

**ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИИ ВЫХОДНОГО УЧАСТКА  
ЛОПАСТИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА  
НА ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОТЫ СИСТЕМЫ  
ВОДОСНАБЖЕНИЯ**

**Н. И. Сотник**, канд. техн. наук, доцент;

**В. С. Бойко\***, д-р техн. наук, профессор;

**С. О. Луговя**, канд. техн. наук,

Сумский государственный университет, г. Сумы,

E-mail: nsotnik@mail.ru;

\*Национальный технический университет Украины «КПИ», г. Киев

*Исследуется проблема повышения энергоэффективности работы системы водоснабжения путем внесения изменений в геометрию проточной части существующих насосов. Приведены результаты анализа влияния геометрии выходного участка лопасти рабочего колеса на интегральные характеристики центробежного насоса, полученные в результате численного исследования гидравлических процессов в нем.*

**Ключевые слова:** насосная система, энергоэффективность, центробежный насос, характеристика.

*Досліджується проблема підвищення енергоефективності роботи системи водопостачання шляхом внесення змін у геометрію проточної частини існуючих насосів. Наведені результати аналізу впливу геометрії вихідної ділянки лопаті робочого колеса на інтегральні характеристики відцентрового насоса, отримані в результаті числового дослідження гідралічних процесів у ньому.*

**Ключові слова:** насосна система, енергоефективність, відцентровий насос, характеристика.

**ВВЕДЕНИЕ**

Технологические процессы в гидравлических системах подачи питьевой воды, металлургических комплексах, на предприятиях нефтехимической отрасли и ряде других производств связаны с использованием большого количества воды. Проекты по повышению экономичности таких процессов напрямую связаны с рациональным использованием воды населением или технологическими потребителями и решением проблемы снижения потребления электроэнергии всеми элементами гидравлической сети. Учитывая огромные объёмы перекачиваемой воды в системах оборотного водоснабжения, одной из первоочередных задач снижения энергоёмкости продукции является уменьшение количества электроэнергии, используемой в технологическом процессе водоснабжения потребителей.

Современная организация такого процесса, использующая устаревшее оборудование, не в состоянии обеспечить удовлетворительный результат с точки зрения энергоёмкости, и, как правило, уступает по этому показателю системам водоснабжения, использующим зарубежное оборудование.

За небольшим исключением, все предприятия указанных выше отраслей промышленности эксплуатируют насосное оборудование на протяжении нескольких десятилетий. За это время изменились и модернизировались основные технологические процессы, изменились объёмы производства, что привело к необходимости чёткого согласования графика подачи воды с режимом работы насосной станции и требованиями технологического процесса.

Как показывает практика, насосные станции чаще всего регулируют объёмы подаваемой воды изменением количества параллельно работающих насосных агрегатов. Однако при этом на химических и металлургических предприятиях регулирование подачи требуемых объёмов воды (режим  $Q = \text{var}$ ) необходимо осуществить при условии поддержания у потребителя постоянства давления ( $P = \text{const}$ ). Причем величина предельных изменений давления у потребителя не должна превышать  $0,1 \text{ кГ/см}^2$  [1].

Выполнение такой задачи существующим стандартным оборудованием насосных станций весьма проблематично, и часто сопровождается потерей напора, а следовательно – энергии, за счёт дросселирования задвижками за насосом [2]. Применение устройств, изменяющих скорость вращения ротора насоса в таких системах, даёт положительный результат, однако объёмы инвестиционных вложений в такую систему регулирования очень часто несопоставимы с получаемой выгодой [1]. Целесообразности внедрения бывает сомнительной с точки зрения эффективности вложений. Необходимо искать иные пути повышения энергоэффективности работы насосных станций.

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Одним из путей повышения энергоэффективности работы насосной станции есть согласование подачи воды группой насосных агрегатов с потребностями сети в данный момент времени. Такая задача усложняется тем, что, кроме согласования объёма подачи насосной станции и потребности потребителя (сети), в условиях изменяющегося количества перекачиваемой воды необходимо подобрать насосное оборудование с параметрами, позволяющими их параллельную экономичную работу на всех режимах изменения подачи в системе.

В случае невозможности подбора серийных насосов необходимо приспособлять характеристики существующих насосов к конкретным условиям их работы.

