

## МЕТОДИКА ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕЧЕНИЯ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА, ОСНОВАННАЯ НА ИСПОЛЬЗОВАНИИ СЕГМЕНТА КОЛЕСА

В.А. Манасихин

manasikhinva@gmail.com

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

### Аннотация

*Изложена методика, позволяющая значительно сократить время, затрачиваемое на гидродинамическое моделирование течения в проточной части рабочего колеса центробежного насоса, снизить требования к вычислительной мощности, а также ускорить решение задачи оптимизации. Основной идеей описанного метода служит использование для расчета модели «жидкого тела» сегмента лопастного колеса вместо модели «жидкого тела» всего насоса (подводящее устройство, рабочее колесо, отводящее устройство). В качестве подтверждения справедливости результатов, полученных с применением предлагаемого метода, проведено сравнение их со значениями параметров, вычисленных при моделировании течений в проточных частях рабочего колеса и насоса. Приведенный способ расчета необходим для следующего этапа решения задачи оптимизации.*

### Ключевые слова

*Центробежный насос, лопастное колесо, сегмент рабочего колеса, вычислительная гидродинамика, оптимизация проточной части*

Поступила в редакцию 02.06.2017

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017

**Введение.** Рабочее колесо центробежного насоса представляет собой сложное с точки зрения геометрии тело. От правильности его профилирования зависят значения гидравлического КПД и выдаваемого напора, всасывающая способность и ряд других параметров, которые оказывают значительное влияние на эксплуатационные характеристики гидромашины (долговечность, шум и вибрация, энергоэффективность и др.). В настоящее время в аналитическом виде не выявлены зависимости, позволяющие однозначно определить, как изменятся рабочие параметры насоса при изменении отдельных геометрических величин в проточной части его лопастного колеса. Кроме того, многообразие геометрических параметров и противоречивость их влияния на эксплуатационные характеристики насоса не позволяют применить аналитический подход и сразу создать наилучший с точки зрения требований технического задания вариант проточной части рабочего колеса. Другими словами, увеличение одного из параметров ведет к улучшению одних рабочих характеристик и ухудшению других.

На кафедре «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика» МГТУ им. Н.Э. Баумана используется метод генерации псевдослучайных чисел (метод

И.М. Соболя на основе ЛП<sub>т</sub>-последовательностей, позволяющий решить описанную выше проблему. Данный подход дает возможность выбрать несколько геометрических параметров, наиболее существенно влияющих на «качество» проточной части насоса, задать диапазон их изменения (выбор которого основан на многолетнем опыте разработки насосов во всем мире, огромной научно-технической базе, технологии изготовления и техническом задании) и получить требуемое для варьирования параметры. На основе полученных наборов геометрических величин создается большое число моделей проточной части рабочего колеса и проводится их гидродинамическое моделирование.

Процесс решения задач гидродинамики с целью оптимизации проточных частей насосов крайне ресурсоемкий. Поэтому актуальным является рациональное использование вычислительной мощности, ограниченной возможностями современных технологий в области ЭВМ. Использование сегмента рабочего колеса позволяет в значительной мере ускорить расчет каждой отдельно взятой модели и, соответственно, сократить время на проведение оптимизации в целом. В данной статье выделены и описаны характерные особенности расчета, позволяющие с достаточной точностью свести моделирование течения в проточной части всего насоса к моделированию течения в проточной части сегмента рабочего колеса.

Комплексный подход к оптимальному профилированию проточной части насоса применен и описан в работе [1]. Приведенная методика значительно ускоряет решение поставленной задачи, но, используя сегмент проточной части рабочего колеса вместо проточной части всего насоса, можно существенно повысить скорость оптимизации.

В работе [2] также проведен расчет окончательной модели макета всего насоса, что оправдано повышенной точностью расчета, но при наличии большого числа проточных частей необходимо отдельно получить качественную модель рабочего колеса как основного рабочего органа гидромашины и в дальнейшем заниматься лишь улучшением отводящих и подводящих устройств.

В работе [3] рассмотрена подобная задача, но применительно к компрессорной технике. Авторы уделяют большое внимание физической стороне вопроса и геометрическим особенностям, но практически не затрагивают тонкости моделирования.

