

## ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ПИТАТЕЛЬНОГО НАСОСА ПРИ ВОЗДЕЙСТВИИ ТЕПЛООВОГО УДАРА

*А. К. Давиденко, канд. техн. наук;*

*А.А. Руденко, канд. техн. наук;*

*В. Ф. Хворост; зав. научно-исследовательским отделом прочности;*

*И. С. Гаврыло, научный сотрудник,*

*ОАО «Научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт атомного и энергетического насосостроения “ВНИИАЭН”»,  
ул. 2-я Железнодорожная, 2, г. Сумы, 40003, Украина,  
E-mail: admin@vniiaen.sumy.ua*

*Рассмотрена задача обеспечения безопасной эксплуатации питательных насосов при пусках без предварительной подготовки рабочего состояния, связанная с оценкой работоспособности насосов в режимах, при которых насосы подвергаются интенсивным тепловым воздействиям со стороны теплоносителя с температурой, меняющейся за минимальные интервалы времени. Поля термоупругих напряжений, деформаций и перемещений в элементах конструкции насоса, полученные в результате совместного воздействия нестационарного поля температур и механических нагрузок, являются решением задачи термоупругости. С целью оптимизации конструкции щелевых уплотнений при уменьшении интервала времени для экстремальных условий пуска исследованы изменения зазоров между деталями ротора и статора как функции времени и координат. В результате проведенных исследований подтверждена работоспособность насоса ПТН 1150-350 в условиях теплового удара.*

***Ключевые слова:** тепловой удар, щелевой зазор, конвективный теплообмен, поле температур, температурные градиенты, плотность тепловых потоков, термоупругость, термонапряженное состояние.*

### ВВЕДЕНИЕ

Создание тепловых и атомных станций, отвечающих современным требованиям безопасности и надежности по техническим и эксплуатационным показателям, предполагает повышенные требования к насосному оборудованию, работающему на всех переходных режимах эксплуатации.

Среди всех регламентных и проектных режимов эксплуатации питательных насосов пуск из холодного состояния, когда в течение нескольких секунд в насос подается горячая вода, и останов, когда в горячий насос подается холодная вода, являются наиболее опасными режимами, так как в обоих случаях происходит тепловой удар.

В результате воздействия теплового удара в течение небольшого интервала времени в элементах конструкции насоса возникают большие градиенты температур и, как следствие воздействия температурной нагрузки, значительные деформации и напряжения.

Задача обеспечения безопасной эксплуатации питательных насосов при пуске без предварительной подготовки рабочего состояния и останове связана с оценкой работоспособности насосов в режиме теплового удара, при котором насосы подвергаются интенсивным тепловым воздействиям со стороны теплоносителя с температурой, меняющейся за минимальные интервалы времени.

## ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

В ОАО «ВНИИАЭН» проведены исследования с целью оценки прочности и оптимизации конструкции щелевых зазоров питательных насосов при уменьшении интервала времени для экстремальных условий пуска и останова.

Работоспособность питательных насосов оценивалась для режимов теплового удара по критериям прочности и изменению щелевых зазоров между деталями ротора и статора. В режимах пуска насоса из холодного состояния в горячее и останова из горячего в холодное, с целью исключения ударного взаимодействия и повышенного износа, между деталями ротора и статора должны быть гарантированы щелевые зазоры.

Оценка прочности корпусных деталей насоса проводилась на основе сопоставления категорий и соответствующих групп категорий напряжений с допускаемыми напряжениями согласно «Нормам расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок» ПНАЭ Г-7-002-8 [1]. При этом система классификации напряжений, введенная в [1], позволяет выделять различные категории напряжений в зависимости от вида нагружения и характера напряженного состояния детали, а также определить степень опасности температурных напряжений и напряжений, вызванных механическими нагрузками.

Поля термоупругих напряжений в элементах конструкции насоса, полученные в результате совместного воздействия нестационарного поля температур и механических нагрузок, являются результатом решения задачи термоупругости. При решении задачи термоупругости в качестве граничных условий накладывались ограничения на соответствующие компоненты перемещений в месте расположения опорно-упорного подшипника.

Поля температур и температурные градиенты являются результатом решения задачи нестационарной теплопроводности, где в качестве краевых условий принимались: начальные условия, характеризующие распределение температур в насосе в начальный момент времени, и граничные условия, характеризующие конвективный теплообмен на внутренней поверхности и распределение температур на наружной поверхности насоса. Тепловая нагрузка, приложенная к внутренней поверхности насоса, задавалась как функция времени – на каждом шаге нагружения она принималась в качестве граничных условий.

## ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЯ

В данной работе объектом исследования является питательный насос ПТН 1150-350, предназначенный для подачи питательной воды в котлоагрегаты блоков мощностью 250/300 МВт тепловых электростанций, на который воздействует тепловой удар.