Изменение энергетических характеристик насосного оборудования можно производить различными способами. С нашей точки зрения одним из наиболее технологически простых и экономически приемлемых способов является изменение геометрии выходной части лопасти рабочего колеса. Указанный способ позволяет сохранить без изменения отвод насоса - корпусную деталь. В большинстве случаев даёт возможность использовать серийную отливку рабочего колеса, что значительно снижает трудоёмкость и капиталоемкость таких работ.

Поэтому основной задачей работы является исследование влияния геометрических параметров выходной части лопатки рабочего колеса насоса на рабочий процесс при различных значениях подачи насоса.

### ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Анализ показателей энергоэффективности и надёжности работы насосных агрегатов позволяет сделать вывод, что при регулировании целесообразно изменять подачу насосов в пределах  $0,6-1,2 Q_{\text{ном}}$ . Нижний предел –  $0,6 Q_{\text{ном}}$  ограничивается снижением энергоэффективности процесса из-за уменьшения на таких параметрах работы коэффициентов полезного действия приводного электродвигателя и насоса, т. е. всего насосного агрегата. Верхний предел –  $1,2 Q_{\text{ном}}$  ограничивается возможностями приводного электродвигателя. На таких режимах работы он может перегружаться. Исходя из этих ограничений, все исследования проводились в рамках указанных пределов изменения подачи насосов.

Исследование структуры потока в центробежных насосах ранее проводилось путем зондирования. Этот метод является достаточно дорогим и требующим значительных временных затрат. Для подобного

исследования требуется наличие экспериментального насоса или макета, что зачастую весьма проблематично. В настоящее время, благодаря развитию вычислительной техники и наличию на рынке большого количества программных продуктов, имеется возможность проводить так называемые численные исследования, моделируя процессы, проходящие в любой среде. Опыт проведенных численных исследований и сравнение их результатов с результатами зондирования течений показывает, что при корректной постановке задачи достигается вполне удовлетворительное совпадение результатов численных и физических исследований [3].

В настоящей работе для численного исследования использовался программный продукт, позволяющий решать систему уравнений, описывающих течение вязкой несжимаемой жидкости, методом последовательных приближений.

Наиболее общий случай движения вязкой среды описывается системой уравнений Навье-Стокса и уравнения неразрывности [4]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + f_i, \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0, \quad (2)$$

где  $i, j = 1-3$  – суммирование по одинаковым индексам;  $x_1, x_2, x_3$  – оси координат;  $t$  – время.

Член  $f_i$  выражает действие массовых (центробежных и кориолисовых) сил. В этой системе уравнений искомыми величинами являются три компоненты скорости  $u_1, u_2, u_3$  и давление  $p$ . Плотность  $\rho$  жидкости при скоростях до 0,3 числа Маха полагается величиной постоянной.

Во вращающихся рабочих органах течение рассматривается в относительной системе координат, поэтому

$$\bar{f}_i = -\rho(2\bar{\omega} \times \bar{u} + \bar{\omega} \times (\bar{\omega} \times \bar{r})), \quad (3)$$

где  $\bar{\omega}$  – угловая скорость вращения;  $\bar{r}$  – радиус-вектор (модуль которого равен расстоянию от данной точки до оси вращения).

Так как течение жидкости в проточной части центробежного насоса, как правило, является турбулентным, то непосредственное его моделирование путем аналитического решения уравнений Навье-Стокса, записанных для мгновенных скоростей, является затруднительным. Поэтому для анализа турбулентных течений вместо уравнения (1) использованы осредненные уравнения Рейнольдса:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u'_i u'_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + f_i, \quad (4)$$

где  $u_1, u_2, u_3$  – осредненные по времени значения скоростей;  $u'_1, u'_2, u'_3$  – пульсационные составляющие скоростей.

Для замыкания этих уравнений используются различные модели турбулентности [5]. В данном исследовании использовалась стандартная  $k$ - модель турбулентности. При использовании этой модели система

уравнений движения жидкости дополнялась двумя дифференциальными уравнениями, описывающими перенос соответственно кинетической энергии турбулентности  $k$  и скорости диссипации  $\varepsilon$ :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \overline{u_j k}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \rho \varepsilon, \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \overline{u_j \varepsilon}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - \rho C_{\varepsilon 2} \varepsilon), \quad (6)$$

где  $P_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j}$  – член, выражающий генерацию энергии  $k$ ,

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}, \quad \Gamma_\varepsilon = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}.$$

Параметры  $\mu$  и  $\mu_t$  определяются следующим образом:

$$\varepsilon = \frac{\mu}{\rho} \overline{\left( \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \right)^2}, \quad \mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}.$$

Константы  $k$ - модели согласно работе [5]:  $C_\mu = 0,09$ ,  $C_1 = 1,44$ ,  $C_2 = 1,92$ ,  $\sigma_k = 1,0$ ,  $\sigma_\varepsilon = 1,3$ .

