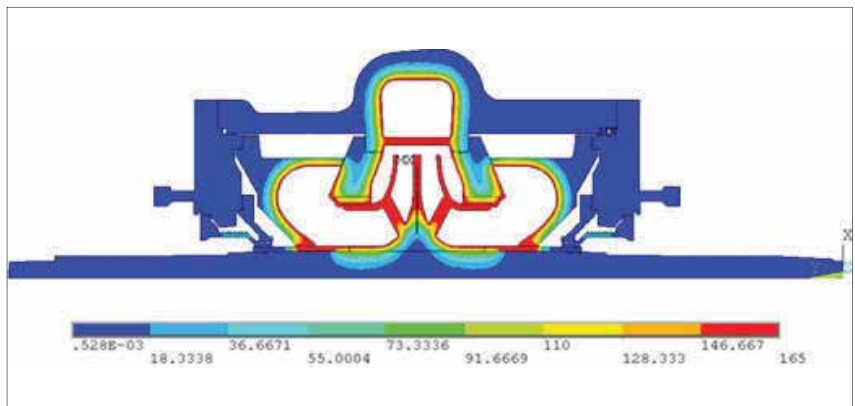


Рис. 4. Поле температур на 60-й секунде с момента пуска предвключенного насоса, °C

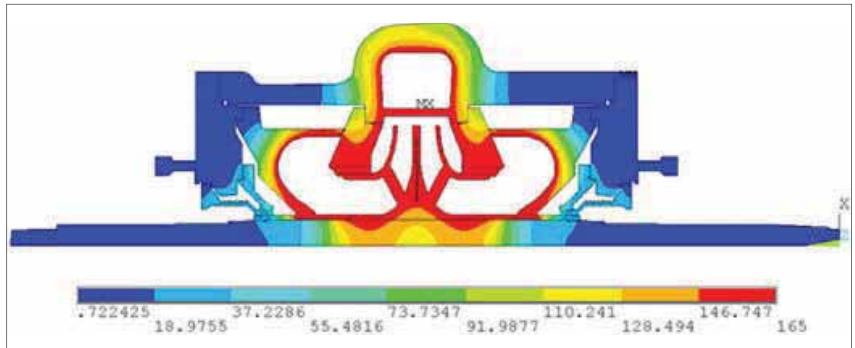


Рис. 5. Поле температур на 600-й секунде с момента пуска предвключенного насоса, °C



Рис. 6. Поле температур на 3600-й секунде с момента пуска предвключенного насоса, °C

