

Результаты математического моделирования течений в новом стопорно-регулирующем клапане

А.Е. Зарянкин, В.В. Носков, С.В. Арианов, В.А. Зарянкин

◆ Аннотация

Рассматриваются результаты математического моделирования стопорно-регулирующего клапана, разработанного фирмой «ЭНТЭК» совместно с МЭИ(ТУ).

Показано удовлетворительное совпадение расчетных и опытных данных, а полученные количественные результаты свидетельствуют о хороших аэродинамических качествах рассматриваемого блока клапанов.

◆ Введение

Исполнительные органы систем регулирования паровых турбин включают последовательно включенные стопорный и регулирующий клапаны. При этом используются как схемы с раздельным расположением этих клапанов, так и схемы с совмещением их в едином блоке. Последнее решение наиболее характерно для турбин с большим объемным расходом пара, где таким образом достигается существенное снижение металлоемкости, растет компактность системы парораспределения, и при определенных условиях может быть достигнуто снижение сопротивления в системе подвода пара к турбине.

На зарубежных турбинах наибольшее распространение получил стопорно-регулирующий клапан фирмы АВВ, приведенный на *рис. 1*, где стопорный 1 и регулирующий 2 клапаны перекрывают седло 3 с одной стороны, а их сервомоторы расположены с разных сторон корпуса 4 блока клапанов. При этом первым по ходу пара располагается регулирующий клапан 2 [1,2].

При таком компоновочном решении сокращается минимальная проходная площадь седла 3, так как его цент-

ральная часть оказывается перекрытой втулкой 5, которая совместно с приливом 6 внутри корпуса 1 образует внутренний обвод кольцевого диффузорного канала 7.

В результате при полном открытии регулирующего клапана среднерасходная минимальная скорость во входном сечении кольцевого диффузора 7 составляет $140 \div 150$ м/с, а локальные скорости на выпуклых участках диффузора превосходят $180 \div 200$ м/с.

При этом следует иметь в виду, что щелевые прорези 8 на седле 3 и использованная колокольчатая форма регулирующего клапана 2 создают во входном сечении диффузора сложное нестационарное поле скоростей, при котором коэффициент восстановления давления в кольцевом диффузоре оказывается небольшим.

В результате рассматриваемый стопорно-регулирующий клапан имеет достаточно высокое гидравлическое сопротивление, равное $6 \div 8\%$ от давления свежего пара, высокий уровень шума ($100 \div 115$ дБ), сравнительно небольшой межремонтный период в связи с эрозионным износом проточной части.

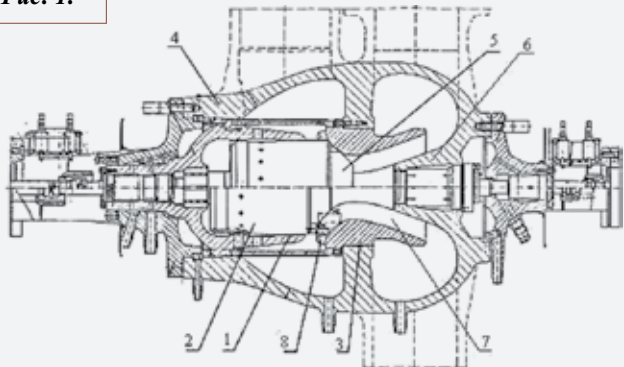
Этот износ сильно увеличивается при работе клапана на слабоперегретом и влажном паре, когда за счет очень высоких скоростей в потоке образуется вторичная влага. Кроме того, очень высокий уровень скоростей в проточной части клапана не позволяет использовать клапан при проводимой сейчас модернизации турбин, целью которой является не только повышение внутреннего относительного КПД турбины, но и увеличение полезной мощности за счет большого пропуска пара через проточную часть турбины. В этом случае сопротивление уже существующего клапана становится недопустимо высоким.

К недостаткам конструкции следует отнести и невозможность разборки стопорного клапана без снятия регулирующего клапана.

В качестве альтернативного решения фирмой «ЭНТЭК» совместно с кафедрой Паровых и газовых турбин Московского энергетического института был разработан новый стопорно-регулирующий клапан, предназначенный для влажно-паровых турбин мощностью 600 МВт [1].

Новый клапан (*рис. 2*) монтируется в том же корпусе, что и клапан, показанный на *рис. 1*. Его основные отличия состоят в том, что здесь стопорный 1 и регулирующий 2 клапаны перекрывают обе стороны седла 3. Такое решение позволило существенно расширить проходную площадь седла и приблизить ее к площади входного патрубка 4.