В качестве граничных условий были заданы условия прилипания на всех твердых стенках, массовый расход и направление составляющих скорости во входном сечении, и равенство нулю первых производных (по направлению течения) составляющих скорости в выходном сечении.

При проведении численного исследования были приняты следующие допущения:

- поток на входе в расчетную область является осесимметричным;
- влияние утечек через уплотнения рабочего колеса на течение в проточной части отсутствует.

Численное исследование проводилось для проточной части насоса 24НДс с базовым рабочим колесом, а также для различных вариантов формы лопастей рабочего колеса на выходе.

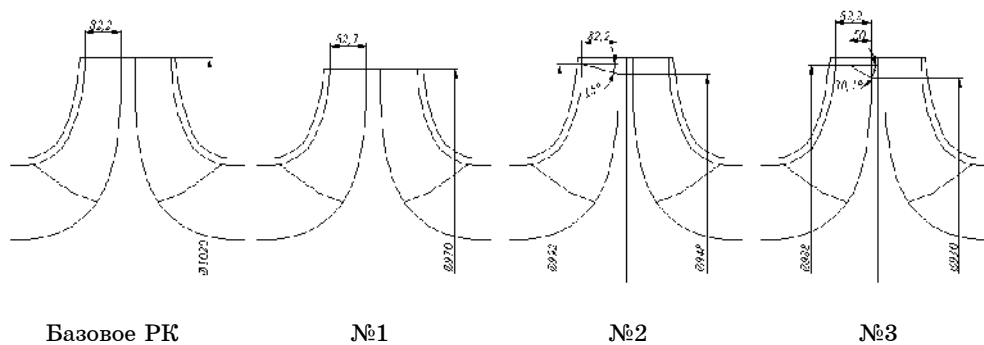


Рисунок 1 – Варианты формы лопасти рабочего колеса

Расчетная область при проведении численного эксперимента представлена на рис. 2.

Границей входа в расчетную область выбрана граница входа во входной трубопровод на расстоянии двух диаметров от входного патрубка насоса. В качестве граничного условия на входе в расчетную область задавался массовый расход ( $G$ ), определяемый по формуле

$$G = \rho \cdot \frac{Q}{2}, \quad (7)$$

где  $\rho$  – плотность перекачиваемой жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $Q$  – объем подачи жидкости, м<sup>3</sup>/с.

Для параметров турбулентности на входе был задан средний уровень интенсивности.

Расчет проводился для шести режимов работы насоса:  $0,6Q_{\text{опт}}$ ,  $0,7Q_{\text{опт}}$ ,  $0,8Q_{\text{опт}}$ ,  $1,0Q_{\text{опт}}$ ,  $1,1Q_{\text{опт}}$ ,  $1,2Q_{\text{опт}}$ .

Граница выхода из расчетной области определялась границей выхода из напорного трубопровода и располагалась на расстоянии двух диаметров от напорного патрубка насоса. В качестве граничного условия на выходе из расчетной области задавалось статическое давление.

Путем осреднения величин были получены интегральные характеристики насоса с базовым рабочим колесом, и для различных вариантов формы выходного участка лопасти рабочего колеса.