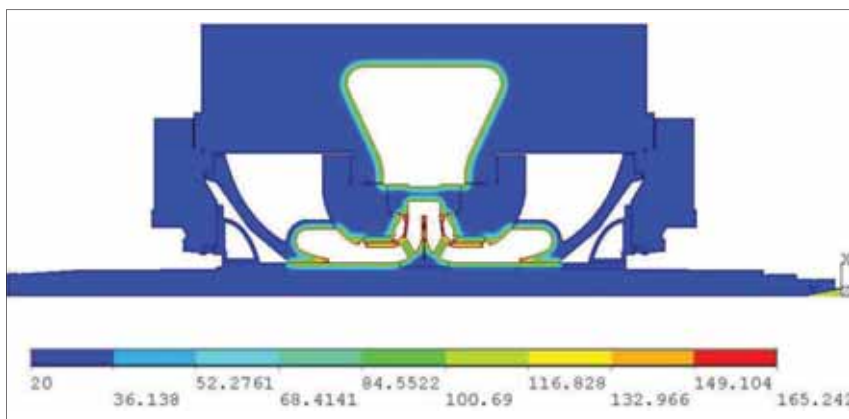


Рис. 7. Поле температур на 6-й секунде с момента пуска главного насоса, °С

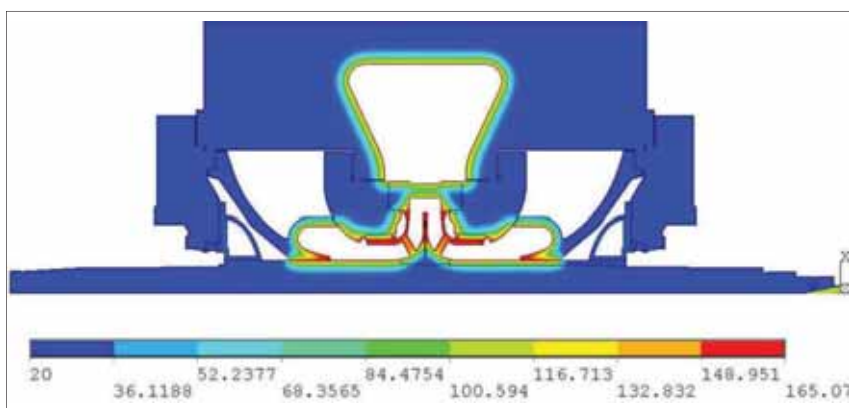


Рис. 8. Поле температур на 20-й секунде с момента пуска главного насоса, °С

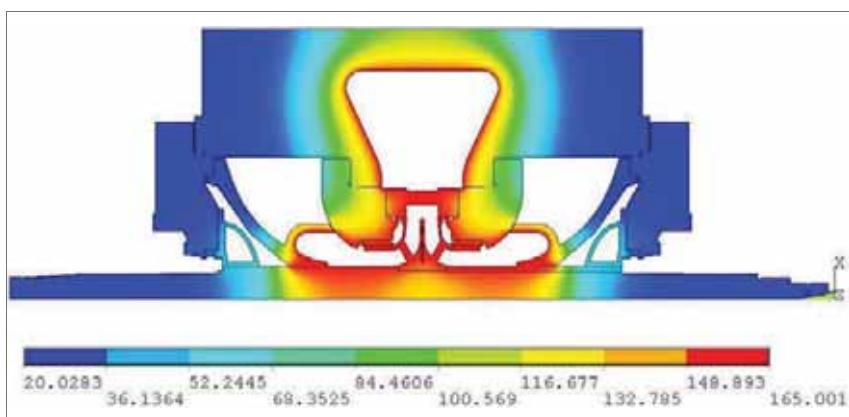


Рис. 9. Поле температур на 600-й секунде с момента пуска главного насоса, °С

ченного насоса в режиме теплового удара показаны на рис. 3-6.

Поля температур на 6-й, 20-й, 600-й и 3600-й секундах с момента пуска главного питательного насоса в режиме теплового удара показаны на рис. 7-10.

Термопрочностной анализ

Термопрочностной анализ с применением программного комплекса ANSYS позволяет использо-

вать результаты решения задачи нестационарной теплопроводности для решения задачи термоупругости.

При решении задачи термоупругости в качестве внешней нагрузки принимаются нагрузки от действия механических нагрузок и нестационарного температурного поля.

Граничные условия, накладывающие ограничения на соответ-

ствующие компоненты перемещений расчетной осесимметричной модели, задавались с учетом возможности температурного расширения корпуса вдоль оси насоса.

Для расчета термонапряженного состояния конструкций при создании конечно элементной модели использовался четырехузловой элемент PLANE 42.

Результатом решения задачи термоупругости являются поля термоупругих напряжений, деформаций и перемещений, полученные вследствие воздействия внешней нагрузки.

Для определения изменения щелевых зазоров в моделях насосов при воздействии теплового удара используются значения перемещений конструктивных элементов уплотнения, как функции времени.

На рис. 11 показано поле перемещений, соответствующее минимальному зазору в щелевом уплотнении колеса предвключенного насоса.

На рис. 12 показано поле перемещений, соответствующее минимальному зазору в щелевом уплотнении колеса главного питательного насоса.

По полученным значениям перемещений элементов, формирующих щелевое уплотнение колеса, построены графики изменения щелевого зазора на входе и на выходе из щели со стороны привода и со стороны упорного подшипника. Результаты расчета перемещений со стороны опорного подшипника не приводятся, так как они не превышают значения минимального щелевого зазора, предусмотренного конструкторской документацией.