Основные конструктивные особенности насоса. Насос центробежный, горизонтальный, многоступенчатый, двухкорпусный. Внутренний корпус насоса выполнен по типу «картридж». Конструкция внутреннего корпуса допускает его установку в наружный корпус. Опорами ротора, воспринимающими радиальные нагрузки, являются подшипники скольжения с принудительной смазкой от маслосистемы главной турбины блока. Осевое усилие, действующее на ротор насоса, воспринимается разгрузочным поршнем и упорным подшипником скольжения сегментного типа. Концевые уплотнения насоса, охлаждаемые с помощью двух встроенных термобарьеров и двух выносных теплообменников, к которым подводится охлаждающая среда, – торцового типа. В конструкции насоса предусмотрена возможность температурного расширения корпуса вдоль оси в противоположную от привода сторону.

Учитывая то, что насос предназначен для работы в режимах пуска и останова, тепловой удар рассматривался как нарушение нормальных условий эксплуатации (ННЭ), при котором за 3 секунды происходит увеличение температуры перекачиваемой среды от 20°C до 177°C.

### ПОСТРОЕНИЕ РАСЧЕТНОЙ МОДЕЛИ

С целью моделирования ситуации поведения насоса при тепловом ударе построена осесимметричная модель его конструкции. Геометрическое моделирование конструкции насоса выполнялось в графическом редакторе SolidWorks. При построении геометрической модели насоса принят ряд упрощений, позволяющих рассматривать геометрическую модель как осесимметричную конструкцию. При моделировании принимались реальные геометрические размеры элементов конструкции насоса.

Полная геометрическая модель насоса состоит из следующих деталей: секции, направляющие аппараты, разгрузочное устройство, крышка входная, крышка напорная, корпус наружный, термобарьеры, торцовые уплотнения, элементы подшипниковых узлов, элементы системы ротора.

### РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ НЕСТАЦИОНАРНОЙ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ. НАЧАЛЬНЫЕ И ГРАНИЧНЫЕ УСЛОВИЯ. РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

Следующим шагом решения задачи является расчет нестационарных температурных полей. Учитывая принятую осевую симметрию, задача решалась на 2D-модели насоса. При решении задачи нестационарной теплопроводности для создания конечно-элементной модели использовался тепловой четырехузловой элемент PLANE 55 и генератор сеток программы ANSYS [2]. Общее количество конечных элементов составило 239182. Общее количество узлов – 246819. Полная конечно-элементная модель насоса показана на рисунке 1.

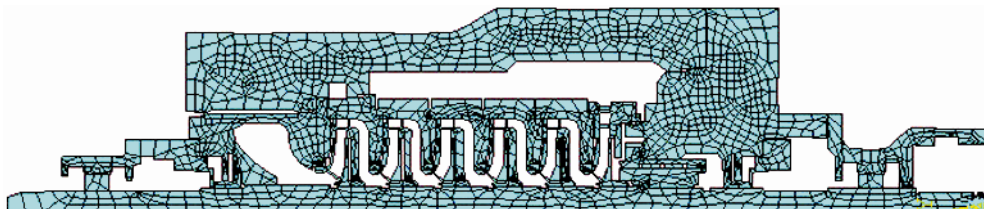


Рисунок 1 – Конечно-элементная модель многоступенчатого питательного насоса

Учитывалось, что геометрическая модель насоса является многосвязной областью с общей границей  $L = UL_j$  ( $j = 1, n$ ), контактирующей с двумя видами окружающей среды – перекачиваемой жидкостью на внутренней поверхности и воздухом на наружной поверхности.

Теплообмен между внутренней поверхностью насоса и перекачиваемой жидкостью, режим движения которой носит развитой турбулентный характер, осуществляется в условиях вынужденной конвекции. Поэтому на внутренней поверхности осесимметричной модели задаются граничные условия третьего рода, соответствующие условиям конвективного теплообмена. Коэффициенты теплоотдачи определялись в зависимости от интенсивности процесса конвективного теплообмена, характеризуемого значением критерия Нуссельта. Тепловая нагрузка, приложенная к границе модели, задавалась как функция времени – при решении уравнения нестационарной теплопроводности на каждом шаге нагружения она принималась в качестве граничных условий [3, 4].

Значения коэффициентов теплоотдачи, используемые при расчете нестационарных температурных полей, определялись для характерных каналов проточной части насоса: в цилиндрических щелях на входе в колеса и на выходе из колес; в каналах рабочих колес; в вертикальном канале между крышкой входной и первым колесом; в вертикальном канале между направляющими аппаратами, вторым и последующими колесами; в вертикальном канале между секциями, вторым и последующими колесами; в вертикальном канале между направляющими аппаратами и секциями; в щели между разгрузочной втулкой и поршнем; в кольцевом канале между направляющими аппаратами и секциями; в камере напорной полости; в камерах термобарьеров; в камерах перед торцовыми уплотнениями и другими элементами внутреннего корпуса насоса.

