

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ УГЛА ОХВАТА ЛОПАСТИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА НИЗКОЙ БЫСТРОХОДНОСТИ НА ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ КПД

В.А. Черемушкин

Д.В. Флиддлер

d.flidlider@gmail.com

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

Аннотация

Исследовано влияние угла охвата лопасти на гидравлический КПД центробежного насоса низкой быстроходности. Для решения задачи использован метод численного гидродинамического моделирования. Описана используемая математическая модель. Приведены результаты симуляции течения жидкости в трех вариантах исполнения проточной части, а также распределения векторов скорости и давления в сечении проточной части для двух вариантов (первого и последнего) рабочего колеса.

Ключевые слова

Центробежный насос, угол охвата лопасти, численное гидродинамическое моделирование

Поступила в редакцию 12.06.2017

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017

Введение. Центробежный насос — разновидность гидродинамических насосов, в котором движение жидкости и необходимый напор создаются за счет центробежной силы, возникающей при взаимодействии лопастей рабочего колеса и перекачиваемой жидкости [1].

Важной характеристикой центробежного насоса является его коэффициент быстроходности (ns). Этот параметр определяет форму проточной части рабочего колеса и его характерные особенности, связанные с течением жидкости в межлопастном канале.

Предмет рассмотрения данной работы — центробежные насосы с низким ns . Подобные насосы работают при сравнительно более высоких напорах и низких подачах.

Коэффициент полезного действия (КПД) таких насосов невелик, в том числе и максимально достижимый [2], поэтому задача увеличения их эффективности является актуальной. Наряду с размерами меридионального сечения рабочего колеса, углами установки лопасти на входе и на выходе недостаточно изучены такие параметры, как форма лопасти [1] и ее длина.

Протяженность лопасти, определяемая для насоса с низким ns ее углом охвата, существенно влияет на движение жидкости в межлопастном канале, что в значительной степени определяет значение гидравлических потерь в рабочем колесе.

В данной работе методом численного гидродинамического моделирования приведено сравнение трех вариантов колеса насоса с разным углом охвата лопасти. Значения углов охвата и графики их изменения по трем струйкам приведены на рис. 1.

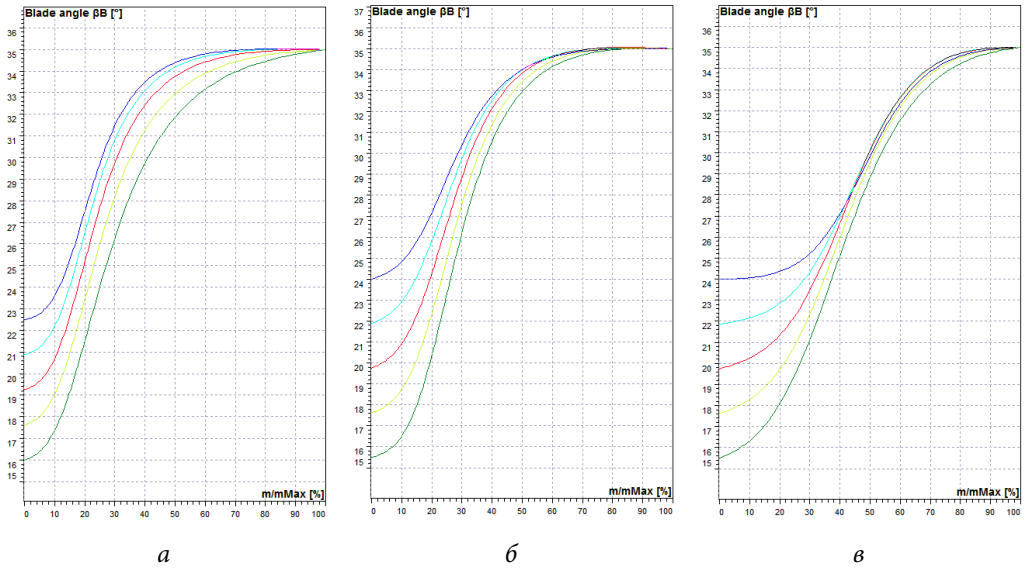


Рис. 1. Изменение угла установки лопасти по ее длине при угле охвата 90° (а); 100° (б); 110° (в)

Математическая модель. Численное гидродинамическое моделирование выполняли в программном комплексе StarCCM+. Решение осуществляется методом контрольного объема с применением основных уравнений гидродинамики для RANS модели турбулентности [3, 4].