На рис. 13 показано изменение во времени щелевого зазора уплотнения колеса предвключенного насоса со стороны привода после воздействия теплового удара.

На графиках изменения щелевого зазора уплотнения колеса предвключенного насоса со стороны привода (рис. 13) видно, что при пуске насоса в режиме теплового удара происходит существенное уменьшение величины щелевого зазора по сравнению с конструктивно принятым значением. Такое изменение величины зазора объясняется медленной скоростью прогрева обтекателя, имеющего большую массу, чем покрывные диски

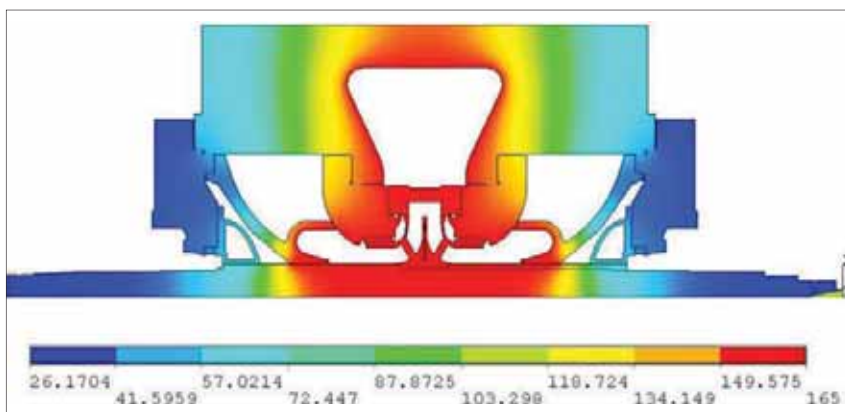


Рис. 10. Поле температур на 3600-й секунде с момента пуска главного насоса, °С

колеса. В период времени с 20-й по 200-ю секунду зазор на входе в щель имеет отрицательные значения, что может привести к повышенному износу щелевых уплотнений и заклиниванию ротора. С целью обеспечения работоспособности предвключенного питательного насоса на основании полученных результатов было принято решение о доработке конструкции обтекателя предвключенного питательного насоса.

На рис. 14 показано изменение щелевого зазора уплотнения колеса главного питательного насоса при воздействии теплового удара. Зазор на входе в щель имеет положительное значение. В дальнейшем зазоры на входе в щель и на выходе из нее увеличиваются до конструктивно принятых значений, соответственно работоспособность насоса по критерию допустимых изменений зазоров в щелевых уплотнениях, обеспечивается.

Оценка работоспособности насосов по критериям прочности выполнена для наиболее нагруженных корпусных деталей и шпилек крепления крышек. Расчеты выполнялись с учетом всех режимов, регламентированных техническими условиями, включая режим нарушения нормальной эксплуатации – режим температурного удара.

Корпуса и крышки насосов рассчитывались с использованием программного комплекса ANSYS. Расчет шпилек крепления крышек выполнялся по методике, изложенной в [2].

Максимальные температурные усилия в шпильках определялись с учетом температур деталей соединения, полученных в результате

решения задачи нестационарной теплопроводности.

Для режима нормальных условий эксплуатации при выполнении расчетов учитывались давление и поля температур.

Расчеты на циклическую прочность выполнялись с учетом всех режимов нагружения насосов. В расчетах на циклическую прочность шпилек дополнительно рассматривался режим затяга и раскрепления.

