УДК621.65

МОДЕРНИЗАЦИЯ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ГЛАВНОГО ЦИРКУЛЯЦИОННОГО НАСОСА ГЦН 22600-87

Е.А. Иванов, В.А. Калаев, С.А. Шумилин

ОАО НПО ЦКТИ, г. Санкт-Петербург, Россия

Резюме: В представленной работе предложен новый вариант конструкции проточной части главного циркуляционного насоса для АЭС с повышенными энергетическими показателями. Данное конструктивное решение позволяет повысить КПД насоса с 82–83% до значения 88–89%. Выполнены численные гидродинамические расчеты течения вязкой жидкости в среде ANSYS CFX различных вариантов конструктивного исполнения насоса: сферическая камера с направляющими лопатками, спиральный отвод, спиральный отвод с разгрузочными отверстиями в сферической камере (новое конструктивное решение). В результате выполненных гидродинамических расчетов получены значения гидравлического КПД рассмотренных вариантов. В результате анализа картины течения исследуемых вариантов установлено, что предложенный вариант насоса с разгрузочными отверстиями имеет дополнительные гидравлические потери в связи с циркуляцией потока через них. Численно получено значение циркуляции потока через разгрузочные отверстия. Исследована причина возникновения обнаруженного эффекта. В результате проведенного исследования установлено, что возможно дополнительное повышение КПД предложенной конструкции насоса за счет оптимизации геометрии разгрузочных отверстий.

Ключевые слова: Центробежный насос, ГЦН, спиральный отвод, рабочее колесо, ANSYS CFX.

DOI:10.30724/1998-9903-2018-20-7-8-63-70

MODERNIZATION OF THE FLOW SECTION OF THE MAIN CIRCULATION PUMP GCN 22600-87

E.A. Ivanov, V.A. Kalaev, S.A. Shumilin

ОАО НПО ЦКТИ, Saint-Petersburg, Russia

Abstract: In the presented work, a new version of the design of the flow-through part of the main circulation pump for NPPs with increased energy indices is proposed. This design solution allows to increase the efficiency of the pump from 82-83% to 88-89%. Numerical hydrodynamic calculations of the viscous fluid flow in the ANSYS CFX environment of various variants of the pump design have been performed: a spherical chamber with guide vanes, a spiral tap, a spiral tap with discharge openings in a spherical chamber (new design). As a result of the hydrodynamic calculations, the values of the hydraulic efficiency of the variants considered were obtained. As a result of the analysis of the pattern of the flow of the investigated variants, it is established that the proposed version of the pump with unloading holes has additional hydraulic losses due to circulation of the flow through them. The value of the circulation of the flow through the discharge openings is numerically obtained. The cause of the detected effect was investigated. As a result of the conducted research it is established that it is possible to further increase the efficiency of the proposed pump design by optimizing the geometry of the discharge openings.

Keywords: Centrifugal pump, main circulation pump, volute, impeller, ANSYS CFX.

Введение

Одним из основных элементов конструкции главного циркуляционного насоса для блока ВВЭР 1200 является корпус сферической формы диаметром 2,36 м и толщиной порядка 150 мм, к которому приварены направляющий аппарат, входной и выходной патрубки диаметром 850 мм (рис. 1). Корпус рассчитан на рабочее давление до 16 МПа. Внутри корпуса на валу установлено рабочее колесо центробежного типа повышенной быстроходности диаметром 1030 мм. Его установка осуществляется через верхнее отверстие во фланцевом соединении с крышкой, на которую опирается фонарь электродвигателя мощностью 6 МВт с частотой вращения $n=1000$ об/мин. Электродвигатель подключен к сети $V=6$ кВ и $f=50$ Гц. Полный КПД насоса данного конструктивного исполнения находится на уровне 82–83% [7-9].

Рис. 1. Визуализация модели ГЦН 22600-87.

Вариант 1 с направляющим аппаратом в сферическом корпусе

Известно конструктивное исполнение корпуса насоса в виде спирали – вариант 2 (рис. 2), но в связи с тем, что стенки спирального отвода воспринимают давление 16 МПа, необходимо, чтобы стенка выдерживала значительные нагрузки. Применение данного типа отвода экономически нецелесообразно и не нашло применения на практике. Однако КПД данного варианта значительно превосходит вариант с направляющим аппаратом и находится на уровне 89% [10-13].