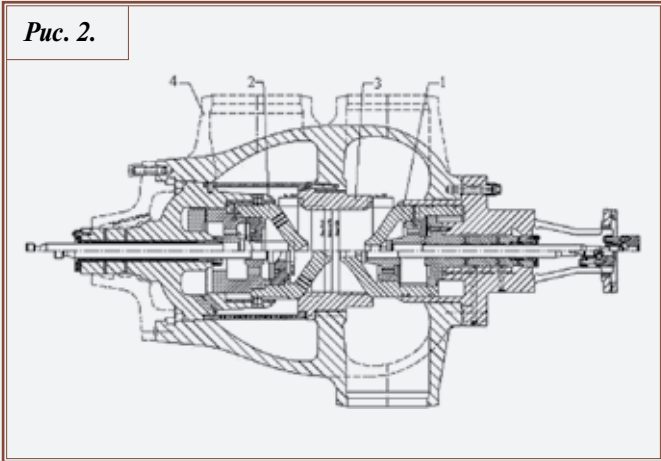
Рис. 1.



В результате расчетная скорость пара в узком сечении седла на полном подъеме клапана снизилась до 80 м/с и отпала необходимость в диффузорном седле. Использование новых решений в конструкции самих клапанов, апробированных на многих регулирующих клапанах турбин тепловых электростанций, позволило снизить общее сопротивление клапана до $3 \div 3,5\%$ от начального давления пара, существенно уменьшить (в $3 \div 4$ раза) динамические нагрузки на штоках клапанов и уменьшить силы, необходимые для их перестановки.

Целью настоящей работы является исследование характера течения пара в проточной части клапана на основе его математического моделирования.

Рис. 2.



1. Формулировка задачи исследования

Интенсивное развитие вычислительной техники позволило моделировать течения жидкостей в самых разнообразных устройствах, включая практически все задачи, связанные с течением рабочих сред в турбомашинах.

Однако не следует забывать, что при теоретических решениях задач газодинамики исходная система дифференциальных уравнений является незамкнутой.

Для замыкания этой системы используют уравнения, связывающие турбулентные напряжения с осредненными скоростями, причем в основе этих уравнений лежат те или иные теории турбулентности, дополненные чисто экспериментальными данными. В большинстве случаев такие замыкающие полуэмпирические соотношения учитывают не более двух характеристик турбулентности. В тоже время два турбулентных потока с одинаковыми значениями турбулентных напряжений, которые определяются используемыми при решении задач газодинамики уравнениями, могут иметь совершенно различную макро- и микроструктуру.

В результате, гарантировать достоверность конечных количественных результатов можно только для однотипных задач, где есть уверенность в достоверности используемых констант турбулентности.

При переходе к задачам другого типа вероятность возможной ошибки существенно увеличивается. Тем не

менее, расчетная качественная картина течения даже в каналах очень сложной формы в целом соответствует реальному течению.

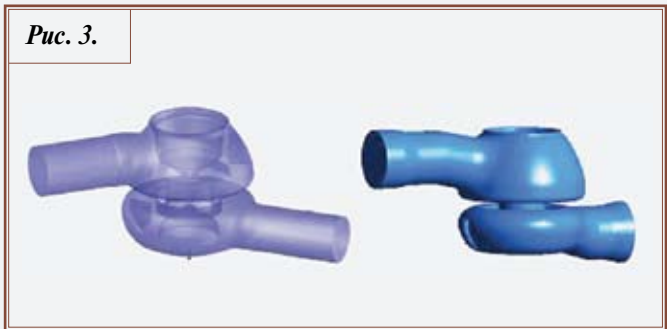
В представленных ниже расчетных материалах содержится визуализация полей давлений и скоростей в проточной части рассматриваемого стопорно-регулирующего клапана, позволяющая выявить особенности течения и провести численную оценку скоростей и давлений в различных сечениях рассматриваемой проточной части.

Поскольку входной и выходной патрубки стопорно-регулирующего клапана несимметричны относительно меридиональной плоскости, то создание расчетной модели с периодичной границей невозможно, и течение моделируется во всем клапане целиком. Геометрические модели канала клапана учитывают все особенности реальной геометрии (проточки, фаски, ребра и т.д.). В случае модели клапана с защитной сеткой для сокращения размера расчетной сетки было использовано следующее упрощение: вертикальный ряд отверстий перфорированной сетки моделировался сплошной щелью постоянной толщины.

Созданные в CAD-приложении геометрические модели передавались для построения сетки в формате IGES

рис. 3.