Максимальные условно упругие напряжения, определяемые при расчете на циклическую прочность

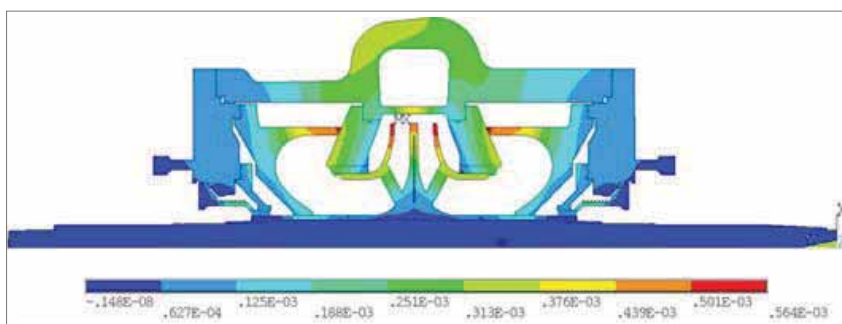


Рис. 11. Поле перемещений на 60-й секунде с момента пуска предвключенного насоса, м

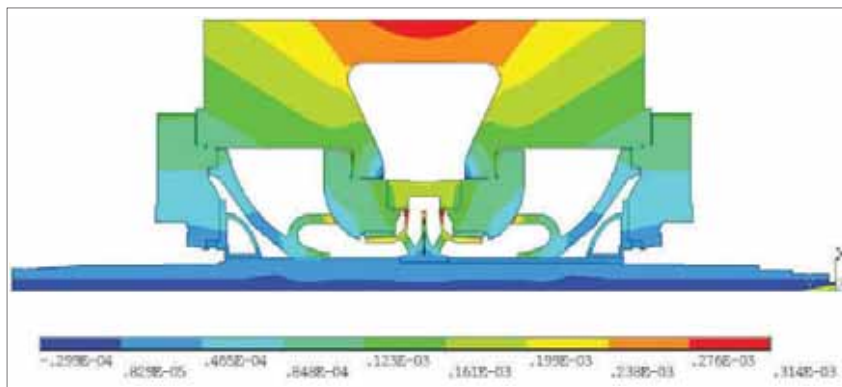


Рис. 12. Поле перемещений на 12-й секунде с момента пуска главного насоса, м

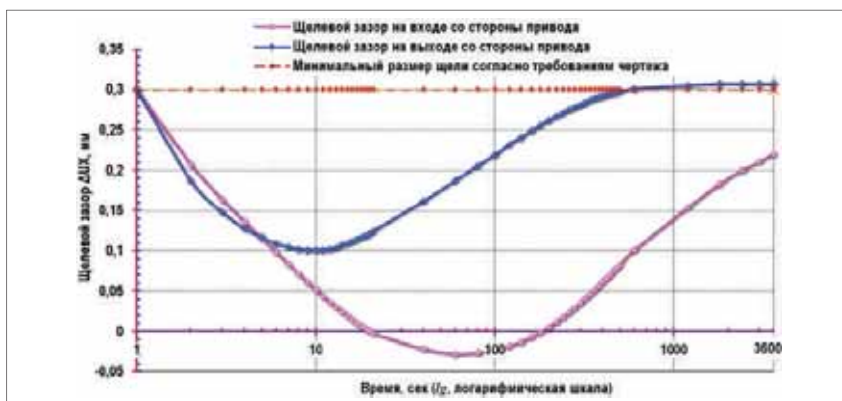


Рис. 13. Изменение щелевого зазора уплотнения колеса предвключенного насоса со стороны привода в режиме теплового удара, мм

корпусов насосов, получены из решения задачи термоупругости.

Распределение приведенных напряжений, полученное в результате расчета напряженно деформированного состояния корпусов предвключенного и главного питательных насосов в рабочих условиях от механических нагрузок, показано на рис. 15 и 16 соответственно.

При определении термоупругих напряжений в корпусах насосов в качестве внешней нагрузки принималось температурное поле в момент возникновения максимальных напряжений.

Максимальные термоупругие напряжения в корпусе предвключенного насоса возникают на 25-й секунде, а в корпусе главного питательного насоса на 49-й секунде. Температурные поля корпусов предвключенного и главного питательных насосов в момент возникновения максимальных термоупругих напряжений показаны на рис. 17 и 18 соответственно.