**Математическая модель.** Метод численного моделирования заключается в решении дискретных аналогов уравнений гидродинамики. В задаче протекания потока жидкости в межлопастных каналах рабочего колеса центробежного насоса сжимаемостью жидкости можно пренебречь вследствие относительной малости развиваемого этим насосом давления. С учетом этого и считая плотность жидкости постоянной, запишем систему уравнений, вывод которой представлен в работе [4]. Для удобства будем применять упрощенную форму записи — повторение в одночленах индекса  $j$  подразумевает суммирование по этому индексу.

Уравнение сохранения массы (уравнение неразрывности потока) для несжимаемой жидкости после осреднения по времени в упрощенной форме записи имеет вид

$$\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j} = 0, \quad j = 1, 2, 3,$$

где  $u_j = \bar{u}_j + u'_j$  — мгновенное (актуальное) значение скорости в проекции на ось  $j$ ;  $\bar{u}_j$  — осредненное по времени значение скорости в проекции на ось  $j$ ;  $u'_j$  — пульсационное значение скорости в проекции на ось  $j$ .

Уравнения изменения количества движения (уравнения Навье—Стокса, осредненные по Рейнольдсу) в упрощенной форме записи:

$$\rho \left[ \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right] = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ T_{ij}^{(v)} - \rho \overline{(u'_i u'_j)} \right], \quad i = 1, 2, 3, \quad (1)$$

где  $\rho$  — плотность жидкости;  $p = \bar{p} + p'$  — мгновенное (актуальное) значение давления;  $\bar{p}$  — осредненное по времени значение давления;  $p'$  — пульсационное значение давления;  $\tilde{T}_{ij}^{(v)} = 2\mu \tilde{S}_{ij}$  — тензор вязких напряжений для несжимаемой жидкости;  $\tilde{S}_{ij} = \frac{1}{2} \left[ \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right]$  — тензор скорости деформации;  $\mu$  — динамическая вязкость жидкости;  $\pi_{ij} = -\rho \overline{(u'_i u'_j)}$  — напряжения Рейнольдса.

Осреднение уравнений Навье—Стокса привело к тому, что помимо четырех основных неизвестных ( $\bar{u}_i$  и  $\bar{p}$ ) возникли шесть дополнительных  $\overline{(u'_i u'_j)}$ . Элементы, симметричные относительно главной диагонали тензора напряжений Рейнольдса, равны между собой, поэтому вместо девяти неизвестных остается шесть. Таким образом, приведенная выше система уравнений является незамкнутой. Для ее замыкания была использована полуэмпирическая  $k-\omega$  SST модель турбулентности (используется в работах [5] и [6]), включает в себя уравнения переноса кинетической энергии турбулентности и переноса относительной скорости диссипации этой энергии. Данная модель сочетает в себе преимущества  $(k-\omega)$ - и  $(k-\varepsilon)$ -моделей (в пристеночной области используются  $k-\omega$ , а в ядре потока  $k-\varepsilon$ ).

Уравнение переноса кинетической энергии турбулентности:

$$\frac{\partial K}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial K}{\partial x_j} = P_K - \beta^* K \omega + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ (v + \sigma_K v_T) \frac{\partial K}{\partial x_j} \right]. \quad (2)$$

Уравнение переноса относительной скорости диссипации кинетической энергии турбулентности:

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha S^2 - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ (v + \sigma_{\omega 1} v_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_j) \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial K}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, \quad (3)$$

где  $K = \frac{(u'_1)^2 + (u'_2)^2 + (u'_3)^2}{2}$  — кинетическая энергия турбулентности;  $P_K = -\rho(\overline{u'_i u'_j}) \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$  — член генерации кинетической энергии турбулентности;  $\omega$  — относительная скорость диссипации кинетической энергии турбулентности;  $v$  — кинематическая вязкость жидкости;  $v_T$  — кинематическая турбулентная вязкость;  $\beta, \sigma_K, \alpha, \beta, \sigma_{\omega 1}, \sigma_{\omega 2}$  — модельные числовые константы;  $F_j$  — стыковочная функция в модели Ментера ( $k-\omega SST$ );  $F_j = 1$  вблизи поверхности и  $F_j = 0$  за пределами пограничного слоя.

В стационарной постановке задачи члены с дифференцированием по времени в уравнениях (1)–(3) отсутствуют.