Уравнение сохранения массы (уравнение неразрывности):

$$\frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_j} = 0,$$

где \tilde{u}_j — осредненное значение скорости жидкости в проекции на j -тую ось ($j = 1, 2, 3$).

Уравнение изменения количества движения (осреднение по Рейнольдсу) в стационарной постановке:

$$\rho \left[\tilde{u}_j \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} \right] = - \frac{\partial \tilde{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[T_{ij}^{(v)} - \rho u_i u_j \right],$$

где \tilde{p} — осредненное значение давления; $\tilde{T}_{ij}^{(v)} = 2\mu \tilde{s}_{ij}$ — тензор вязких напряжений для несжимаемой жидкости; $\tilde{s}_{ij} = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right]$ — тензор скорости деформации; $\rho u_i u_j$ — рейнольдсовы напряжения; ρ — плотность жидкости; μ — динамическая вязкость жидкости.

Для моделирования реинольдсовых напряжений используется модель турбулентности $k-\omega$ SST, имеющая качественное сходство с экспериментальными данными [5, 6].

На рис. 2 представлена расчетная сетка для гидродинамического моделирования.

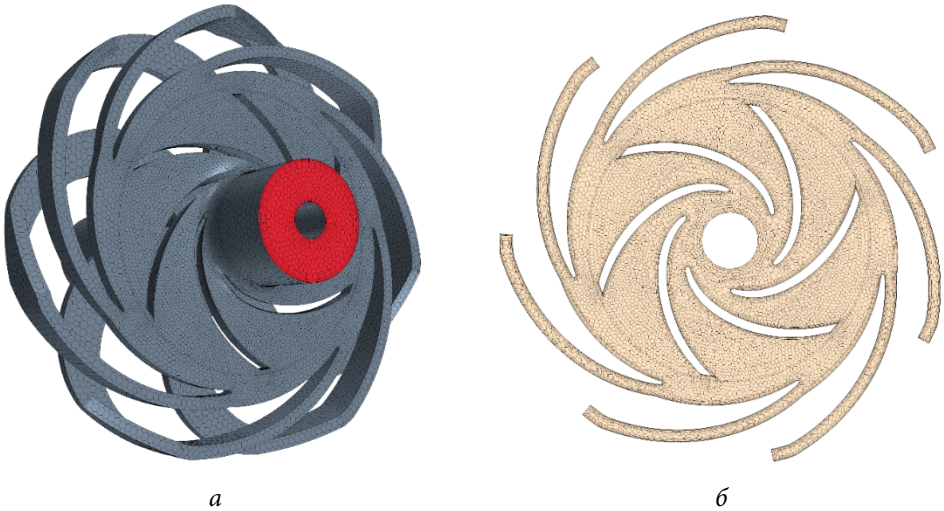


Рис. 2. Расчетная сетка:
a — 3d-модель; *б* — сечение

Анализ полученных результатов. Ниже представлены значения гидравлического КПД, полученные численным моделированием, для трех вариантов проточной части насоса.

Результаты расчета

Угол охвата лопасти, град.	90	100	110
КПД, %	68,5	71,6	72,4

Из представленных данных следует, прямая зависимость между протяженностью лопасти и гидравлическим КПД насоса. Для строгого математического доказательства отсутствуют необходимые формулы (формула Ломакина [2] является весьма упрощенной, представляя зависимость КПД только от диаметра всасывания). Однако можно сделать вывод, что подобная зависимость является следствием увеличения протяженности межлопастного канала, что уменьшает его диффузорность и препятствует появлению обратных токов и завихрений. Увеличение потерь на трение незначительно, поскольку насосы с низким ps характеризуются достаточно низкой относительной скоростью потока, а следовательно, и меньшими потерями.

Для наглядности большей равномерности потока при большем угле охвата приведены распределения скоростей и давлений при двух значениях угла охвата (рис. 3, 4).