Распределения приведенных напряжений в корпусах предвключенного и главного питательных насосов от совместного воздействия механических нагрузок и нестационарного температурного поля на 25-й и 49-й секундах соответственно, приведены на рис. 19 и 20.

Полученные напряжения в корпусах предвключенного и главного питательных насосов удовлетворяют условиям прочности согласно [2].

Амплитуда приведенных напряжений определялась с учетом значений максимальных условно упругих напряжений.

Оценка циклической прочности проведена по допускаемому числу циклов и суммарному усталостному повреждению [2]. Условия циклической прочности выполняются.

Выводы

Проведены исследования по оценке работоспособности однокорпусных питательных насосов в условиях теплового удара по критериям прочности и изменениям зазоров в щелевых уплотнениях. Расчеты на прочность проведены для наиболее нагруженных корпусных деталей насоса, оцен-

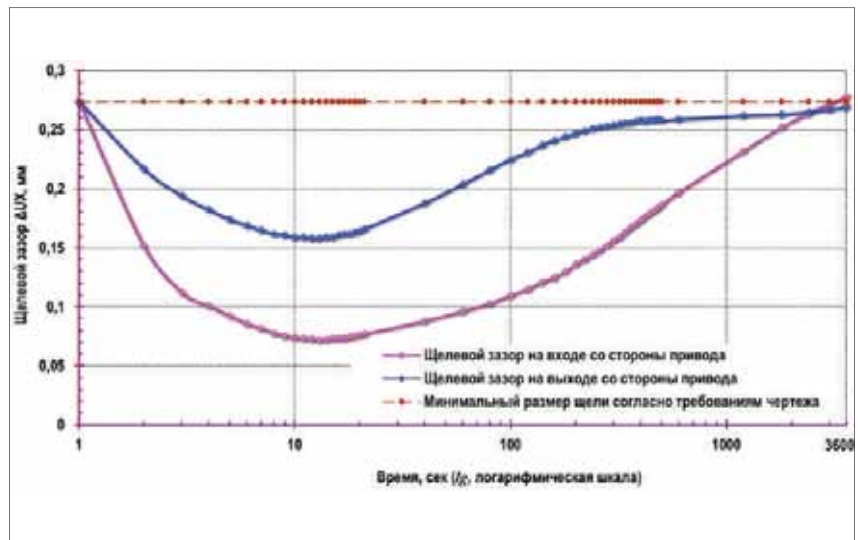


Рис. 14. Изменение щелевого зазора уплотнения колеса главного питательного насоса в режиме теплового удара, мм

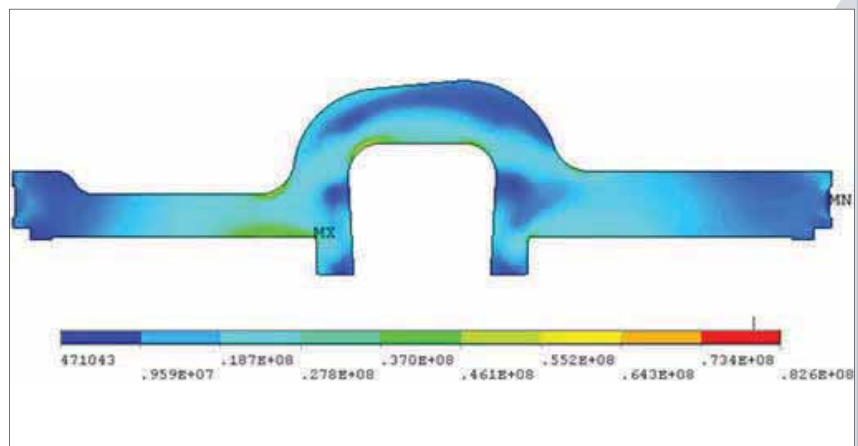


Рис. 15. Распределение приведенных напряжений в корпусе предвключенного питательного насоса от механических нагрузок, Па