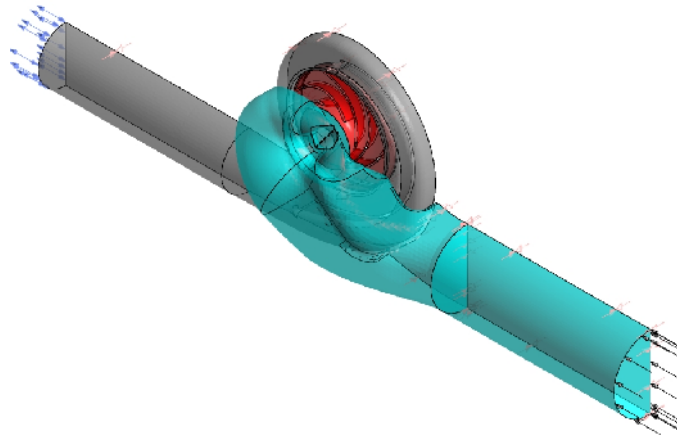
На рис. 3 приведены сравнительные интегральные характеристики насоса 24НДс, полученные по результатам испытаний и по результатам численного исследования. Несовпадение величины напора в области подач, близких к оптимальной составляет не более 3%. Несовпадение величины мощности - не более 6%.

Результаты физического эксперимента представлены на рис. 3 пунктирной линией, а результаты численного исследования - сплошной линией с точками.

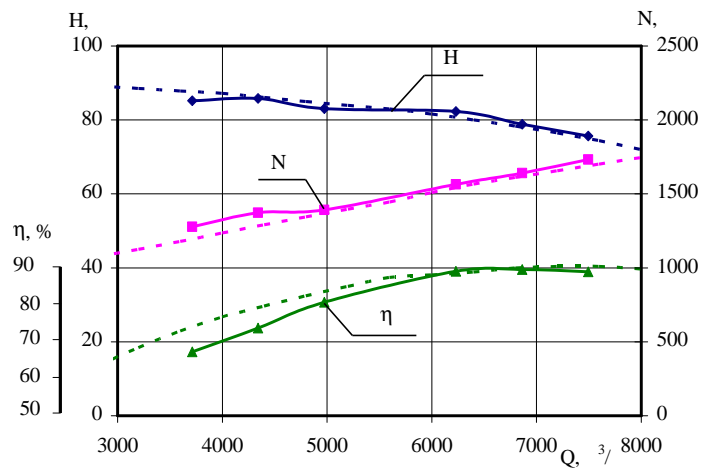
На рис. 4 приведены сравнительные характеристики насоса 24НДс с базовым рабочим колесом и с вариантами (№1, №2, №3) формы лопастей рабочего колеса на выходе.

Результаты физического исследования насоса с базовым рабочим колесом представлены на рисунке пунктирной линией. Сплошная линия с точками представляет результаты численного исследования насоса с базовым рабочим колесом. Сплошные линии с квадратами, с треугольниками и с кружками построены по результатам численного исследования насоса с различной формой выходного участка лопатки рабочего колеса по вариантам №1, №2 и №3 соответственно.

Следует отметить, что полученные путем численного исследования результаты влияния формы выходного участка лопасти рабочего колеса на форму напорной характеристики насоса подтверждают тот факт, что наличие скошенного участка на выходе (варианты №2 и №3) приводит к увеличению крутизны напорной характеристики.

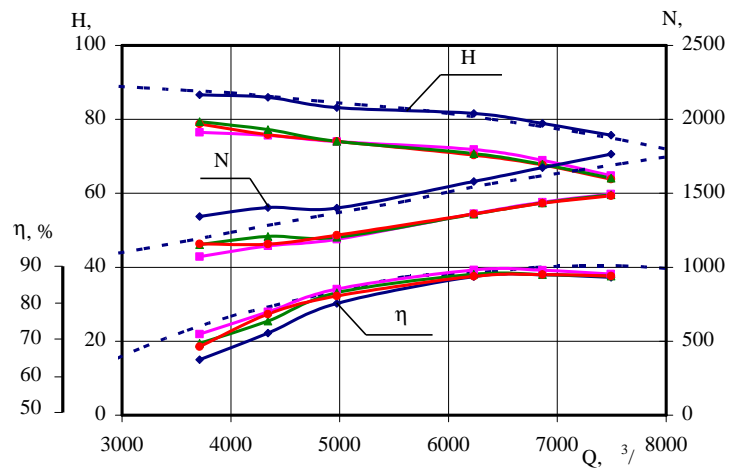


2 -



3 -

24



4 -

24

## ПРАКТИЧЕСКОЕ ПРИМЕНЕНИЕ И ПОДТВЕРЖДЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЯ

Результаты приведенных исследований использованы для проектирования рабочих колес насосов 24НДс при модернизации насосных агрегатов станции водооборотного цикла химического комбината [4].