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

Результатом решения задачи нестационарной теплопроводности, алгоритм которой реализован в программном комплексе ANSYS, являются: поля температур, температурные градиенты и плотности тепловых потоков. Распределение нестационарных температурных полей для модели насоса в расчетные моменты времени – 3, 24, 300 и 1800 секунд – показаны на рисунках 2–5. На каждом шаге теплового нагружения анализировались результаты расчетов нестационарных температурных полей и определялись опасные зоны конструкции насоса с максимальными температурами и градиентами температур.

Нестационарные температурные поля рассчитывались до 1800-й секунды (30 минут), после которой температурные поля выходят на установившийся стационарный режим.

#### РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ ТЕРМОУПРУГОСТИ. ГРАНИЧНЫЕ УСЛОВИЯ. РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

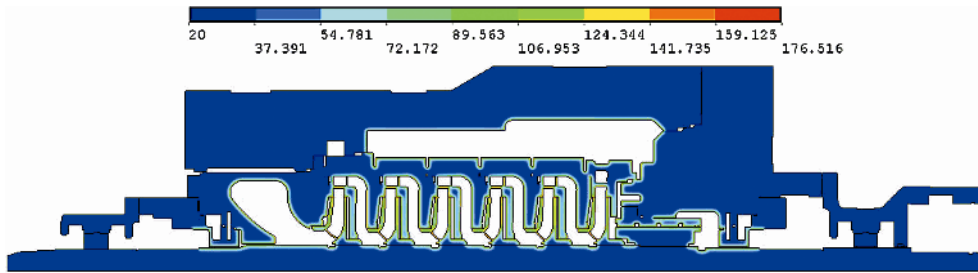
Следующим этапом при оценке работоспособности насоса по критериям изменения щелевых зазоров между деталями ротора и статора является решение задачи термоупругости. В качестве внешней нагрузки, действующей на расчетную осесимметричную модель насоса, принималось нестационарное температурное поле. Учитывая то, что в конструкции насоса предусмотрена возможность температурного расширения корпуса вдоль оси, граничные условия, накладывающие ограничения на соответствующие компоненты перемещений расчетной осесимметричной модели насоса, задавались в месте установки опорно-упорного подшипника. Для расчета термонапряженного состояния конструкции использовался четырехузловой элемент PLANE 42.

Результатом решения задачи термоупругости, алгоритм которой реализован в программном комплексе ANSYS, являются поля термоупругих напряжений, деформаций и перемещений, полученных вследствие воздействия нестационарного температурного поля.

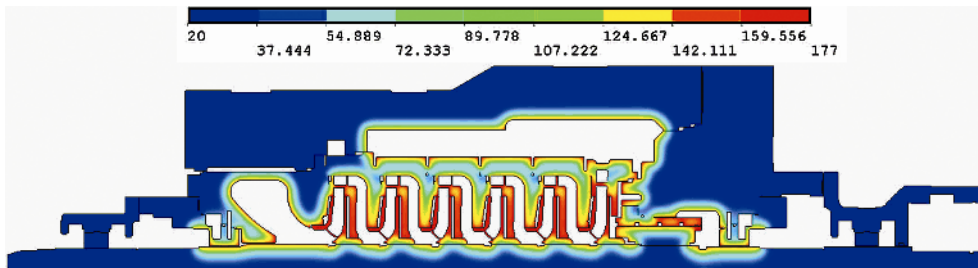
Таким образом, при воздействии теплового удара для модели насоса определены значения радиальных перемещений конструктивных элементов уплотнений как функции времени и оценены изменения щелевых зазоров.

В данной постановке задачи статический прогиб ротора от радиальной силы на последнем колесе насоса не учитывался, так как ее величина, ввиду наличия направляющего аппарата, незначительна.

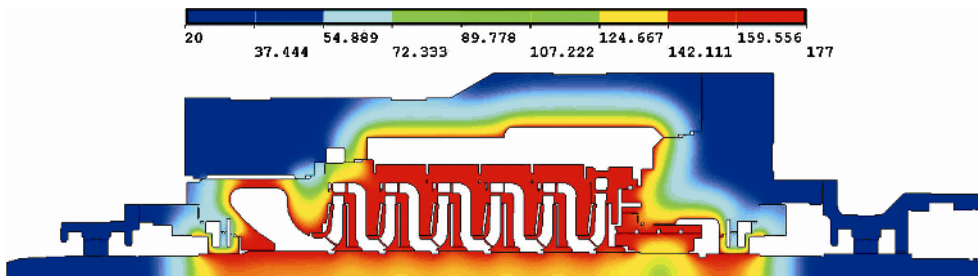
Изменения щелевых зазоров между конструктивными элементами уплотнений приведены на рисунках 6–11.