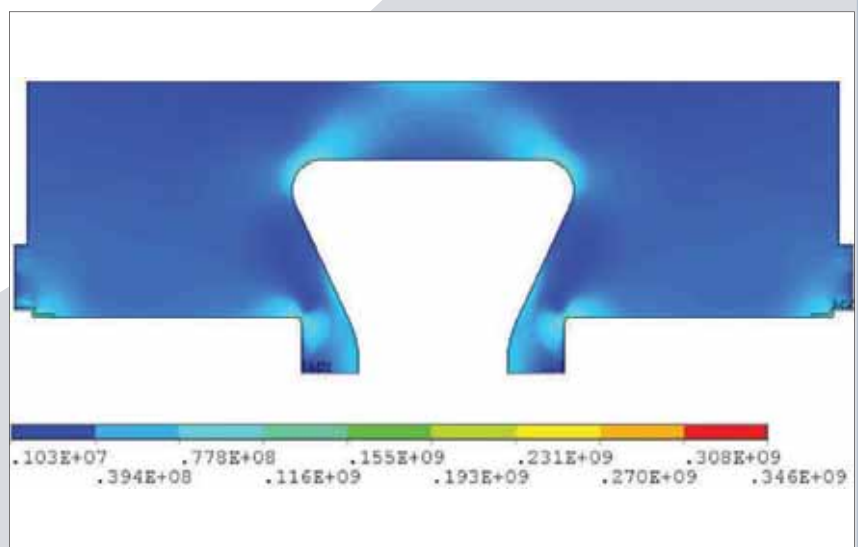


Рис. 16. Распределение приведенных напряжений в корпусе главного питательного насоса от механических нагрузок, Па

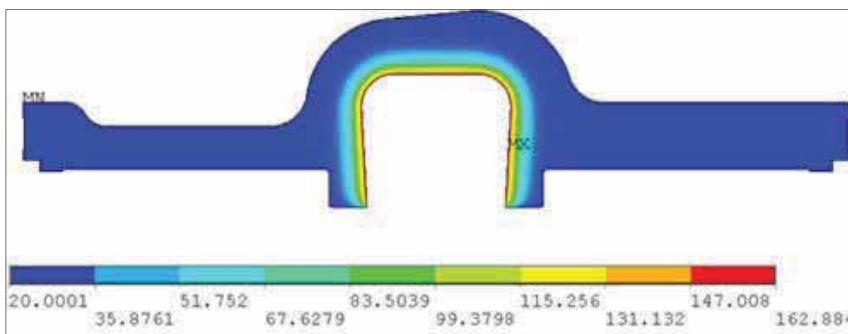


Рис. 17. Температурное поле в корпусе предвключенного насоса на 25-й секунде, °С

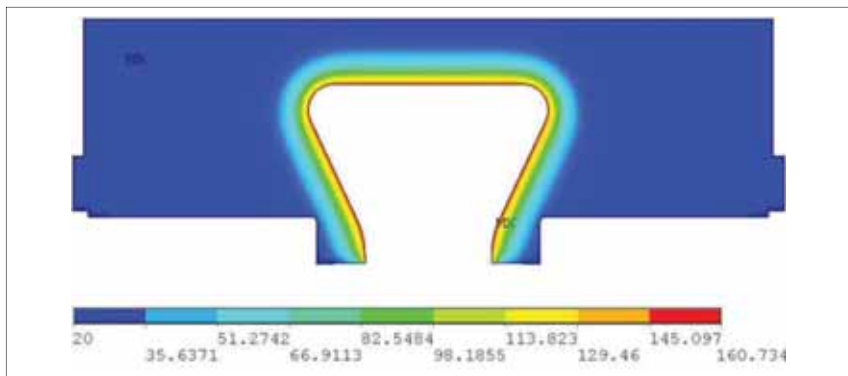


Рис. 18. Температурное поле в корпусе главного питательного насоса на 49-й секунде, °С

