

УДК 621.65.03

## **Разработка питательного насоса с двухсторонним подводом рабочего тела для энергоустановок ТЭС гигаваттного класса**

*Алексанян А.А., студент*

*Россия, 111250, г. Москва, Национальный исследовательский университет «МЭИ»,  
кафедра «Гидромеханики и гидравлических машин им. В.С. Квятковского»*

*Научный руководитель: Моргунов Г.М., д.т.н., профессор*

*Россия, 111250, г. Москва, Национальный исследовательский университет «МЭИ»  
кафедра «Гидромеханики и гидравлических машин им. В.С. Квятковского»*

*[ggm@mpei.ru](mailto:ggm@mpei.ru)*

Развитие центробежных насосов для мощных энергоблоков определяется требованиями, которые формулируются при проектировании электрических станций. Мировой энергетический рынок может быть подразделен на три основные группы по установленной мощности энергоблоков: от 300 до 500 МВт, от 500 до 700 МВт и, наконец, от 700 до 1000 МВт [2]. Существует тенденция увеличения единичной мощности энергоблоков. Энергоблоки мощностью до 700 МВт - это блоки докритических параметров. Энергоблоки большей мощности работают на сверхкритических параметрах.

В генерирующих энергоустановках наиболее энергоемкую и ответственную группу объектов насосных систем основных циклов представляют питательные насосы (ПН). ПН играют решающую роль на тепловых электростанциях. Они потребляют порядка от 3 до 5 % вырабатываемой станцией энергии [2].

Поскольку насосы – компоненты большой, очень сложной системы, схематичное изображение приведено на рис. 1., конструкция насоса должна быть выполнена таким образом, чтобы элементы насосов смогли воспринимать действующие силы, а динамические свойства должны быть такими, чтобы не возникали резонансы на собственных частотах трубопроводов и фундаментов. Накопленный ведущими отечественными и зарубежными фирмами насосостроения в течение ряда десятилетий опыт расчётно-теоретической, проектно-конструкторской технологической, вычислительно-компьютерной и физической отработки проточных частей (ПЧ) и лопастных систем (ЛС) рабочих органов (РО), совместно с основными уплотнительными и несущими узлами, позволили выйти на

практически предельные показатели работоспособности и энергокавитационных качеств многоступенчатых лопастных насосов (МЛН).