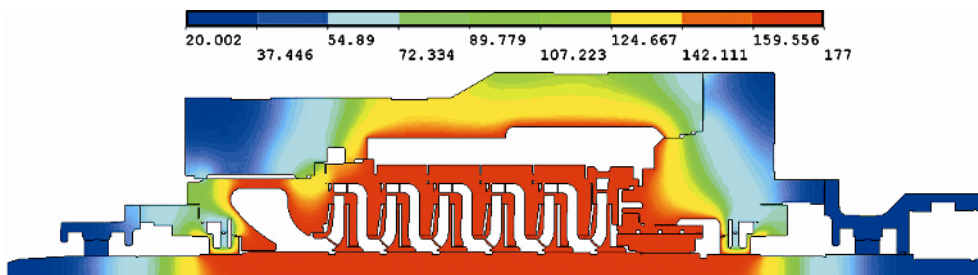
*Рисунок 2 – Поле температур в исследуемом насосе на 3-й секунде*



*Рисунок 3 – Поле температур в исследуемом насосе на 24-й секунде*



*Рисунок 4 – Поле температур в исследуемом насосе на 300-й секунд*



*Рисунок 5 – Поле температур в исследуемом насосе на 1800-й секунде*

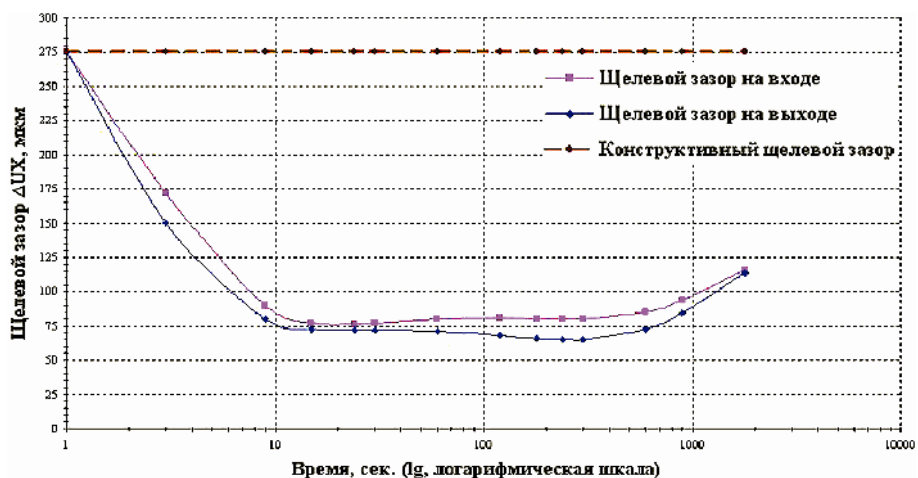


Рисунок 6 – Изменение щелевого зазора между колесом I-й ступени и кольцом уплотнительным крышки входной при режиме термоудара

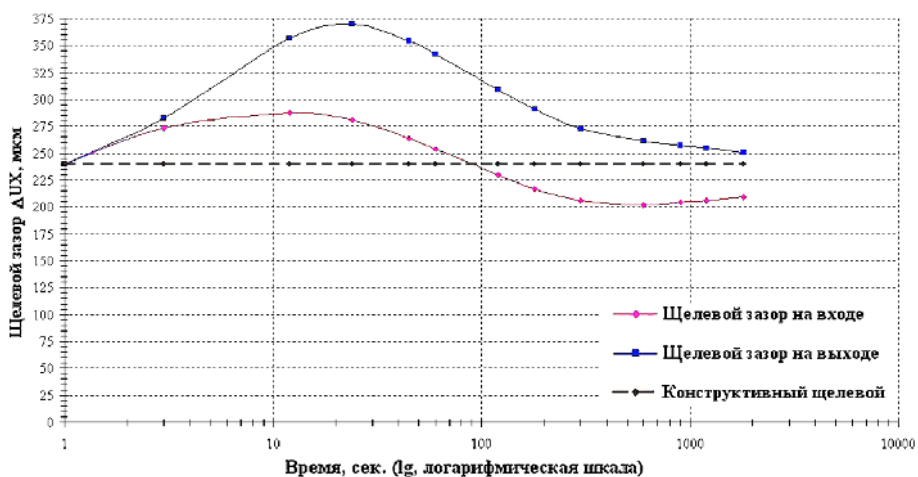


Рисунок 7 – Изменение щелевого зазора между колесом I-й ступени и кольцом уплотнительным направляющего аппарата при режиме термоудара

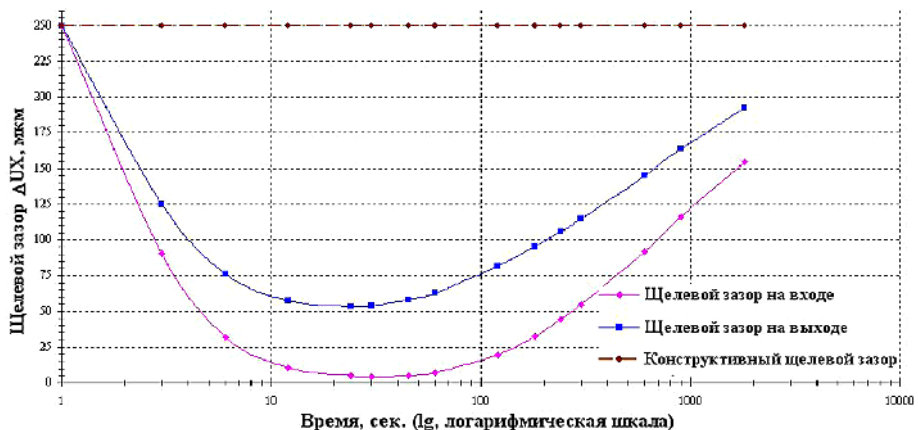


Рисунок 8 – Изменение щелевого зазора между колесом II-й ступени и кольцом уплотнительным секции I-й ступени при режиме термоудара