Рис. 2. Визуализация модели ГЦН 22600-87. Вариант 2 со спиральным отводом

Третий, новый вариант конструктивного исполнения, предлагаемый авторами статьи, – тонкостенный спиральный отвод с разгрузочными отверстиями, который помещен в сферическую камеру (рис. 3). В этом случае спиральный отвод не воспринимает внешних самых значительных нагрузок (давление 16 МПа), а только выполняет функцию раскрутки и отвода потока за рабочим колесом. Использование разгрузочных отверстий необходимо для выравнивания статического давления между сферическим корпусом и спиральным отводом. При соблюдении этих условий все значительные нагрузки, действующие на спираль, будут сбалансированы. Жидкость в сферической камере находится в состоянии покоя под давлением 16 Мпа.

Рис. 3. Визуализация модели ГЦН 22600-87. Вариант с тонкостенным спиральным отводом с разгрузочными отверстиями помещенный в сферическую камеру

Предложенный вариант конструкции должен совмещать в себе положительные качества существующих вариантов, это высокий уровень КПД – на уровне варианта 2 при стоимости изготовления, сопоставимой с вариантом 1. Для удобства анализа разгрузочные отверстия пронумерованы.

Методы

Для каждого варианта была спроектирована проточная часть, состоящая из рабочего колеса с числом лопастей $z=7$ и отводящего устройства [1-3]. Проектирование велось на следующие рабочие параметры: $Q=22\,600\text{ м}^3/\text{ч}$, $H=87\text{ м}$, $n=1000\text{ об/мин}$ [5]. Затем построены трехмерные модели исследуемых вариантов проточных частей насоса в *CADSolidWorks*. Исследуемые варианты насоса отличались только конструктивным исполнением отводящего устройства, геометрия рабочего колеса оставалась без изменений.

Расчет вариантов проточных частей насоса выполнялся методом конечных объемов. Поэтому выполнена дискретизация вариантов моделей проточных частей насоса на конечные объемы, для упрощения построения расчетной сетки в качестве ее элементов выбраны тетраэдры. Для описания пограничного слоя на стенках сгенерированы призматические слои. Толщина первого элемента призматического слоя рассчитывалась с учетом требования k - ϵ модели турбулентности, для которой параметр $Y^+ < 300$.

Расчет проточной части насоса выполнялся в программном комплексе *ANSYSCFX*. Тип расчета стационарный. В процессе расчета выполнялось численное решение системы

уравнений, состоящей из уравнения сохранения момента и уравнения сохранения массы для несжимаемой жидкости. Уравнение Рейнольдса замыкалось с использованием полуэмпирической $k-\epsilon$ модели турбулентности. В качестве граничных условий на входе в проточную часть было задано полное давление, на выходе – массовый расход, соответствующий номинальному режиму работы насоса. Расчет считался завершённым по достижению сходимости интересующих интегральных параметров: напора – H , и гидравлического КПД – η_r [4].

Результаты

Расчетное значение напора и гидравлического КПД для трех исследуемых вариантов представлено в табл. 1. Напор насоса H , вычисляется как разница полных энергий между выходным и входным патрубком по формуле [6]:

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g}, \quad (1)$$

где p_2 – полное давление на выходе из расчетной области (Па); p_1 – полное давление на входе в расчетную область (Па); ρ – плотность перекачиваемой среды (кг/м³); g – ускорение свободного падения (м/с²).

Гидравлический КПД насоса вычисляется как отношение полезной мощности к затрачиваемой мощности на валу по формуле 2:

$$\eta_r = \frac{H Q \rho g}{M \omega}, \quad (2)$$

где H – напор насоса, м; Q – подача, м³/с; ρ – плотность перекачиваемой среды, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с²; M – момент на валу, Н·м; ω – угловая скорость, рад/с.

Таблица 1

Расчетное значение напора и гидравлического КПД для исследуемых вариантов исполнения насоса

Вариант	Q , м ³ /ч	H , м	η_r , %
1	22 600	81,6	82,9
2	22 600	88,4	89,9
3	22 600	87,6	89,2

Из табл. 1 следует, что вариант 1 с направляющим аппаратом в сферической камере имеет КПД $\eta=82,9\%$. Вариант 2 со спиральным отводом имеет наибольшее значение КПД $\eta=89,9\%$. Вариант 3 имеет КПД $\eta=89,2\%$. В результате расчетное значение гидравлического КПД предлагаемой конструкции насоса (вариант 3) выше на 6,3% выше чем у конструкции с направляющим аппаратом. При потребляемой мощности насосом $N_3=5$ МВт прирост 6,3% КПД является существенной экономией потребляемой энергии.