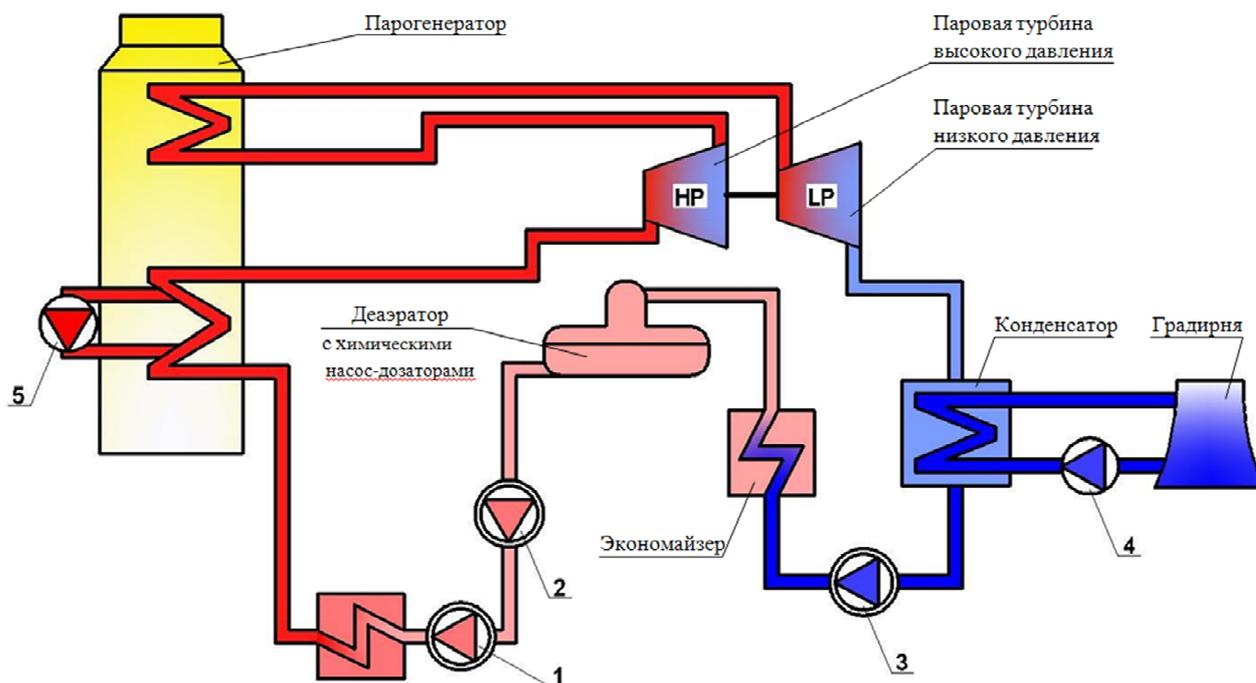


Рис. 1. Блок-схема энергоблока ППС: 1 - питательный насос; 2 – бустерный насос; 3 – конденсатный насос; 4 – циркуляционный насос; 5 - рециркуляционный насос парогенератора

На мощных электростанциях в мировой практике принято использование двух 50 %-ных питательных насосов, работающих параллельно. Обычно дополнительно устанавливается еще и 30 %-ный насос для работы во время пуска блока. В Германии же статистика, представленная страховым агентством «Allianz Versicherungs-AG», свидетельствует об увеличении числа мощных энергоблоков с конца 1970 года, имеющих единственный питательный насос в тепловой схеме со 100 % нагрузкой. Даже такой мощный блок как энергоблок электростанции в Нидераузем, электрической мощностью почти 1000 МВт имеет только один питательный насос с приводом мощностью 40 МВт. [3]

Важнейшими требованиями к этим гидромашинам, помимо энергетической эффективности, являются предельно возможные надежность, срок службы, техническая готовность. Увеличение КПД ПН мощностью 40 МВт лишь на 1 % позволяет произвести дополнительно 3,5 млн кВт·ч электроэнергии в год. С другой стороны, форс-мажорный останов энергоблока мощностью 1000 МВт на 3,5 часа, например, для краткосрочного ремонта ПН, приводит к эквивалентной потере в выработке электроэнергии. В частности, по статистическим данным северо-американского совета по надежности повреждения или отказы ПН оказались *третьей* по числу причиной простоев крупных ТЭС, которая во

многим predeterminedила стоимость невыработанной электроэнергии, превышающую величину 4 миллиона евро [3]. При проектировании ПН нового поколения главной задачей является достижение наибольшей надежности, уровней гидравлической мощности и КПД.

В связи с изложенным была предпринята перспективная проектная разработка ПН на сверхвысокие параметры. Известны недостатки применения разгрузочного поршня, гидравлической пяты и разгрузочных отверстий в рабочем колесе. В работе рассматривается схема с двусторонним подводом рабочего тела, содержащая инновационные проектные решения. Такая схема имеет большие преимущества, которые позволяют практически разгрузить ротор от осевых сил, достигаемых при мощности ПН более 40 МВт величине порядка 1 МН. Уравновешивание возможных остаточных осевых сил величин осуществляться только упорным подшипником скольжения двойного действия на не приводной стороне насоса. Введем для этого насоса условную аббревиатуру ДПНД (двухсекционный питательный насос с двусторонней подачей рабочего тела) и приведем данные по расчетному режиму:  $N_p = 45$  МВт,  $Q_p = 1,15$  м<sup>3</sup>с<sup>-1</sup>,  $m = 10$  (по 5 с каждой стороны),  $H_c = 975$  м (при диаметре РК  $D_2 = 0,422$  м),  $\omega = 628,32$  с<sup>-1</sup>,  $t_1 = 190^\circ\text{C}$ ,  $p_1 = 3,25$  МПа,  $\eta_{гс} \geq 0,88$ .