Напряжения Рейнольдса в уравнениях динамики находят на основе гипотезы Буссинеска:

$$\rho(\overline{u'_i u'_j}) = 2\mu_T \left[ \frac{1}{2} \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{1}{3} \frac{\partial \bar{u}_K}{\partial x_K} \delta_{ij} \right] - \frac{2}{3} \rho K \delta_{ij},$$

где  $\mu_T = \rho v_T$  — динамическая турбулентная вязкость;  $\delta_{ij}$  — символ Кронеккера;

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 1, & \text{если } i = j \\ 0, & \text{если } i \neq j. \end{cases}$$

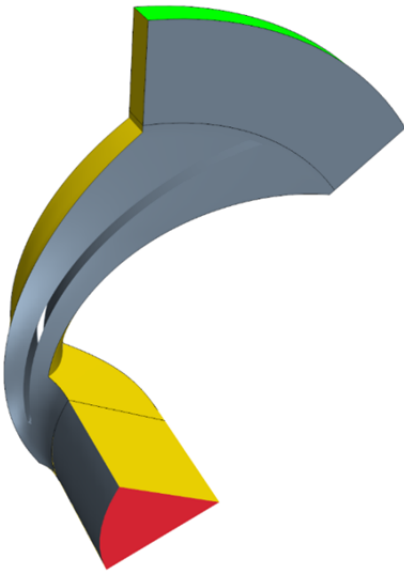


Рис. 1. Трехмерная модель сегмента проточной части рабочего колеса

**Этапы гидродинамического моделирования.** Создание модели жидкого тела. Сегмент представляет собой наименьший участок рабочего колеса, образованный поворотом вокруг его оси и симметричный относительно одной лопасти (рис. 1).

Применяются три способа получения сегмента рабочего колеса:

1. *Between Neighboring Blades (ML to ML)* — пространство между соседними лопастями. Границы сегмента образованы поворотом средних поверхностей двух соседних лопастей;

2. *Around Single Blade, by Rotated Mean Line* — пространство вокруг одиночной лопасти. Границы сегмента образованы поворотом средней поверхности лопасти в обе стороны до середин ближайших межлопастных каналов колеса;

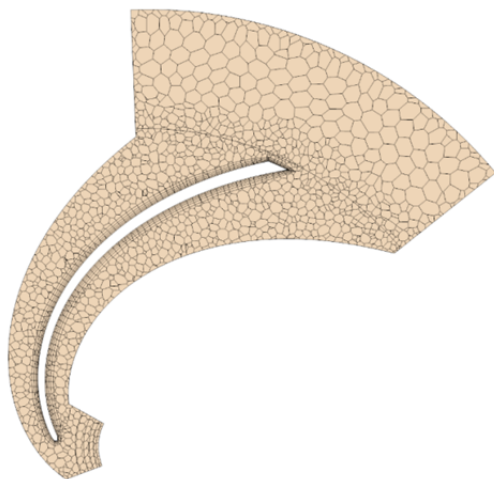
3. *Around Single Blade, Middle of PS-SS* — пространство вокруг одиночной лопасти. Границы сегмента образованы поверхностями лицевой и тыльной сторон соседних лопастей, повернутыми к серединам межлопастных каналов.

Для метода расчета, представленного в данной статье целесообразно воспользоваться вторым вариантом создания сегмента. Данный выбор обусловлен двумя основными факторами. Во-первых, при моделировании лопасть представляет собой твердую стенку, при обтекании потоком жидкости которой необходимо учитывать наличие пограничного слоя и, как следствие, изменять структуру расчетной сетки вблизи поверхности. В первом же варианте лицевая и тыльная стороны лопасти отсутствуют в модели жидкого тела, что привело бы к дополнительным погрешностям при расчете. Во-вторых, предлагаемый тип сегмента отлично подходит для задания периодических интерфейсов за счет одинаковости границ слева и справа, образованных вращением средней поверхности лопасти (в отличие от третьего варианта).

Подвод жидкости к колесу осуществляется вдоль оси вала насоса и представлен статором на входе.

Для выравнивания потока на выходе из рабочего колеса и, как следствие, повышения точности моделирования добавлен безлопаточный радиальный статор.