Выполненный анализ течения в проточной части исследуемых вариантов показывает, что снижение КПД проточной части варианта 3 относительно варианта 2 на 0,7% является следствием наличия разгрузочных отверстий. Разгрузочные отверстия в варианте 3 дают падение полезной мощности насоса из-за дополнительно затрачиваемой энергии на перетекание потока с одного отверстия в другое (рис. 4).

Из рис. 4 видно, что вытекание потока из разгрузочного отверстия № 1 осуществляется с внезапным расширением в сферическую камеру, что несет в себе дополнительные потери энергии жидкости.

Рис. 4. Поле скоростей, разгрузочное отверстие №1

В табл. 2 представлены значения расходов $Q_{\text{отв}}$ пронумерованных разгрузочных отверстий. Положительный знак расхода соответствует втекающему потоку в отверстие, отрицательный знак – вытекающему потоку из разгрузочного отверстия.

Таблица 2

Расчетное значение расходов $Q_{\text{отв}}$ протекающих через разгрузочные отверстия

Номер отверстия №	Расход через отверстие $Q_{\text{отв}}$, м ³ /ч
1	-94,28
2	2,36
3	54,98
4	-17,54
5	43,9
6	10,58

Из табл. 2 следует, что циркуляция потока через разгрузочные отверстия составляет $Q_{\text{ц}}=111,82$ м³/ч. Уменьшение значения циркуляции потока через разгрузочные отверстия должно снизить гидравлические потери и повысить уровень КПД проточной части насоса. В данном случае потери КПД, возникающие из-за циркуляции потока, составляют 0,7% КПД насоса. В связи с этим дальнейшая модернизация проточной части насоса может быть связана с оптимальным выбором количества разгрузочных отверстий, их расположения, формы и размеров.

На рис. 5 показаны графики зависимости статического давления от угла охвата спирали для вариантов 2 и 3. Замер давления осуществлялся в 6 точках, их положение соответствовало положениям центров разгрузочных отверстий.

Из рис. 5 следует, что перетекание потока через разгрузочные отверстия возникает из-за неравномерного распределения статического давления вдоль стенки спиральной камеры. Для варианта 3 с разгрузочными отверстиями, статическое давление в точках замера выравнивается в связи с циркуляцией расхода жидкости $Q_{\text{ц}}$ через них.

Рис. 5. Значение статического давления вдоль стенки спиральной улитки

На рис. 6 показан вариант исполнения проточной части с рабочим колесом без направляющего аппарата со спиральным отводом, уменьшающим разгрузочные отверстия. Габариты внутренней полости корпуса позволяют разместить спиральную камеру, при этом необходимо опустить рабочее колесо так, чтобы совместить середину высоты направляющего аппарата с осью напорного трубопровода.

В предстоящих модельных испытаниях с рабочим колесом $D_2=0,4$ м и частотой вращения $n=900\text{--}1000$ об/мин будут проведены испытания по двум вариантам исполнения проточной части, которые подтвердят выводы предлагаемого решения вопроса по повышению эффективности работы насоса ГЦН.

Рис. 6. Вариант 3 исполнения проточной части ГЦН 22600-87

Заключение

В результате выполненной работы рассмотрены 3 варианта проточной части насоса ГЦН 22600-87. Предложена принципиально новая конструкция проточной части насоса, позволяющая повысить КПД насоса на 6% относительно существующей конструкции при тех же затратах на изготовление и монтаж. При потребляемой насосом мощности около 5 МВт такое повышение КПД является значительным. Выполнен анализ-сравнение предложенной конструкции насоса с существующими конструкциями с использованием пакетов вычислительной гидродинамики *ANSYSCFX*. Выявлено, что возможно дальнейшее совершенствование предложенной конструкции насоса за счет оптимизации геометрии разгрузочных отверстий. В предложенном варианте 3 потери энергии из-за циркуляции расхода между отверстиями составили 0,7% КПД.