Блок-схема обеспечения нормальной работы ДПНД представлена на рис. 2. После обработки в деаэраторе 1 питательная вода поступает в подпорный ресивер 2, создающий термодинамические условия бескавитационного функционирования последующих устройств. Так, в представлениях равновесной термодинамики при адиабатическом понижении температуры в ресивере 2 с 200°C до 190°C давление на выходе из него повысится примерно в 1,19 раза по отношению к давлению насыщенных паров при  $t_1 = 190^\circ\text{C}$ . Далее рабочее тело направляется в делитель потока 3, осуществляющий деление потока на две предельно возможные равные части. Затем разделенный поток поступает на входы бустерного насоса – сепаратора 4 с пониженными в два и более раз по сравнению с ДПНД частотами вращения ротора. Гидромашина 4, как следует из названия, имеет двойное назначение. Во-первых, обеспечивает требуемые антикавитационные свойства ДПНД, т.е. давление  $p_1$  на его входе. Во-вторых, осуществляет финишную - механическую, в дополнение к используемым в предыдущих аппаратах термическому и химическому способам водоподготовки, очистку рабочего тела (РТ) от компонент с плотностями  $\rho$ , большими, либо меньшими плотности питательной воды  $\rho_B$ , включая коагулянты или продукты их распада при сепарации с аномальной плотностью, при желаемых значениях показателя  $pH$ . На рис.2 (вид А) условно выделены секции:  $a_i (i =$

1,2) - низконапорная насосная ступень с высокой всасывающей способностью (усеченный шнек),  $b_i$  – сепарационный барабан с концевыми каналами эвакуации отмеченных компонент,  $v_i$  – высоконапорный насос, обеспечивающий давление  $p_1$  на входах ДПН (см. например, [4]). Дальнейшее обсуждение концептуальных вопросов и, тем более, структурно-параметрических решений для устройств 2-4 выходит за рамки настоящей публикации.

Из бустерного насоса 4 рабочее тело с подачами  $\approx Q/2$  поступает во всасывающие патрубки ДПНД – позиция 5. Фрагмент разреза картриджа ДПНД, поясняющий компоновку ступеней в активной части с их симметричным расположением относительно вертикальной оси отвода рабочего тела, показан на рис. 5а. Сечение А-А по левому входному каналу приведено на рис. 5б. Места подвода и отвода рабочего тела от картриджа на рис.4а отмечены утолщенными вертикальными стрелками.