Рис. 3.



Для создания неструктурированной тетраэдрической расчетной сетки использовался автоматический сеточный генератор. Сгущение сетки проводилось на элементах чашек клапана, на фасках, ребрах, а также в пространстве между щелями сетки клапана. Общий размер расчетной сетки при этом составляет в среднем 3 млн ячеек, что позволяет получить удовлетворительную точность при проведении расчетов.

Рабочее тело – идеальный газ с теплофизическими свойствами (c_p , μ и т.д.) для пара.

Использовались следующие типы граничных условий:

- Вход: полное давление $\bar{P}_0 = 65,405 \text{ бар}$ и полная температура $\bar{T}_0 = 554,42 \text{ К}$; направление потока – нормально к входной границе; степень турбулентности потока на входе принималась равной $Tu = 5\%$.

- Выходной расход пара $G = 206,28 \text{ кг/с}$.

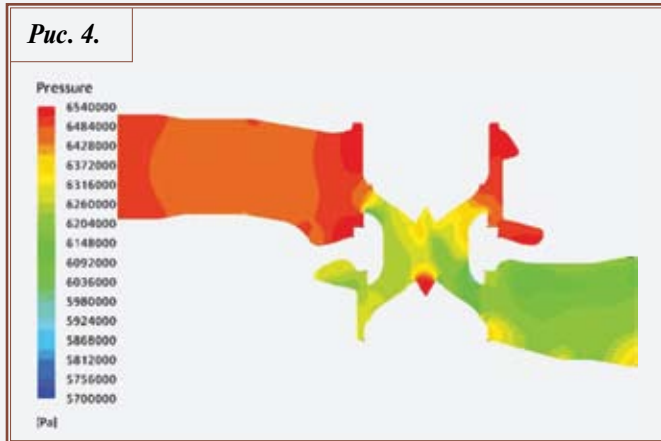
- Стенки, ГУ типа адиабатическая стенка.

Для всех вариантов расчета применялась $k - \epsilon$ модель турбулентности.

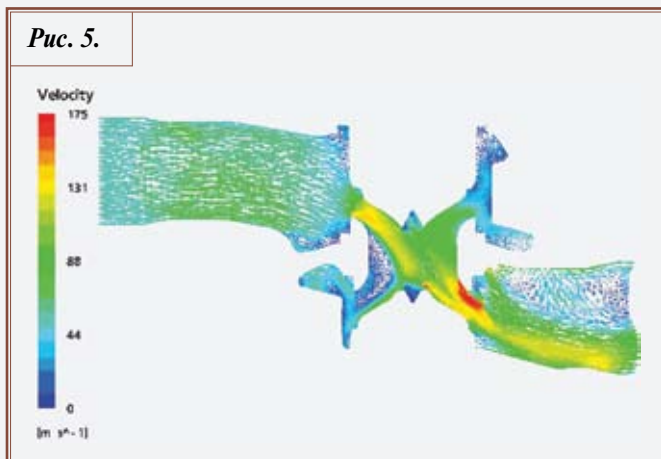
2. Результаты математического моделирования течения в проточной части нового стопорно-регулирующего клапана

Расчетное исследование характера течения в проточной части рассматриваемого клапана проводилось в два этапа. На первом – все расчеты велись без защитной сетки, а затем они были повторены при установке перед регулирующим клапаном указанной выше щелевой защитной сетки.

Результаты CFD – расчетов в виде контуров статических давлений и векторной диаграммы абсолютных скоростей в проточной части клапана при его полном открытии без защитной сетки приведены на *рис. 4-5*.



Полученное поле статических давлений (*рис. 4*) свидетельствует об отсутствии в осесимметричном канале осевой симметрии в распределении давлений. Особенно наглядно асимметрия давлений видна на чаше клапана,



где давление на стороне входа потока на 1,0-1,5 бар ниже давления на противоположной стороне. Следует также обратить внимание на то, что в центре стопорного клапана давление P_{02} практически равно давлению среды в клапанной коробке.