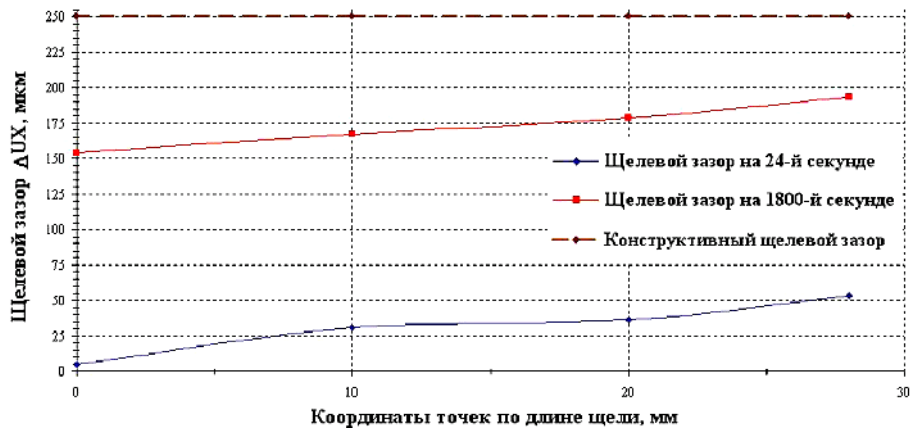


Рисунок 9 – Изменение щелевого зазора между колесом II-й ступени и кольцом уплотнительной секции вдоль щели при режиме термоудара

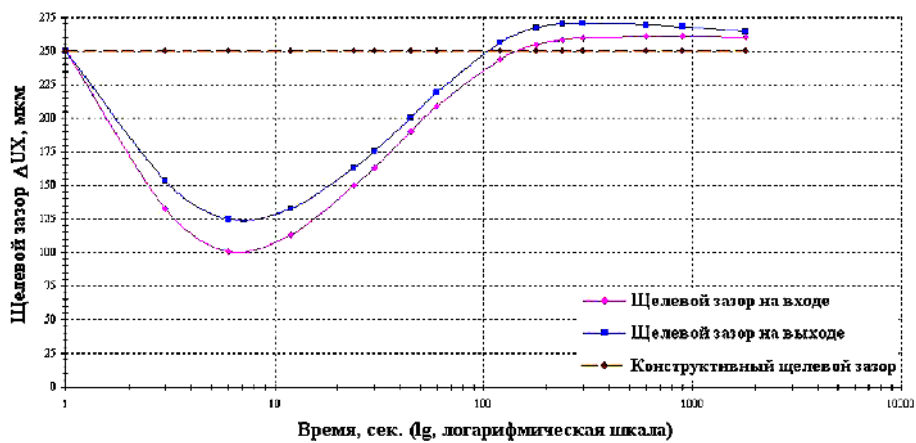


Рисунок 10 – Изменения щелевого зазора между колесом III-й ступени и кольцом уплотнительной секции II-й ступени при режиме термоудара

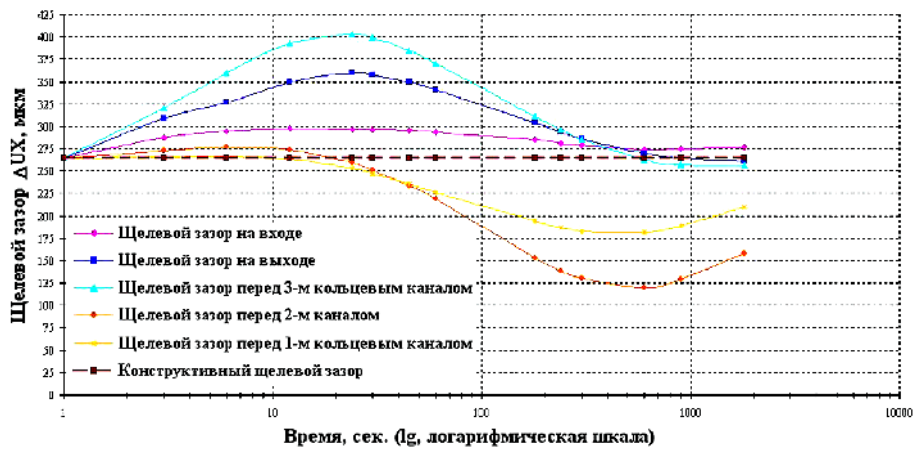


Рисунок 11 – Изменение щелевого зазора в разгрузочном устройстве с кольцевой нарезкой при режиме термоудара