Исходными данными для проектирования колёс являлись результаты исследований объектно-ориентированной модели системы оборотного водоснабжения, в работу которой включена указанная насосная станция.

Сравнение результатов научных исследований, моделирования и проектирования с результатами инструментальных измерений основных показателей режима работы элементов системы оборотного водоснабжения после модернизации насосных агрегатов показывает их хорошую сходимость. Отклонения реальных величин напора и мощности насосов от расчётных во всём диапазоне исследуемых подач находятся в пределах 3%.

Снижение расхода электроэнергии группой работающих насосных агрегатов насосной станции после модернизации при обеспечении всех требований технологического процесса водоснабжения составило 18,25% [6]. Модернизация проводилась без снятия насосных агрегатов с фундамента.

### ВЫВОДЫ

1. Результаты численного исследования режимов работы насосного агрегата 24НДс подтверждают зависимость крутизны напорной характеристики насоса от формы выходного участка лопасти рабочего колеса.

2. Увеличение крутизны напорной характеристики, которое можно получить при наличии скошенного участка на выходной части лопасти рабочего колеса, позволяет избежать появления западания напорной кривой, что положительно влияет на совместную параллельную работу группы насосных агрегатов, на гидравлическую сеть и технологических потребителей.

3. Проведенный комплекс научных исследований, включающий определение необходимых параметров работы группы насосных агрегатов в сети с переменным расходом, выбор с применением численного исследования формы выходной части лопасти рабочего колеса, подтвержденный результатами замеров параметров на модернизированных насосных агрегатах, - перспективный путь повышения энергоэффективности работы системы оборотного водоснабжения.

4. При практическом использовании результатов приведенных исследований модернизация рабочих колес насосов осуществлена путём изменения формы выходной части лопатки без изменения основных геометрических параметров отливки стандартного колеса, используя существующую модельную оснастку, что значительно удешевило реализацию проекта.

### SUMMARY

#### INFLUENCE OF GEOMETRY OF THE TARGET SITE OF THE BLADE OF THE DRIVING WHEEL OF THE CENTRIFUGAL PUMP ON POWER OVERALL PERFORMANCE OF SYSTEM OF WATER SUPPLY

*Sotnik N.I., Boyko V.S.\*, Lugova S.O.,*

*Sumy State University, Sumy;*

*\*National Technical University of Ukraine "KPI", Kyiv*

*E-mail: [nsotnik@mail.ru](mailto:nsotnik@mail.ru)*

*A question of system's energy efficiency increasing by modification of existing pumps' flowing part geometry is considered in the article. The analysis of influence of the driving*

wheel's blade target site geometry on centrifugal pump's integrated characteristics, on the basis of results of current's numerical research, is given.

**Key words:** pump's system, energy efficiency, centrifugal pump, characteristic.

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Бешта А. С. Выбор рационального способа регулирования подачи воды насосным агрегатом / А. С. Бешта, А. А. Азюковский // *Технічна електродинаміка*. – 2009. – № 3. – С. 65-71.
2. Бойко В. С. Підвищення енергетичної ефективності водопостачання локального об'єкта / В. С. Бойко, М. І. Сотник, С. О. Хованський // *Промислова гідраліка та пневматика*. – 2008. – Вип. 1(19). – С.100 - 103.
3. Тестирование пакета CFX-5 на примерах течения воздуха в элементах проточных частей насосов специализации ОАО «ВНИИАЭН». Моделирование течения насосе двустороннего входа / [А. В. Елин, А. Н. Кочевский, С. О. Луговая, В. Н. Коньшин] // *Насосы&Оборудование*. – 2006. – № 4(39)-5(40). – С. 54–58.
4. ANSYS CFX 13.0 Solver Theory. Release 13.0 [Электронный ресурс]. - 2010. – 261 p. – Режим доступа : <http://www.ansys.com>
5. Johann Friedrich G lich. Centrifugal Pumps / Johann Friedrich G lich. – Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2008, 2010. – 964 p.
6. Бойко В. С. Підвищення енергоефективності системи подачі та розподілу води відцентровими насосами з різними напірними характеристиками / В. С. Бойко, М. М. Юрченко, М. І. Сотник, С. О. Хованський // *Електротехнічні та енергозберігаючі системи. Щоквартальний науково-виробничий журнал*. – Кременчук: КНУ, 2011. – Випуск 3/2011(15). – С. 48–52.

25 2011 .