*Создание сеточной модели.* Расчетная сетка построена таким образом, что в ядре потока ячейки имеют многогранную форму, а вблизи твердых стенок — призматическую. Такой подход позволяет учесть отличия протекания жидкости вдоль твердых границ относительно протекания в ядре потока из-за наличия пограничного слоя. Призматические слои плавно расширяются по мере удаления от поверхности (ослабления влияния пограничного слоя). Полученная сетка в сечении, перпендикулярном оси вала насоса, представлена на рис. 2.



**Рис. 2.** Расчетная сетка в сечении, перпендикулярном оси вала насоса

*Задание типов границ и создание интерфейсов.* В данной исследовательской работе были использованы следующие типы граничных условий: для входной

границы *inlet* — «скорость на входе», а для выходной границы *outlet* — «нулевые производные по направлению к нормали».

При задании на выходной границе условия «давление на выходе» или использовании пары граничных условий «стагнация на входе — скорость на выходе» решение получается неверным, поскольку поля физических величин задаются в направлении нормали к поверхности. В данной задаче это абсолютно не соответствует действительности, так как поток жидкости сходит с выходных кромок лопастей под расчетным углом, существенно отличным от прямого. Задавая поле скорости на выходе, мы получили бы результаты, не имеющие отношения к реальной картине течения в колесе. По аналогичным соображениям, для исследуемой задачи не подходит и граничное условие «давление на выходе». Давление в насосе можно разделить на две составляющие: статическую и динамическую; и если статическая составляющая не зависит от направления скорости, то динамическая определяется как ее значением, так и направлением.

Данная проблема была решена путем использования граничного условия «нулевые производные по направлению к нормали», характеризующего скорость изменения величины вдоль заданного направления (вдоль нормали). Это дает возможность сохранить направления и значения полей физических величин такими же, как и в ячейках, соседних с ячейками на границе. Такой подход позволяет обеспечить выход жидкости под правильным углом и получить физически верное решение.

Для определения взаимодействия между границами одного или нескольких тел используются интерфейсы.

В данной работе применяются два различных типа интерфейсов. Первый тип — местный, он служит для соединения подвижных и неподвижных областей (область рабочего колеса с областями статоров на входе и на выходе), второй — периодический, этот тип интерфейса служит для передачи параметров течения между двумя поверхностями, не совпадающими друг с другом. Именно интерфейс периодического типа обеспечивает симметрию в рассматриваемой модели и делает возможным расчет сегмента проточной части вместо расчета проточной части всего насоса (осуществляется перенос полей физических величин от одной границы интерфейса к другой). Таким образом при моделировании достигается «протекание» потока жидкости сквозь границы периодического интерфейса.

Для уменьшения погрешности расчета на боковых гранях выходного статора выбран метод задания сдвиговых напряжений — скольжение (отсутствие трения жидкости о твердые стенки). Это справедливо, потому что ширина входа в отвод обычно больше, чем ширина колеса на выходе, а значит данные границы в реальной конструкции смещены, и, соответственно, задавать на них трение было бы неверно.

*Результаты гидродинамического моделирования течения в сегменте проточной части колеса.* В ходе работы был проведен расчет сегмента и вычислены следующие значения основных параметров:  $H = 39,55$  м — напор;  $\eta_r = 90,39$  % гидравлический КПД;  $M = 2,15$  Н·м — крутящий момент на валу.

На рис. 3 представлена полученная картина распределения скоростей в плоскости сечения, перпендикулярного оси вала насоса. Такая визуализация позволяет заметить, что моделирование течения в сегменте проточной части дает физически корректное решение.