Литература

1. Жарковский А.А. Морозов М.П., Шумилин С.А. Математические модели рабочих процессов лопастных гидромашин. Автоматизированное проектирование и оценка энергокавитационных показателей лопастных систем. СПб. Издательство СПбГПУ, 2002 г. 47 с
2. Раухман Б.С. Решетка профилей в произвольном слое переменной толщины.- Тр. Центр. котлотурбин. ин-та, 1971, № 1, с. 83-89
3. Раухман Б.С. Усовершенствование методики профилирования лопастных систем гидромашин. – Тр. Центр. котлотурбин. ин-та, 1978, вып. 164, с. 21-32.
4. Голиков В.А. Разработка и численное исследование лопастной системы насоса: учебн. Пособие / В.А. Голиков, Д.А. Корепанов, П.В. Пугачев. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – 220 с.
5. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. Л.: Машиностроение, 1966. 364 с.
6. Лопастные насосы: Справочник; Под общ. ред. В.А. Зимницкого и В.А. Умова. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1986. – 334 с.: ил.
- 2.7. Насосы АЭС. Справочное пособие под редакцией П.Н. Пака. Энергоатомиздат, 1989 г., 328 с.
- 3.8. Казанцев Р.П. Конструкции проточных частей главных циркуляционных насосов (ГЦН) для энергетических блоков АЭС. // Труды международной н-т конференции, СПб, Издательство СПбГПУ, 2006 г. С. 108–11.
9. Марцинковский В.А., Ворона П.Н. Насосы атомных электростанций. – М.: Энерго-атомиздат, 1987. – 256 с.: ил.
10. Робожев А.В. Насосы для атомных электростанций. М.: Энергия, 1979. 135 с.
11. Будов В.М. Насосы АЭС. - М.: Энергоатомиздат, 1986. с 401.

12. Митянков Ф.М., Новинский Э.Г., Будов В.М. Главный циркуляционный насос АЭС, М. Энергия, 1985. – 316 с.
13. Пак П.Н., Белоусов А.Я. Насосное оборудование атомных станций. – М.: Энергоатомиздат, 2003 г. 446 с.

Авторы публикации

Иванов Евгений Александрович – инженер ОАО НПО ЦКТИ.

Калаев Владимир Анатольевич – д-р техн. наук, профессор, ОАО НПО ЦКТИ.

Шумилин Сергей Александрович – канд. техн. наук, ведущий инженер, ОАО НПО ЦКТИ.

References

1. Zharkovskiy A.A. Morozov M.P., Shumilin S.A. Matematicheskiye modeli rabochikh protsessov lopastnykh gidromashin. Avtomatizirovannoye proyektirovaniye i otsenka energokavitatsionnykh pokazateley lopastnykh sistem. SPb. Izdatelstvo SPbGPU. 2002 g. 47 s
2. Raukhan B.S. Reshetka profiley v proizvodnom sloye peremennoy tolshchiny.- Tr. Tsentr. kotloturbin. in-ta. 1971. № 1. s. 83-89
3. Raukhan B.S. Uovershenstvovaniye metodiki profilirovaniya lopastnykh sistem gidromashin. – Tr. Tsentr. kotloturbin. in-ta. 1978. vyp. 164. s. 21-32.
4. Golikov V.A. Razrabotka i chislennoye issledovaniye lopastnoy sistemy nasosa: uchebn. Posobiye / V.A. Golikov. D.A. Korepanov. P.V. Pugachev. – SPb.: Izd-vo Politekh. un-ta. 2016. – 220 s.
5. Lomakin A.A. Tsentrobezhnyye i osevyie nasosy. L.: Mashinostroyeniye. 1966. 364 s.
6. Lopastnyye nasosy: Spravochnik; Pod obshch. red. V.A. Zimnitskogo i V.A. Umova. – L.: Mashinostroyeniye. Leningr. otd-niye. 1986. – 334 s.: il.
- 2.7. Nasosy AES. Spravochnoye posobiye pod redaktsiyey P.N. Paka. Energoatomizdat. 1989 g., 328 s.
- 3.8. Kazantsev R.P. Konstruktsii protochnykh chastey glavnykh tsirkulyatsionnykh nasosov (GTsN) dlya energeticheskikh blokov AES. // Trudy mezhdunarodnoy n-t konferentsii. SPb. Izdatelstvo SPbGPU. 2006 g. S. 108-111.
9. Martsinkovskiy V.A., Vorona P.N. Nasosy atomnykh elektrostantsiy. – M.: Energo-atomizdat. 1987. – 256 s.: il.
10. Robozhev A.V. Nasosy dlya atomnykh elektrostantsiy. M.: Energiya. 1979. 135 s.
11. Budov V.M. Nasosy AES. - M.: Energoatomizdat. 1986. s 401.
12. Mityankov F.M., Novinskiy E.G., Budov V.M. Glavnyy tsirkulyatsionnyy nasos AES. M. Energiya. 1985. – 316 s.
13. Pak P.N., Belousov A.Ya. Nasosnoye oborudovaniye atomnykh stantsiy. – M.: Energoatomizdat. 2003 g. 446

Authors of the publication

Evgeniy Ivanov – engineer of the OAO NPO CKTI.

Vladimir Kalaev – professor, PhD of the OAO NPO CKTI.

Sergey Shumilin – leading engineer, PhD of the OAO NPO CKTI.

Поступила в редакцию

05 июня 2018 г.