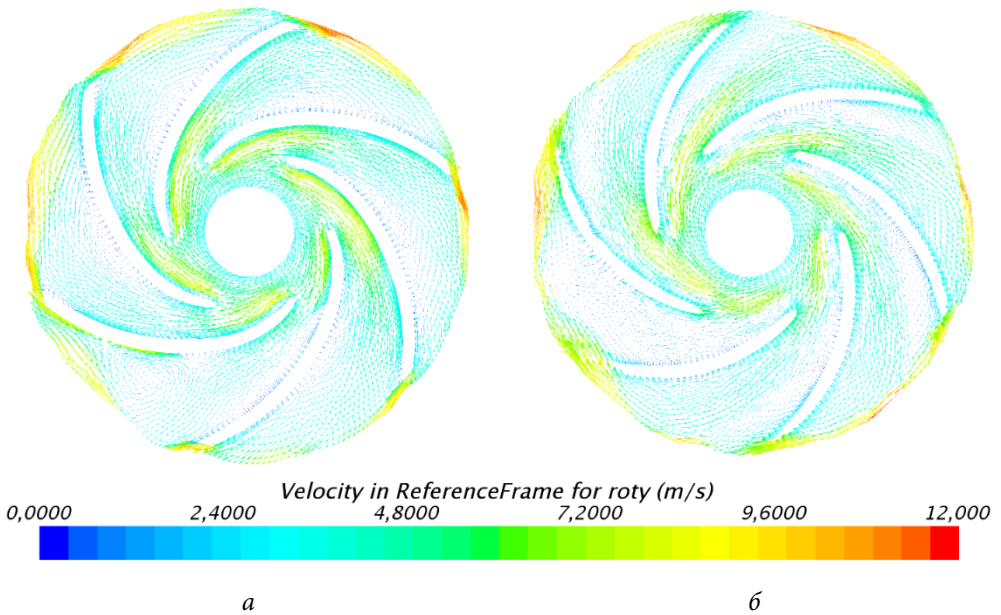


Рис. 3. Поля распределения векторов относительной скорости при угле охвата 110° (а) и 90° (б)

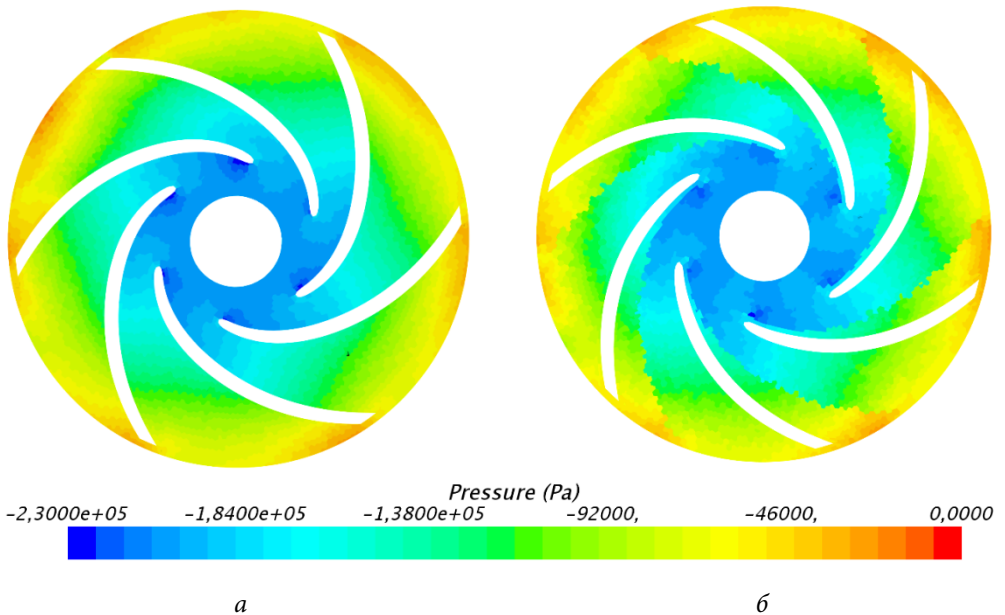


Рис. 4. Поля распределения давления при угле охвата 110° (а) и 90° (б)

Заключение. Гидравлический КПД насоса низкой быстроходности явно зависит от угла охвата лопасти, т. е. его увеличение обуславливает повышение эффективности насоса. В дальнейшем возможна систематизация результатов симуляции течения жидкости в различных насосах для более четкого определения влияния данного параметра на их характеристики.