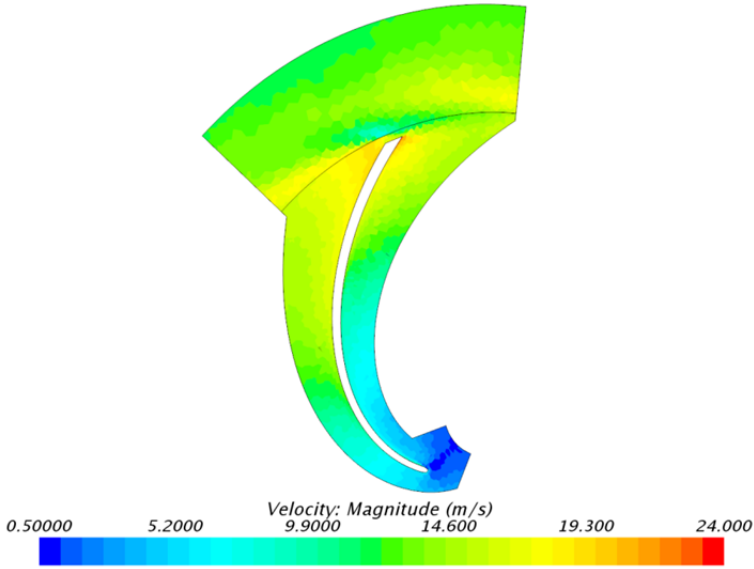


Рис. 3. Распределение скоростей по сечению

*Моделирование течения в проточной части рабочего колеса.* Расчет проточной части целого рабочего колеса (рис. 4) отличается от расчета сегмента коренным образом тем, что в данной задаче нет необходимости обеспечивать симметрию потока посредством введения периодических интерфейсов (рис. 5).

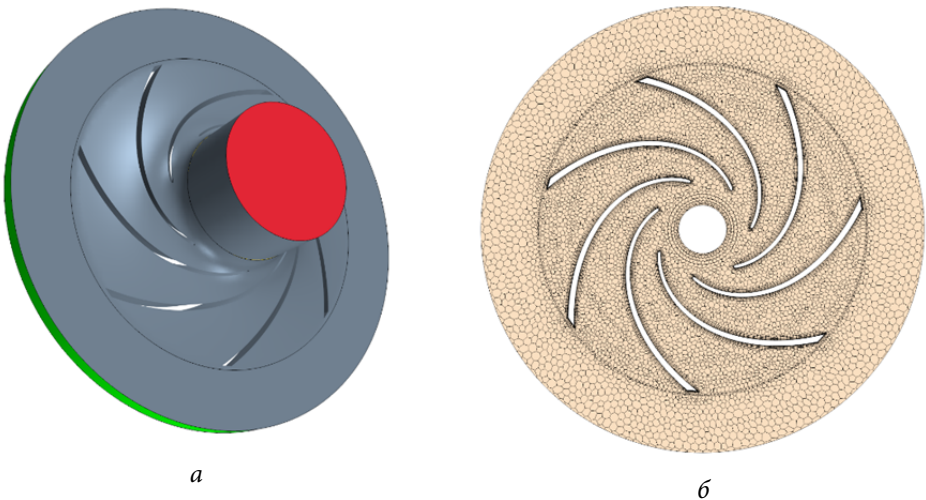


Рис. 4. Трехмерная модель проточной части рабочего колеса (а) и расчетная сетка в сечении, перпендикулярном оси вала насоса (б)

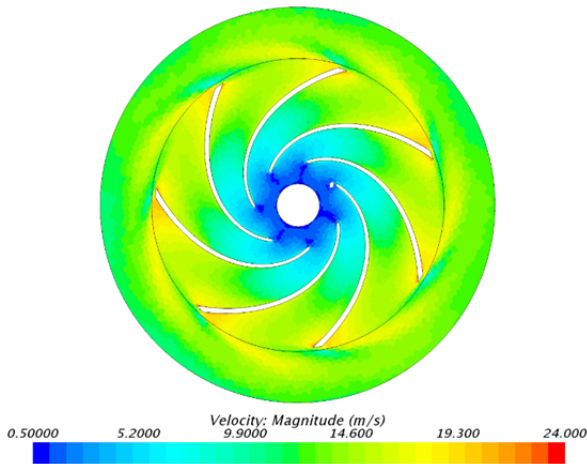


Рис. 5. Распределение скоростей по сечению

*Моделирование течения в проточной части насоса.* В отличие от предыдущей задачи при моделировании течения в насосе при построении сетки дополнительно был введен экструдер на выходной границе для выравнивания потока и предотвращения появления на выходе обратных токов, искажающих решение. Также в данной расчетной модели были использованы типы граничных условий «скорость на входе — давление на выходе» вместо «скорость на входе — нулевые производные по направлению к нормали», поскольку в напорном патрубке отвода жидкость имеет направление, нормальное к выходной границе (рис. 6, 7).