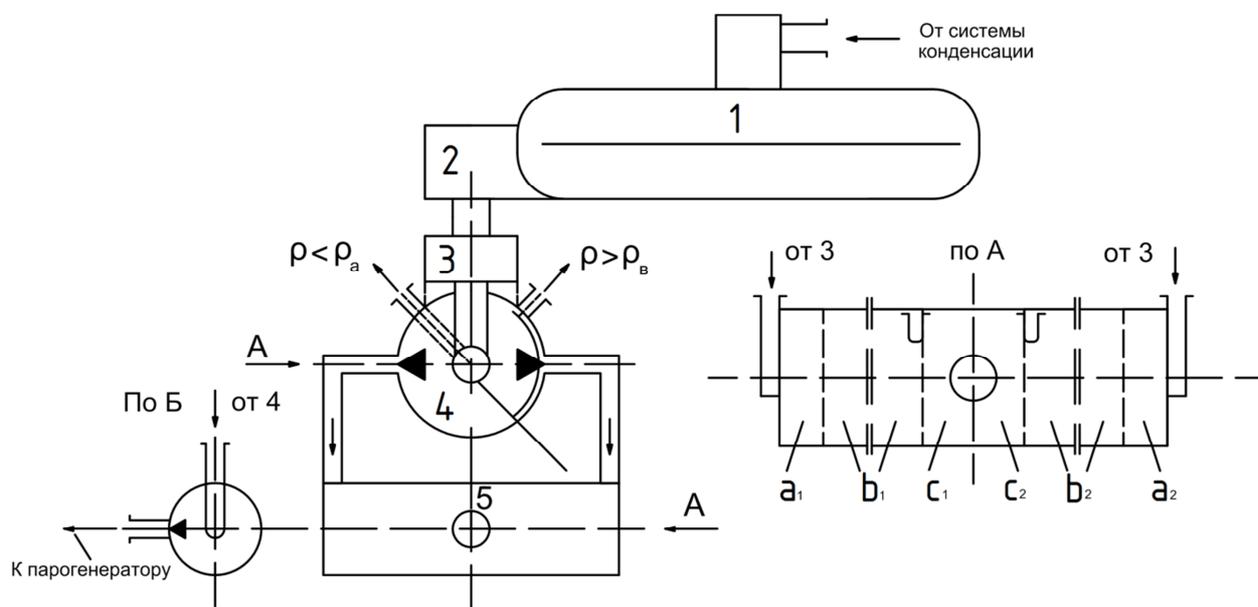


Рис. 2. Блок-схема обеспечения: 1 – деаэратор; 2 – подпорный ресивер; 3 – делитель потока; 4 – бустерный насос-сепаратор; 5 – ДПНД

В дальнейшем полагаем, что в принципиальном плане назначение, конструкторско-техническое исполнение и функционирование основных узлов и элементов активной части насоса по рис. 5 известны. Переход к двустороннему подводу при сохранении частоты вращения, напора и результирующей подачи приводит, очевидным образом, к повышению антикавитационных свойств насоса и теоретически – гидравлического КПД из-за уменьшения меридианных скоростей. Достижение высоких энергокавитационных качеств ДПНД предполагает, в частности, использование значительного и вкратце изложенного ранее опыта проектирования и исследования качеств ступеней ПН с их

традиционной компоновкой. Кроме того, целесообразно соблюдать рекомендуемый диапазон значений удельной частоты вращения ступени рис. 3 [3] ясно показывает, что оптимальные КПД могут быть получены только при удельной частоте вращения  $n_q$  в

диапазоне  $n_q = 27 \div 38$ . Здесь  $n_q = n \frac{\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}}$ , где  $n$  – частота вращения,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $Q$  – расход,

$\text{м}^3/\text{с}$ ;  $H$  – напор/ступень, м. По расчетным параметрам ДПНД имеем  $n_{qc} = 36,8$ .