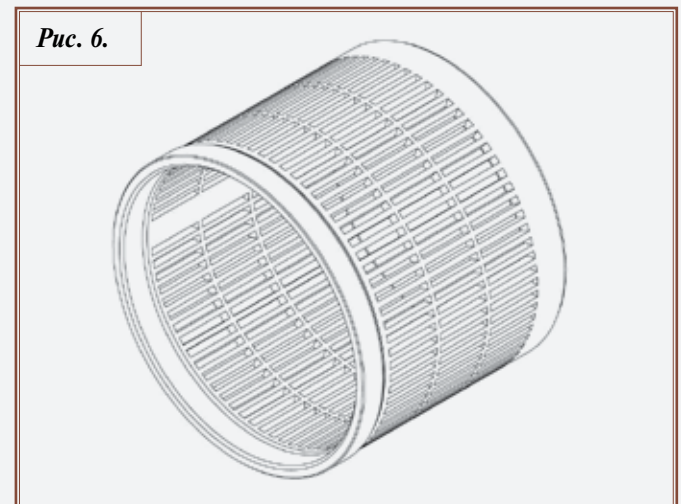
В соответствии с рассмотренным полем давлений меняются по проточной части клапана и абсолютные скорости c_i (*рис. 5*).

На приведенных рисунках рабочая среда от входного к выходному патрубкам движется по диагонали. Соот-

ветственно локальная скорость на входном участке седла достигает 170-175 м/с, а степень использования геометрических проходных площадей не превышает 70%. Сложной оказывается и картина течения в выходном патрубке, где на стороне, противоположной выходному сечению, имеет место замкнутое циркуляционное течение.

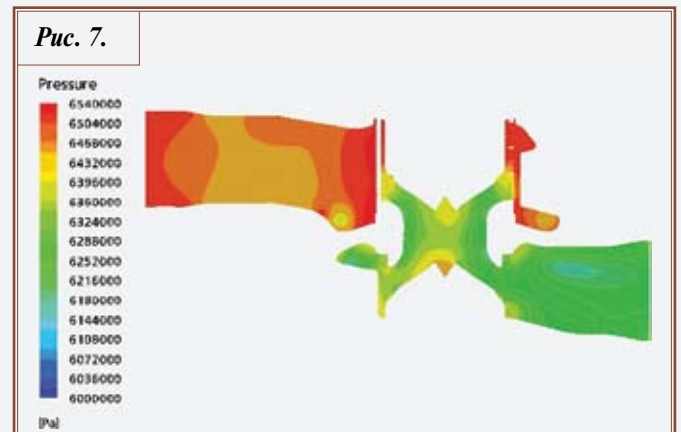
Интуитивно описанная картина достаточно логична, так как поток идет по пути наименьшего сопротивления. Однако опытная проверка реальных полей скоростей на модели перфорированного клапана не выявила столь сильной асимметрии течения. Соответственно и полученное опытным путем сопротивление нового клапана ($\Delta p_{расч} = 2,3 \text{ бар}$) оказалось ниже расчетной величины ($\Delta p_{расч} = 2,49 \text{ бар}$).

Очень интересные с физической точки зрения результаты были получены при расчете клапана с защитной сеткой. Для упрощения расчетной модели, как уже отмечалось выше, защитная сетка представляла собой цилиндр, в стенках которого были прорезаны продольные щели (*рис. 6*).



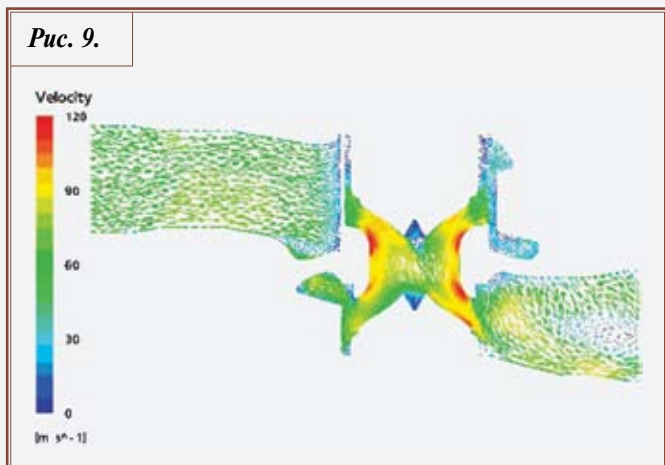
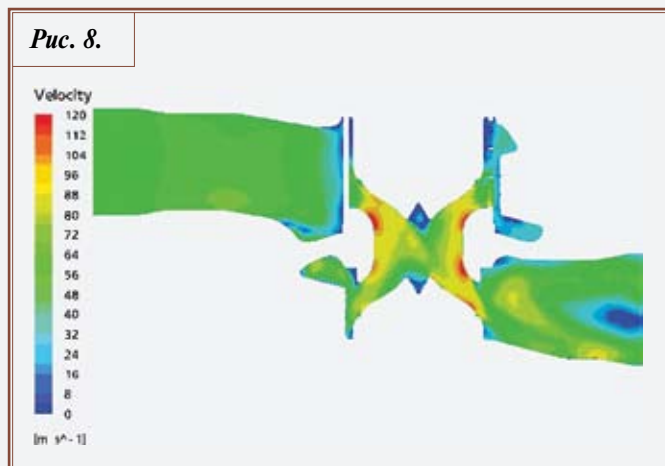
Расчетное поле давлений в проточной части клапана с такой защитной сеткой приведено на *рис. 7*. Сравнивая это поле давлений с приведенным ранее полем скоростей (*рис. 4*), легко видеть принципиальную разницу между ними.