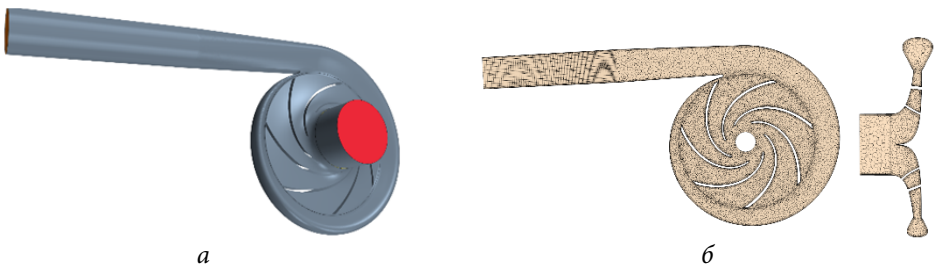


Рис. 6. Трехмерная модель проточной части насоса и расчетная сетка в сечениях, перпендикулярном оси вала (а) и меридиональном (б)

**Сравнение полученных результатов и заключение.** Для сравнения характеристики трех различных расчетных моделей представлены в таблице.

#### Результаты расчетов

Характеристика	Сегмент	Рабочее колесо	Насос
Напор, м	39,55	39,56	33,17
КПД, %	90,39	93,6	85,37
Крутящий момент, Н·м	2,155	15,05	13,84
Число ячеек (при базовом размере ячейки 4 мм)	30 851	207 832	365 333



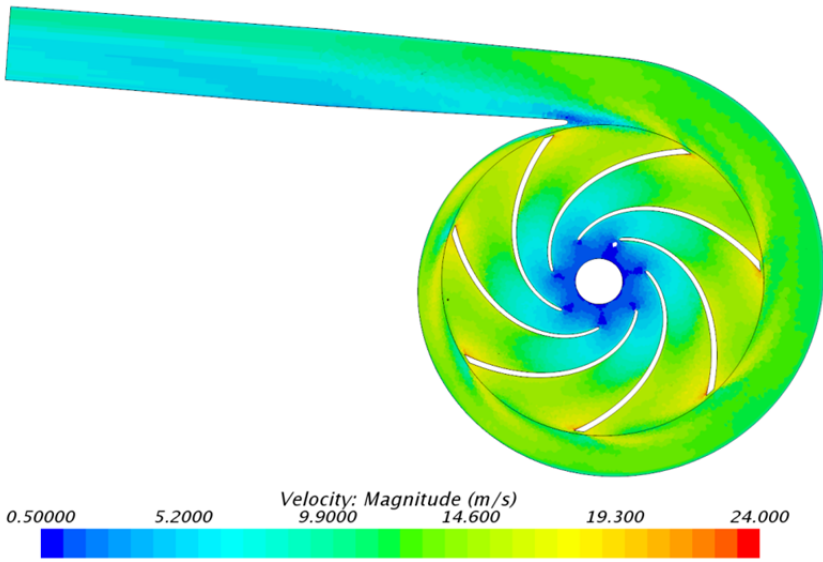


Рис. 7. Распределение скоростей по сечению

Можно отметить, что значения выдаваемого напора и крутящего момента на валу при расчете сегмента и рабочего колеса получились практически одинаковыми. Падение же напора при моделировании течения в насосе обусловлено дополнительными потерями в отводящем устройстве, которое отсутствует в первых двух случаях. Относительная погрешность значений КПД сегмента и рабочего колеса и насоса составлена соответственно:

$$\Delta_1 = \frac{|90,39 - 93,6|}{93,6} 100 \% = 3,43 \%;$$

$$\Delta_2 = \frac{|90,39 - 85,37|}{85,37} 100 \% = 5,88 \%.$$

Вычисленные значения относительной погрешности являются следствием введения искусственной симметрии посредством периодических интерфейсов, а также отсутствием отвода в модели сегмента проточной части насоса. При этом следует учитывать, что число ячеек при расчете течения в сегменте в 6,74 раза меньше, чем при расчете рабочего колеса и в 11,84 раза меньше числа ячеек в насосе.

**Заключение.** Согласно результатам исследований, проведенных в рамках данной работы, относительные погрешности КПД сегмента по сравнению с КПД рабочего колеса и насоса в полной постановке задачи не превышают 6 %. При этом скорость расчета повышается в 5,62 и 9,71 раза соответственно, поскольку при сохранении такого же базового размера отдельно взятой ячейки их количество уменьшается на порядок. Такой подход вполне оправдан при необходимости предварительного расчета большого числа моделей рабочих колес и

выявления нескольких наилучших. В дальнейшем (после оптимизации проточной части лопастного колеса) имеет смысл посчитать отобранные модели в полной постановке задачи для установления характеристик всего насоса (учесть КПД подвода и отвода).