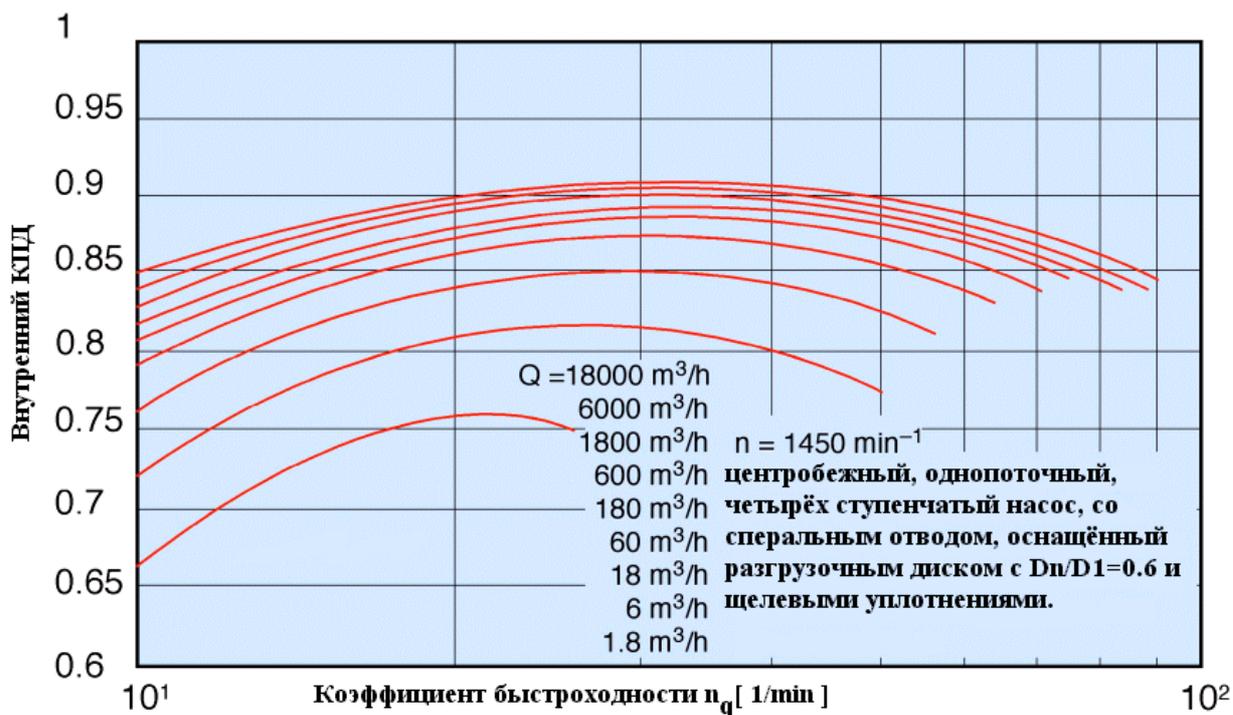


Рис. 3. Теоретический максимум КПД для многоступенчатого насоса

В целях обеспечения равномерного и наиболее близкого к осесимметричному бесциркуляционному потоку на входах в РК первых ступеней с одновременным сокращением осевой протяженности подводящих полостей 1 их внутренняя поверхность на диаметре всасывания  $D_0 = D_1$  выполнена в виде эвольвенты окружности этого диаметра рис 5а. Известно замечательное свойство такой спирали  $LM = \bar{L}\bar{K}$ , способствующее наиболее равномерному повороту потока от радиального направления к осевому. Ясно, что  $ON = \pi D_0/2$ ,  $P$  - оголовок входной кромки эвольвенты,  $D^0$  - диаметр входного патрубка на наружном корпусе ДПНД [1].

С использованием программного комплекса *ANSYS CFX* реализован компьютерный эксперимент по исследованию оптимизированного подводящего органа с элементами цилиндрических поверхностей в виде эвольвенты. На рис. 4 приведены результаты визуализации рабочего процесса на максимальном режиме. Характер течения потока в

пределах проточной части подвода остается достаточно равномерным и упорядоченным на рассмотренных режимах работы. Эпюра распределения скорости на выходе из подвода равномерна и близка к идеальному осевому направлению. В итоге подвод с эвольвентой образующей действительно позволяет решить проблемы, имеющие место в полуспиральных и кольцевых подводах традиционных насосов. В связи с отмеченным можно считать, что применение предлагаемый подвод позволит избежать возникновения повышенных радиальных сил, имеющих место в подводящих и отводящих устройствах спирального типа на нерасчетных режимах работы.