Установка сетки снизила асимметрию течения (*рис. 7-9*), обеспечив существенное снижение окружной неравномерности течения как во входном, так и в выходном сечениях



седла. Рассматривая расчетные поля давлений, необходимо обратить внимание на факт высокого давления в торцевой части стопорного клапана как при наличии сетки (рис. 7), так при ее отсутствии (рис. 4).

Это обстоятельство имеет важное практическое значение, так как в стопорном клапане через отверстие в центральной части внутренняя полость клапана соединяется



с внешним течением. Соответственно внутри клапана давление всегда оказывается существенно выше среднего давления на обтекаемой потоком поверхности и возникает достаточно большая сила, действующая на его закрытие. Для снижения указанной силы внутреннюю полость клапана пришлось соединить с внешним пространством с помощью трех поясов отверстий перфорации, расположенных на обтекаемой поверхности.

Весьма интересна и расчетная оценка перепада давлений, действующего на клапаны с сеткой при его полном открытии.

Установка защитной сетки привела не к увеличению, а к снижению потери давления на 0,5 бар. В данном случае полученный результат является следствием более равномерного распределения скоростей по проходным сечениям клапана. При этом произошло заметное снижение локальных скоростей, обеспечившее указанное выше снижение суммарного сопротивления клапана.

В тоже время проведенные опыты показали увеличение сопротивления при установке защитной сетки. Полу-

ченное расхождение расчетных данных с опытом связано с тем, что при теоретическом расчете не удалось смоделировать отверстия перфорации на чашке регулирующего клапана, и расчеты велись с гладкой обтекаемой поверхностью. В то же время отверстия перфорации, замкнутые на общую демпферную камеру (рис. 2), обеспечивают выравнивание давлений в окружном направлении, обеспечивая тем самым сохранение осесимметричного характера течения в геометрическом осесимметричном клапанном канале при несимметричном (боковом) подводе в клапанную коробку рабочей среды. В этом случае установка сетки уже не может существенно изменить степень окружной неравномерности потока, поскольку эта неравномерность при наличии перфорации сравнительно невелика. В результате, с аэродинамической точки зрения сетка является дополнительным сопротивлением, и ее цель ограничивается защитой клапана от попадания в его проточную часть сравнительно крупных инородных тел.

Как следует из приведенных на рис. 6 расчетных данных, при установке защитной сетки в проточной части клапана течение становится более осесимметричным с заметно более низким значением максимальных скоростей на выпуклых поверхностях седла.

3. Выводы

- Проведенное математическое моделирование течения в стопорно-регулирующем клапане показало, что при существующем расположении подводящих и отводящих патрубков в осесимметричном клапанном канале имеет место очень сильная асимметрия течения, вызывающая резкое увеличение локальных скоростей и, соответственно, рост гидравлического сопротивления клапана.

- Установка перед регулирующим клапаном защитной щелевой сетки приводит к устранению асимметрии течения в проточной части клапана и сближает между собой локальные и среднерасходные скорости.

- Добавочное сопротивление, вносимое защитной сеткой, перекрывается более существенным снижением сопротивления в последующем клапанном канале, обусловленным выравниванием поля скоростей в окружном направлении. В результате, при установке сетки происходит не увеличение, а существенное снижение расчетного суммарного сопротивления клапана, которое для рассматриваемой конструкции составило около 2% от начального давления пара.

- Опытная величина суммарного сопротивления клапана составила 2,34 бар.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Зарянкин А.Е., Симонов Б.П. Регулирующие и стопорно-регулирующие клапаны паровых турбин. Изд-во МЭИ 2005 г.
2. Zariankin A.E., Sliwinski J., Michalek E. Doswiadczenia z eksploatacji zaworow odcinajaco-regulacyjnych do turbin 18K360 // Problemy innowacja w remontach energetycznych. Jugowce. 27-29 XI 2002 p.275–281.