На рисунке 6 приведен график изменения во времени целевого зазора между колесом I-й ступени и кольцом уплотнительным крышки входной на входе в первое колесо. На графике видно, что минимальное значение 65 мкм кривая целевого зазора принимает на выходе на 300-й секунде. Величина зазора уменьшается до 23,6% конструктивно принятого значения. Такое изменение величины зазора объясняется медленной скоростью прогрева крышки входной, имеющей большую массу в сравнении с другими элементами целевого уплотнения, что видно по распределению поля температур на рисунке 4.

На рисунке 7 приведен график изменения во времени целевого зазора между колесом I-й ступени и кольцом уплотнительным направляющего аппарата на выходе из первого колеса. На графике видно, что минимальное значение 202 мкм (84,2% конструктивно принятого значения) кривая целевого зазора принимает на входе на 600-й секунде. Так как направляющий аппарат прогревается быстрее ступицы колеса, то до 100-й секунды прогрева наблюдается увеличение величины целевого зазора по сравнению с конструктивно принятым значением. Анализ температурных полей показывает, что аналогичная картина наблюдается на выходе из всех рабочих колес.

На рисунке 8 приведен график изменения во времени целевого зазора между колесом II-й ступени и кольцом уплотнительным секции I-й ступени на входе во второе колесо. Как видно из графика, минимальное значение 5 мкм целевой зазор принимает на входе на 24-й секунде. Величина целевого зазора принимает критическое значение – 2% конструктивно принятого значения. Такое изменение величины зазора происходит вследствие перемещения нижней входной кромки уплотнительного кольца секции по направлению к валу насоса из-за неравномерного прогрева и поворотной деформации секции. Температурное поле для этого момента времени приведено на рисунке 3. На выходе из щели минимальное значение 53 мкм (21,3% конструктивно принятого значения) целевой зазор принимает на 24-й секунде. Исходя из рисунка 3, можно сделать вывод, что следующие секции прогреваются более равномерно, поэтому величины целевых зазоров в последующих ступенях будут больше, чем на второй ступени.

На рисунке 9 приведен график изменения целевого зазора на входе во второе колесо по его длине. Приведены графики для 24-й секунды, когда величина целевого зазора принимает минимальное значение, и для 1800-й секунды, когда величина целевого зазора принимает максимальное значение. Из графиков видно, что для приведенных моментов времени величина целевого зазора увеличивается к выходу из щели.

На рисунке 10 приведен график изменения во времени целевого зазора между колесом III-й ступени и кольцом уплотнительным секции II-й ступени на входе в третье колесо. Как видно из графика, минимальное значение 100 мкм (40% конструктивно принятого значения) целевой зазор принимает на входе на 6-й секунде. На выходе из щели минимальное значение 125 мкм (50% конструктивно принятого значения) целевой зазор также принимает на 6-й секунде.

Графики изменения во времени целевых зазоров между колесами IV-й, V-й и VI-й ступеней и кольцами уплотнительными секций практически совпадают с графиком для третьего колеса, приведенного на рисунке 10.

На рисунке 11 приведен график изменения во времени целевого зазора в разгрузочном устройстве. Так как длина данного целевого зазора превышает 240 мм, на графике приведены значения величины целевого зазора для пяти пар узлов, расположенных по длине зазора. Как видно из графика, минимальное значение 120 мкм (45,3% конструктивно принятого значения) целевой зазор принимает перед вторым кольцевым



каналом на 600-й секунде. Максимальное значение 403 мкм целевой зазор принимает перед третьим кольцевым каналом на 24-й секунде.

Оценка работоспособности насоса по критериям прочности проводилась на примере корпуса насоса для режимов нормальной эксплуатации (НЭ) и нарушения нормальной эксплуатации (ННЭ).

На внутреннюю и наружную поверхности расчетной осесимметричной модели действуют механические нагрузки: расчетное входное и напорное давление; удельная нагрузка от усилий в шпильках крепления входной и напорной крышки к корпусу насоса; удельное давление на контактной поверхности внутреннего корпуса с наружным корпусом. Граничные условия, накладывающие ограничения на осевые компоненты перемещений расчетной модели корпуса, задавались по линии контакта наружного корпуса с внутренним.

Для режима НЭ в качестве тепловой нагрузки принималось установившееся стационарное температурное поле. Распределение стационарного температурного поля в корпусе приведено на рисунке 12. Распределение приведенных напряжений  $(\sigma_1 - \sigma_3)$  в корпусе от механических и температурных нагрузок для режима НЭ приведено на рисунке 13. Для режима ННЭ в качестве тепловой нагрузки принималось нестационарное температурное поле на 1800-й секунде, соответствующее возникновению максимальных температурных напряжений. Распределение нестационарного температурного поля в корпусе приведено на рисунке 14. Распределение приведенных напряжений  $(\sigma_1 - \sigma_3)$  в корпусе от механических и температурных нагрузок для режима ННЭ приведено на рисунке 15. Оценка прочности корпуса для режима НЭ выполнялась для групп категорий напряжений  $(\sigma)_1, (\sigma)_2, (\sigma)_{RV}$ .