Литература

- [1] Ломакин В.О., Черемушкин В.А. Влияние формы лопастей рабочего колеса на напор центробежного насоса. *Инженерный вестник*, 2016, № 1.
URL: <http://engsi.ru/doc/832881.html>.
- [2] Жарковский А.А. *Механика жидкости и газа. Гидромеханика*. Санкт-Петербург, СПбГПУ, 2011, 229 с.
- [3] Ломакин В.О., Чабурко П.С. Влияние геометрической формы сопла струйного насоса на его характеристики. *Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана*, 2014, № 12, с. 210–219. URL: <http://old.technomag.edu.ru/doc/743907.html>.
- [4] Чабурко П.С., Ломакин В.О., Кулешова М.С., Баулин М.Н. Комплексная оптимизация проточной части герметичного насоса методом ЛП-ТАУ поиска. *Насосы. Турбины. Системы*, 2016, № 1(18), с. 55–56.
- [5] Петров А.И., Ломакин В.О. Численное моделирование проточных частей макетов насосов и верификация результатов моделирования путем сравнения экспериментально полученных величин с расчетными. *Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана*, 2012, № 5, с. 52–62. URL: <http://technomag.bmstu.ru/doc/356070.html>.
- [6] Ломакин В. Чабурко П.С. Влияние закрутки потока на гидравлический КПД насоса. *Инженерный вестник*, 2015, № 10. URL: <http://engsi.ru/doc/820781.html>.

Черемушкин Вячеслав Андреевич — студент кафедры «Гидромеханика, гидромашин и пневмоавтоматика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Флидидер Дмитрий Валерьевич — студент кафедры «Гидромеханика, гидромашин и пневмоавтоматика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Научный руководитель — А.И. Петров, канд. техн. наук, доцент кафедры «Гидромеханика, гидромашин и пневмоавтоматика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

INVESTIGATING THE EFFECT OF THE BLADE SWEEP ANGLE IN A CENTRIFUGAL PUMP WITH A LOW SUCTION SPECIFIC SPEED ON ITS HYDRAULIC EFFICIENCY

V.A. Cheremushkin

D.V. Flidlider

d.flidlider@gmail.com

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

Abstract

We investigate the effect the blade sweep angle has on the hydraulic efficiency of a centrifugal pump with a low suction specific speed. We use a numerical hydrodynamic simulation method to solve this problem. We describe the mathematical model we use. We presents the results of simulating fluid flow through three blading section designs and the velocity and pressure vector distribution in the blading cross-section for two runner options (the first and the last).

Keywords

Centrifugal pump, blade sweep angle, numerical hydrodynamic simulation

© Bauman Moscow State Technical University, 2017

References

- [1] Lomakin V.O., Cheremushkin V.A. Effect of impeller blade shape on impeller pump head. *Inzhenernyy vestnik* [Engineering Bulletin], 2016, no. 1. Available at: <http://engsi.ru/doc/832881.html>
- [2] Zharkovskiy A.A. Mekhanika zhidkosti i gaza. Gidromekhanika [Fluid mechanics. Hydro-mechanics]. Sankt-Petersburg, SPbSTU publ., 2011, 229 p.
- [3] Lomakin V.O., Chaburko P.S. Effect of the Geometric Shape of the Jet Pump Nozzle on Its Characteristics. *Nauka i obrazovanie. MGTU im. N.E. Baumana* [Science and Education. BMSTU], 2014, no. 12, pp. 210–219. Available at: <http://old.technomag.edu.ru/doc/743907.html>.
- [4] Chaburko P.S., Lomakin V.O., Kuleshova M.S., Baulin M.N. K Complex wet end part optimization of hermetic pump with LP-TAU method. *Nasosy. Turbiny. Sistemy* [Pumps. Turbines. Systems], 2016, no. 1(18), pp. 55–56.
- [5] Petrov A.I., Lomakin V.O. Numerical simulation of flow parts of pump models and verification of simulation results by comparison of obtained values with experimental data. *Nauka i obrazovanie. MGTU im. N.E. Baumana* [Science and Education. BMSTU], 2012, no. 5, pp. 52–62. Available at: <http://old.technomag.edu.ru/doc/743907.html>.
- [6] Lomakin V. Chaburko P.S. Effect of stream vortex on pump hydraulic efficiency. *Inzhenernyy vestnik* [Engineering Bulletin], 2015, no. 10. Available at: <http://engsi.ru/doc/820781.html>.

Cheremushkin V.A. — student, Department of Fluid Mechanics, Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic Automation, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Flidlider D.V. — student, Department of Fluid Mechanics, Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic Automation, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Scientific advisor — A.I. Petrov, Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Fluid Mechanics, Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic Automation, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.