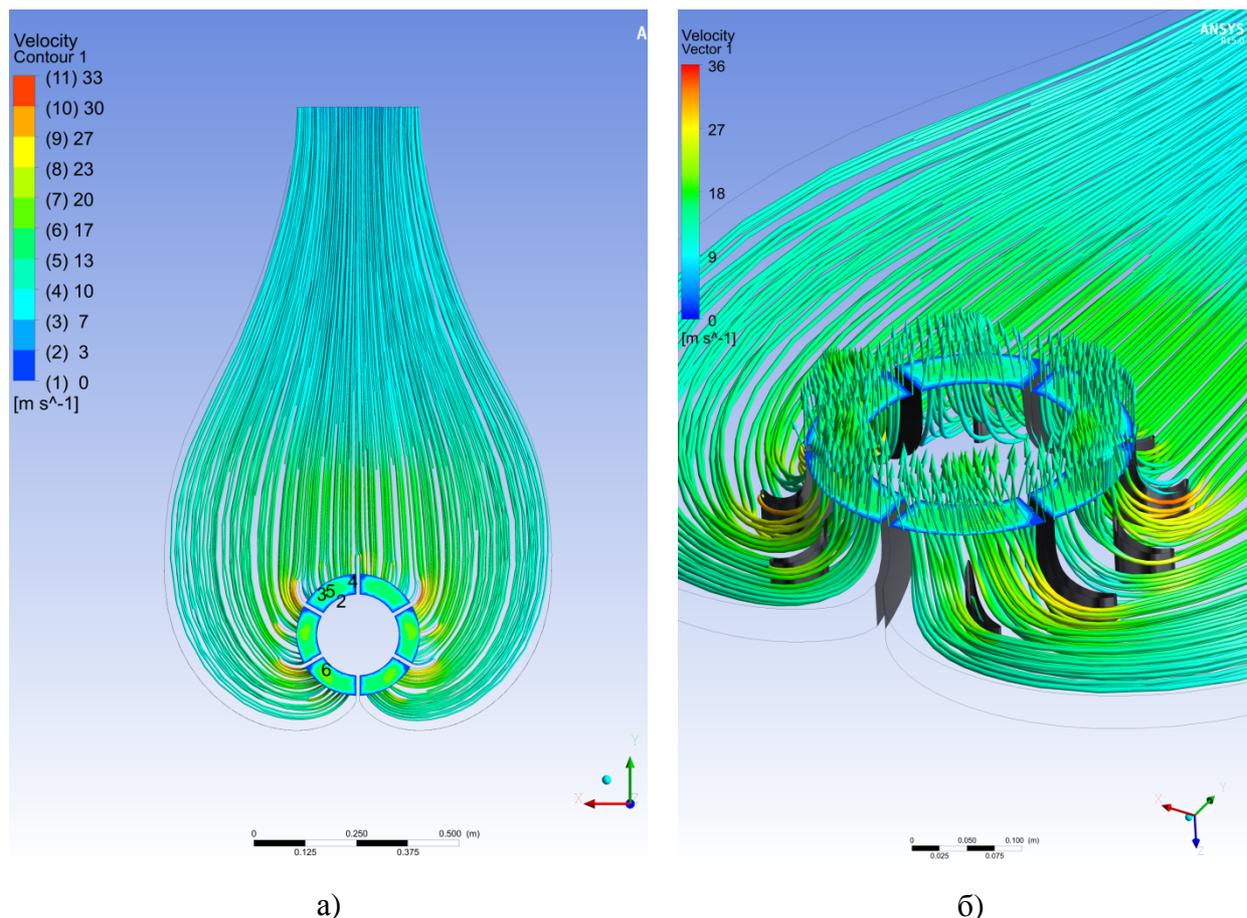
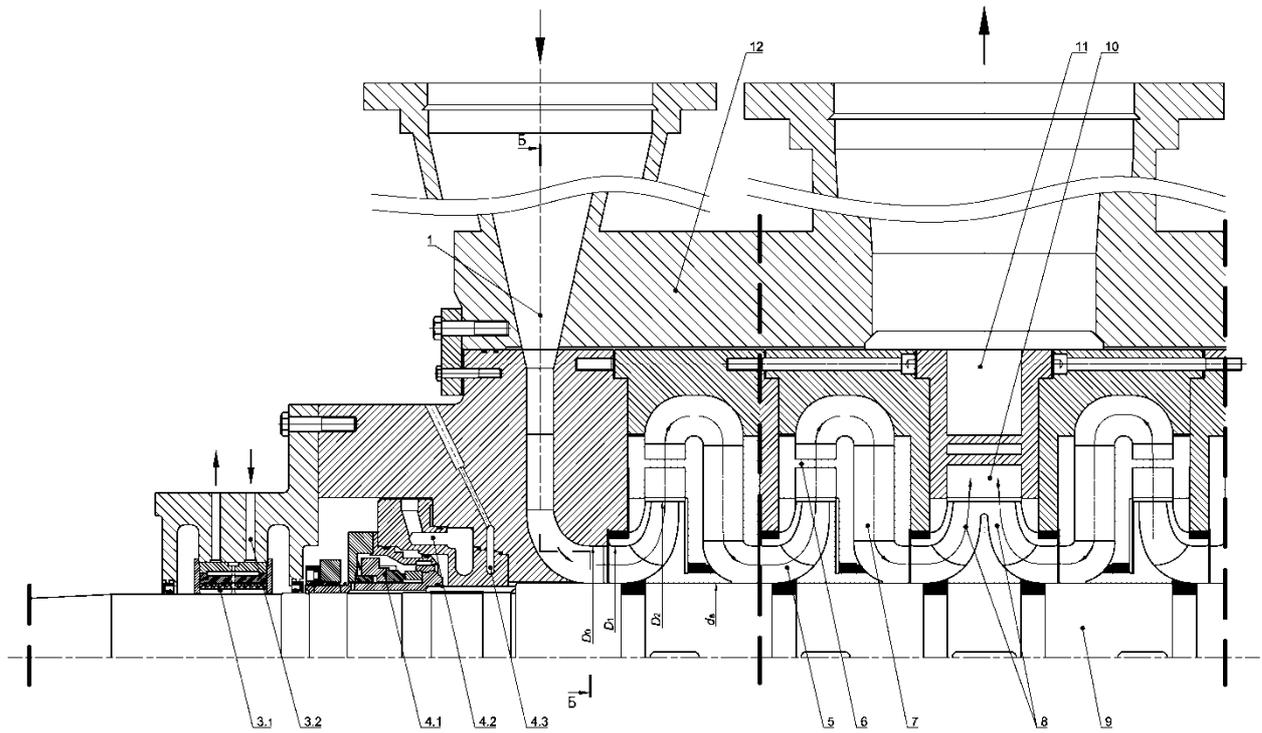