Оценка прочности корпуса для режима ННЭ выполнялась для групп категорий напряжений  $(\sigma)_1, (\sigma)_2$ , при этом, температурные напряжения  $\sigma_{TL}$  классифицировались как местные и учитывались в расчетах на циклическую прочность. Оценка циклической прочности корпуса проведена по допускаемому числу циклов и накопленному усталостному повреждению согласно [1].

## ВЫВОДЫ

Проведенные исследования позволили оценить работоспособность питательного насоса ПТН 1150-350 в условиях теплового удара по критериям прочности и изменению зазоров в щелевых уплотнениях. Расчеты на прочность проведены для наиболее нагруженных корпусных деталей насоса, оценка прочности выполнена по всем группам категорий напряжений для режимов НЭ и ННЭ согласно [1]. Расчет шпилек крепления крышки напорной с корпусом в условиях теплового удара выполнен по методике, приведенной в [1]. Условия прочности корпусных деталей насоса выполняются.

Исследованы изменения зазоров в щелевых уплотнениях как функции времени и координат в условиях нагружения нестационарным температурным полем в режиме теплового удара. Необходимо отметить, что деформации конструктивных элементов щелевых уплотнений в условиях теплового удара существенно зависят от распределения температурных полей, градиентов температур и скоростей прогрева деталей внутреннего корпуса насоса. Наиболее критичным в исследованной конструкции насоса является зазор щелевого уплотнения между колесом II-й ступени и кольцом уплотнительным секции I-й ступени, где минимальное значение 5 мкм зазор принимает на входе на 24-й секунде.

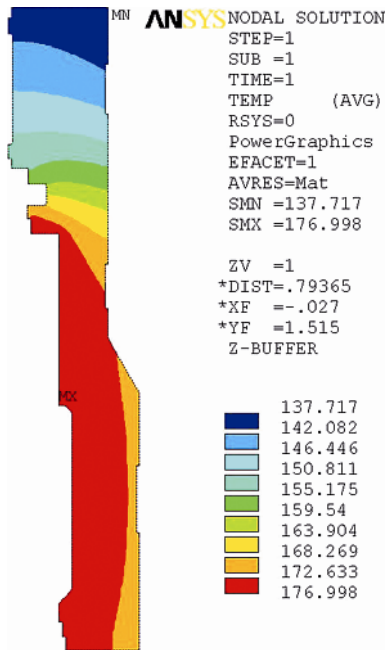


Рисунок 12 – Распределение стационарного поля температур в корпусе при НЭ, °С

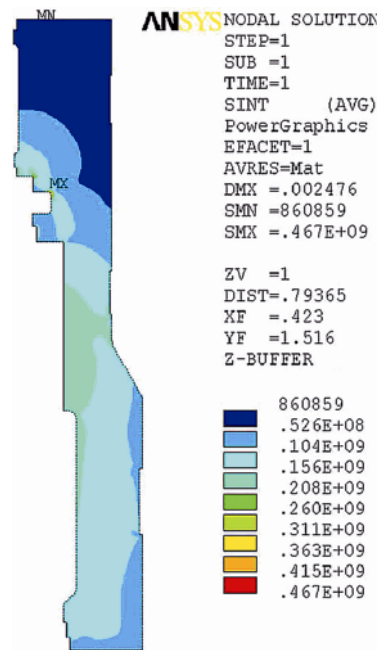


Рисунок 13 – Распределение приведенных напряжений ( $\sigma_1 - \sigma_3$ ) в корпусе от механических и температурных нагрузок при НЭ, Па

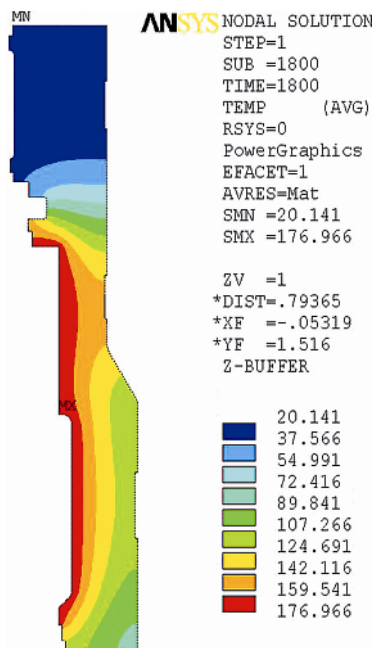


Рисунок 14 – Распределение нестационарного поля температур в корпусе при ННЭ, °С. На 1800-й секунде соответствует максимальным местным температурным напряжениям