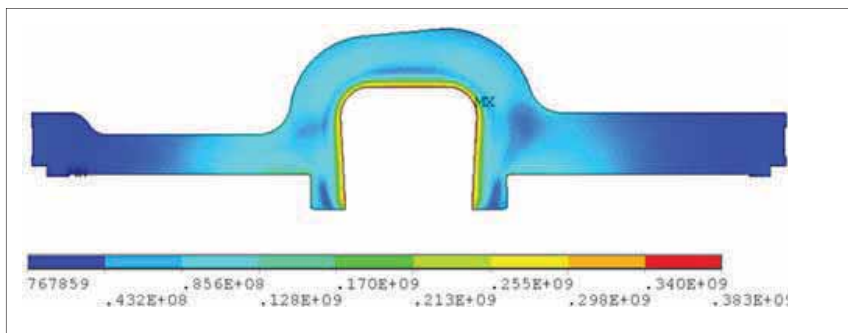


Рис. 19. Распределение приведенных напряжений в корпусе предвключенного питательного насоса от совместного воздействия механических нагрузок и температурного поля на 25-й секунде, Па

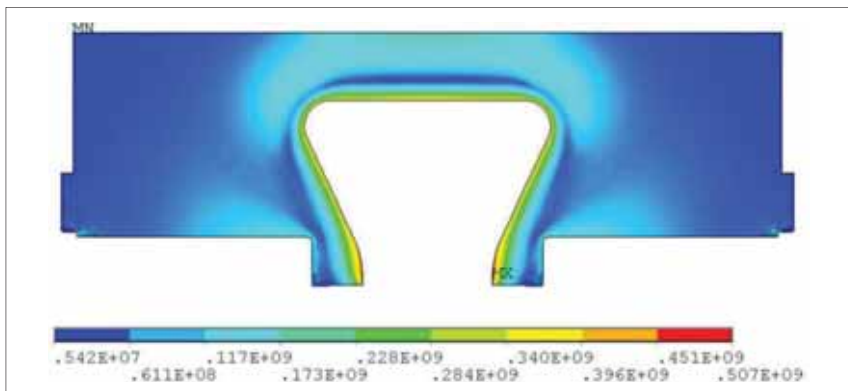


Рис. 20. Распределение приведенных напряжений в корпусе главного питательного насоса от совместного воздействия механических нагрузок и температурного поля на 49-й секунде, Па

ка прочности выполнена по всем группам категорий напряжений с учетом режимов нормальной эксплуатации и режима теплового удара.

Исследованы изменения зазоров в щелевых уплотнениях в условиях нагружения нестационарным температурным полем в режиме теплового удара. Установлено, что деформация конструктивных элементов щелевых уплотнений в условиях теплового удара существенно зависит от распределения температурных полей в деталях насосов.

На основании результатов проведенных исследований в конструкцию предвключенного питательного насоса внесены доработки, позволяющие обеспечить работоспособность насоса в условиях теплового удара.

Основываясь на проведенных исследованиях, разработаны методические рекомендации по оценке работоспособности одноступенчатых питательных насосов в режиме теплового удара.

Список литературы:

1 Давиденко А.К, Исследование работоспособности многоступенчатого питательного насоса при воздействии теплового удара / А.К. Давиденко, А.А. Руденко, В.Ф. Хворост, И.С. Гаврыло // Вісник Сумського державного університету. Серія «Технічні науки». – 2013. – №4. – С. 17-27.

2 Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок (ПНАЭ Г-7-002-86) / Госатомэнергонадзор СССР. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 525 с.

3 Программный комплекс ANSYS 7.1. Лицензионное соглашение №155594.

4 Михеев М.А. Основы теплопередачи / М.А. Михеев, И.М. Михеева. – М.: Энергия, 1977. – 44 с.

5 Контактные уплотнения вращающихся валов. М., Машиностроение, 1976. –264 с.

6 Кулинченко В.Р. Справочник по теплообменным расчетам. – К.: «Техніка»,1990. 165 с.

7 Исаченко В.П. Теплопередача / В.П. Исаченко, В.П. Осипова, А.С. Сукомел.– М.: Энергоиздат, 1981. – 417 с.