Рис. 4. Результаты компьютерного эксперимента по исследованию:

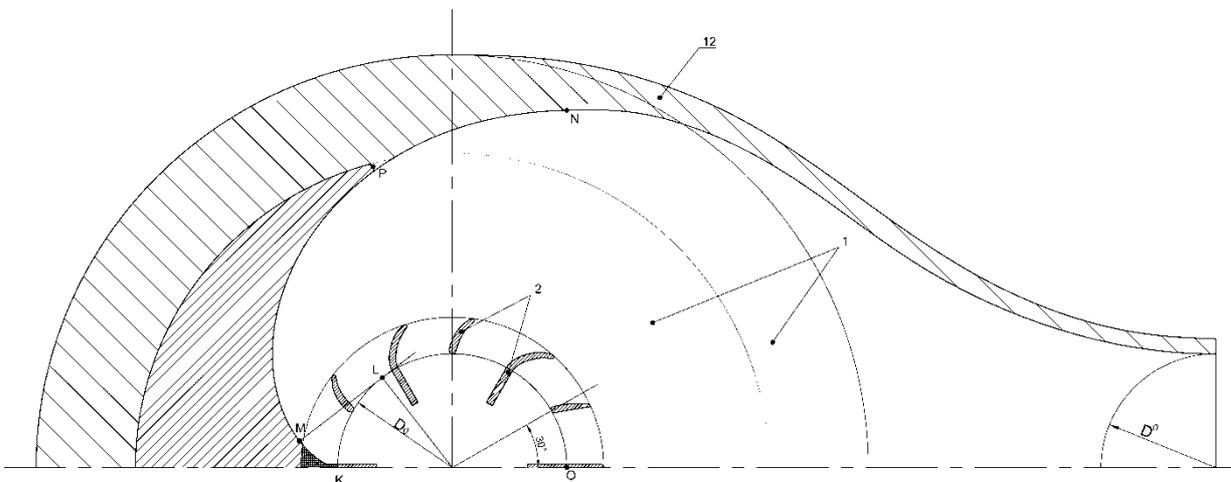
а– общая картина течения в подводе и эпюра распределения скорости на выходе из него;

в – векторное поле скорости на выходе

Однако использование схемы с двусторонней подачей рабочего тела связано с серьезными осложнениями. Основным является практическое удвоение активной части картриджа ДПНД. Как следствие, возрастают проблемы динамической прочности и виброустойчивости ротора. В целях повышения жесткости вала, а следовательно, снижения его естественного прогиба под действием радиальных нагрузок втулочное отношение в активной зоне (см. рис. 5а) было увеличено.