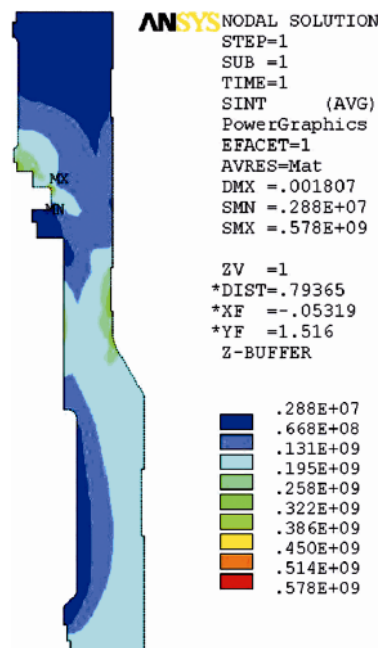


Рисунок 15 – Распределение приведенных напряжений ( $\sigma_1 - \sigma_3$ ) в корпусе от механических и температурных нагрузок при ННЭ, Па

В результате проведенных исследований подтверждена работоспособность насоса ПТН 1150-350 в условиях теплового удара.

При проектировании насосов, работающих в условиях теплового удара, необходимо проводить аналогичные исследования для оптимизации размеров конструктивных зазоров в целевых уплотнениях для исключения возможного ударного взаимодействия и повышенного износа между деталями ротора и статора.

#### RESEARCH OF THE MULTISTAGE BOILER FEED WATER PUMP FAILURE-FREE OPERATION UNDER THE HEAT SHOCK CONDITIONS

*Andrey K. Davidenko, Andrey A. Rudenko, Vyacheslav F. Khvorost, Ilya S. Gavrylo, Research and Design Institute for Atomic and Power Pumpbuilding (JSC "VNIIAEN"), 2-ya Zheleznodorozhnaya, 2, Sumy, 40003, Ukraine, E-mail: admin@vniiaen.sumy.ua*

*The article deals with a problem of ensuring the safe operation of boiler feed water pumps during starting-up without preparation of the operating conditions, which is associated with the estimation of the failure-free operation in the modes, when the strong thermal action of core coolant acts on the pumps with the temperature changing in a short time. The solution of thermoelasticity problem is to derive the fields of thermoelastic stresses, distortions and displacements in the pump elements, which are the result of the combined effects of unsteady temperature field and mechanical loads. Changing of gaps between rotor and stator components were investigated as the time and coordinate functions in order to optimize the annular seal design by reducing of the time step for extreme start-up conditions. Finally, the failure-free operation of ПТН 1150-350 pump under the heat shock conditions was confirmed.*

**Keywords:** *heat shock, gap, convective heat transfer, temperature field, temperature gradients, the density of heat flows, thermoelasticity, thermalstress condition.*

#### ДОСЛІДЖЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ БАГАТОСТУПЕНЕВОГО ЖИВИЛЬНОГО НАСОСУ ПІД ВПЛИВОМ ТЕПЛООВОГО УДАРУ

*А. К. Давіденко, А. А. Руденко, В. Ф. Хворост, І. С. Гаврило, ТОВ «Науково-дослідний і проектно-конструкторський інститут атомного та енергетичного насособудування «ВНДІАЕН»», вул. 2-га Залізнична, 2, 40003, м. Суми, Україна; E-mail: admin@vniiaen.sumy.ua*

*Розглянута задача забезпечення безпечної експлуатації живильних насосів під час пусків без попередньої підготовки робочого стану, яка пов'язана з оцінкою працездатності насосів у режимах, коли насоси піддаються інтенсивним тепловим впливам з боку теплоносія, температура якого змінюється за мінімальні інтервали часу. Поля термопружних напружень, деформацій та переміщень в елементах конструкції насоса, що були одержані в результаті сумісної дії нестационарного поля температур та механічних навантажень, являються розв'язком задачі термопружності. З метою оптимізації конструкції щільних ущільнень при зменшенні інтервалу часу для екстремальних умов пуску досліджені зміни величини зазорів між деталями ротора та статора як функції часу і координат. Проведені дослідження підтвердили роботоздатність насоса ПТН 1150-350 в умовах теплового удару.*

**Ключові слова:** *тепловий удар, щільний зазор, конвективний теплообмін, поле температур, температурні градієнти, щільність теплових потоків, термопружність, термонапружений стан.*

#### СПИСОК ЛІТЕРАТУРЫ

- 1 Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок. (ПНАЭ Г-7-002-86) / Госатомэнергонадзор СССР. М.: Энергоатомиздат, 1989. 525 с.
- 2 Программный комплекс ANSYS 7.1. Лицензионное соглашение №155594.
- 3 Исаченко В. П. Теплопередача / В. П. Исаченко, В. П. Осипова, А. С. Сукомел. М.: Энергоиздат, 1981. 417 с.
- 4 Михеев М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. М.: Энергия, 1977. 44 с.

*Поступила в редакцию 19 июня 2013 г.*