## Литература

- [1] 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.
- [2] 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.edu.ru/jour/article/view/677> (дата обращения 10.05.2017).
- [3] Frese F., Einzinger J., Will J. Design optimization of an impeller with CFD and Meta-Model of optimal Prognosis (MoP). URL: [https://www.dynardo.de/fileadmin/Material\\_Dynardo/bibliothek/RDO/Design\\_optimization\\_of\\_an\\_impeller\\_with\\_CFD\\_and\\_Meta-Model\\_of\\_optimal\\_Prognosis.pdf](https://www.dynardo.de/fileadmin/Material_Dynardo/bibliothek/RDO/Design_optimization_of_an_impeller_with_CFD_and_Meta-Model_of_optimal_Prognosis.pdf) (дата обращения 10.05.2017).
- [4] Лойцянский Л.Г. *Механика жидкости и газа*. Москва, Дрофа, 2003, с. 606–615.
- [5] 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://technomag.neicon.ru/rub/282089/page1.html> (дата обращения 10.05.2017).
- [6] Чабурко П.С., Ломакин В.О. Численное моделирование течения жидкости в струйном насосе. *Машиностроение*, 2014, № 3, с. 55–58. URL: <http://indust-engineering.ru/issues/2014/2014-3.pdf>.

**Манасихин Вячеслав Александрович** — студент кафедры «Гидромеханика, гидромашин и гидропневмоавтоматика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

**Научный руководитель** — В.О. Ломакин, канд. техн. наук, доцент кафедры «Гидромеханика, гидромашин и гидропневмоавтоматика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

## A RUNNER SEGMENT BASED HYDRODYNAMIC MODELLING TECHNIQUE FOR THE FLOW IN THE BLADING SECTION OF A CENTRIFUGAL PUMP RUNNER

V.A. Manasikhin

manasikhinva@gmail.com

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

### Abstract

The article presents a technique that makes it possible to considerably reduce the time taken by hydrodynamic modelling of the flow in the blading section of a centrifugal pump runner, as well as decrease system resource requirements and speed up solving the optimisation problem. The main idea of the method we describe is computing the "fluid body" model for a blade wheel segment instead of the whole pump (inlet device, runner, outlet device). In order to validate the results of the method suggested, we compare them to the parameter values computing during modelling flows in the blading sections of the runner and the pump. The computation technique outlined here is a prerequisite for the next stage of solving the optimisation problem.

### Keywords

Centrifugal pump, blade wheel, runner segment, computational fluid dynamics, blading section optimisation

© Bauman Moscow State Technical University, 2017

### References

- [1] Chaburko P.S., Lomakin V.O., Kuleshova M.S., Baulin M.N. 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.
- [2] 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://technomag.edu.ru/jour/article/view/677> (accessed 10.05.2017).
- [3] Frese F., Einzinger J., Will J. Design optimization of an impeller with CFD and Meta-Model of optimal Prognosis (MoP). Available at: [https://www.dynardo.de/fileadmin/Material\\_Dynardo/bibliothek/RDO/Design\\_optimization\\_of\\_an\\_impeller\\_with\\_CFD\\_and\\_Meta-Model\\_of\\_optimal\\_Prognosis.pdf](https://www.dynardo.de/fileadmin/Material_Dynardo/bibliothek/RDO/Design_optimization_of_an_impeller_with_CFD_and_Meta-Model_of_optimal_Prognosis.pdf) (accessed 10 May 2017).
- [4] Loytsyanskiy L.G. *Mekhanika zhidkosti i gaza* [Fluid mechanics]. Moscow, Drofa publ., 2003, pp. 606–615.
- [5] 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://technomag.neicon.ru/rub/282089/page1.html> (accessed 10.05.2017).
- [6] Chaburko P.S., Lomakin V.O. Numerical simulation of fluid flow in the jet pump. *Mashinostroenie* [Industrial Engineering], 2014, no. 3, pp. 55–58. Available at: <http://industrial-engineering.ru/issues/2014/2014-3.pdf>.

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

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