а)



б)

Рис. 5. Фрагмент картриджа питательного насоса ДПНД с двусторонней подачей рабочего тела:

а – разрез, б – сечение по всасывающей полости: 1 – подводящая полость; 2 – направляющая решетка; 3.1 – сегментный радиальный подшипник; 3.2 – система охлаждения и смазки 3.1 водой; 4.1 – диск для втулки торцевого уплотнения; 4.2 – торцевое уплотнение; 4.3 – система охлаждения уплотнения 4.2; 4.3 – воздушная камера; 5, 6, 7 – РК, НАП, НАО штатной ступени; 8 – встречно-сдвоенное РК центральной ступени; 9 – вал; 10 и 11 – внутренний и внешний НАП сдвоенной центральной ступени; 12 – фрагмент наружного корпуса ДПНД

Уплотнения – механические торцевые. Охлаждение уплотнений осуществляется охлаждённым конденсатом. Циркуляция воды по внешнему контуру охлаждения

осуществляется принудительно по внутреннему контуру, засчёт работы самих уплотнений. Неисправности и отказы зачастую связаны с высоким уровнем вибрации подшипниковых опор, поэтому предполагается устанавливать эластичный металлопластмассовый подшипник скольжения при охлаждении и смазке питательной водой из отдельной низкотемпературной емкости.

Как показано на основании расчетно-теоретических и опытных данных других публикациях в этом направлении, применение подшипников скольжения с эластоэффектом в самоустанавливающихся сегментах и смазкой водой обладают высокой несущей способностью (3,5 МПа при скорости скольжения  $62,8 \text{ мс}^{-1}$ ). Повышенная надежность, меньшие потери на трение (в 3-4 раза) и ряд других позитивных свойств по сравнению с традиционными опорами скольжения с жесткими, например, баббитовыми, вкладышами, при масляной смазке [5]. Заметим, что в случае дальнейшего многократного экспериментального подтверждения свойств таких упругодеформирующихся опор скольжения, целесообразно их использование в качестве осевого и концевых радиальных опор ротора ДПНД.

Совокупность принятых решений, по нашему мнению, позволит прогнозно создавать конкурентные питательные насосы с повышенным ресурсом и энергокавитационной эффективности, превосходящие существующие по установленной мощности.

### Список литературы

1. Моргунов Г.М., Совершенствование основного насосного оборудования в мощных теплоэнергетических установках // Теплоэнергетика. 2010. № 12. С. 45-52.
2. Бушзипер П., Концепция конструкции питательных насосов фирмы SULZER// Вестник Южно-Уральского Государственного Университета. Сер. «Машиностроение». 2005. Вып. 6. № 1. С. 65-72.
3. Шиль Ю., Тенденции развития питательных насосов // Вестник Южно-Уральского Государственного Университета. Сер. «Машиностроение». Вып. 6. 2005. № 1. С. 32-46.
4. Моргунов Г.М., Лопастные машины для жидкостей и газов с увеличенной плотностью полезно используемой энергии // Вестник МЭИ. 2007. №4. С. 5-13.
5. Байбородов Ю.И., Инцин Ю.А. Исследование вибронапряженности эластичных металлопластмассовых подшипников скольжения при смазке водой на турбогенераторе К100-90 Славянской ГРЭС и питательном насосе ПЭН-11

Безымянской ТЭЦ ОАО «Самараэнерго» // Вестник Самарского ГАКУ им. С.П. Королева. 2006. Т. 1. С. 277-281.