

УДК 532.542.4, 621.65, 616-77

Влияние геометрических параметров рабочего колеса осевого насоса вспомогательного кровообращения на КПД

Гуськов А. М.¹, Сорокин Ф. Д.¹,
Крупнин А. Е.^{1,*}, Банин Е. П.¹

* artkrupnin@gmail.com

¹МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

Настоящая работа является продолжением темы по разработке подходов к проектированию осевого насоса вспомогательного кровообращения с ротором на магнитных подшипниках. Основное внимание в статье уделено оптимизации проточной части насоса по критерию максимизации коэффициента полезного действия. Проточная часть осевого насоса состоит из корпуса и трех конструктивных элементов: спрямитель потока, рабочее колесо и диффузор. Спрямитель имеет пять обтекаемых лопаток, рабочее колесо - две лопатки, диффузор - три лопатки. При моделировании варьируются геометрические параметры рабочего колеса. Геометрия остальных элементов конструкции в процессе оптимизации не изменяется. Кровь считается несжимаемой неньютоновской жидкостью. В качестве модели вязкости используется модель Карро – Яшида, модели турбулентности - SST (Shear Stress Transport). Для достижения оптимальной производительности и качества полученных результатов используется структурированная сетка конечных элементов, построенная в редакторе TurboGrid. Полученные зависимости КПД как функции геометрических параметров анализируются и сопоставляются с работами зарубежных исследователей.

Ключевые слова: механическая поддержка кровообращения, математическое моделирование, проточная часть, осевой насос, модель Карро-Яшида, КПД

Введение

Имплантируемые насосы вспомогательного кровообращения (НВК) доказали свою терапевтическую эффективность в качестве «моста к трансплантации» (bridge to transplantation), «моста к восстановлению» (bridge to recovery), в том числе в качестве средства длительной поддержки кровообращения [1,2]. НВК в большинстве случаев устанавливается параллельно (в обход аортального клапана) с работающим желудочком и обеспечивает достаточный кровоток.

В ходе исследований, проводимых в конце 90-х годах, было показано, что отсутствие пульсаций в потоке не приводит к негативным эффектам в органах и позволяет обес-

печить адекватную перфузию тканей при условии 20 % увеличения расхода крови по сравнению со случаем, когда пульсации присутствуют [3]. Таким образом, с определенного момента все большее распространение приобретают насосы постоянного потока. Насосы этого типа в настоящее время являются самыми распространенными в мире [4]. В 2007 году в клиниках США (зарегистрированных в системе INTERMACS) было установлено 337 пульсирующих НВК, после сертификации первого не пульсирующего НВК в 2008 году количество установок за первый год составило 459 (количество пульсирующих НВК за тот же период составило 282 единицы). В 2014 году было установлено 1423 не пульсирующих насоса (количество пульсирующих НВК за тот же период составило 78 единиц). Для сравнения в России интерес к разработке НВК постоянного потока возник в период 2009-2012. На данный момент известно о завершении работ и создании отечественного насоса АВК-Н [5,6]. Количество установок достигает 15 за период 2013-2015 гг.

Основными преимуществами НВК постоянного потока по сравнению с НВК пульсирующего потока являются малые габариты конечного изделия, простота имплантации, малый риск тромбоэмболии, отсутствие кальцификации аортального клапана, меньшая вероятность инфекций. Из недостатков можно выделить существенно больший гемолиз в НВК постоянного потока.

Для моделирования поведения рабочей жидкости в НВК широко используются методы вычислительной гидродинамики [7-12]. Такой подход позволяет получить приемлемую конфигурацию конструктивных элементов ещё до этапа стендовых испытаний. Большой интерес к этой области служит катализатором к развитию этого направления: создание более сложных моделей поведения крови в НВК, оптимизация по ряду критериев, оценка потенциально опасных зон и их устранение.

Цель исследования: Работа входит в цикл исследований, направленных на создание методики проектирования элементов конструкции осевого НВК. В настоящей работе интерес уделяется оценке влияния геометрических параметров рабочего колеса на гидравлический коэффициент полезного действия (КПД) с целью последующей оптимизации проточной части по критерию максимизации КПД.

Материалы и методы

Геометрическая модель

Конструкция НВК представлена на рис. 1 и полностью идентична представленной в работе [10]. Зазоры между лопатками спрямителя, рабочего колеса, диффузора и стенками камеры отсутствуют.

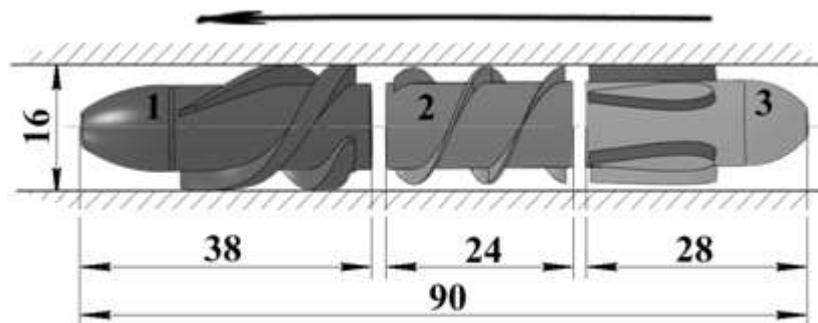


Рис. 1. Конструктивные элементы проточной части НВК: диффузор (1), рабочее колесо (2), спрямитель потока (3). Направление потока показано стрелкой.

Модель рабочего колеса с эскизом развертки витка представлена на рис. 2. Угол входа лопатки – β_1 , угол выхода лопатки – β_2 , диаметр втулки рабочего колеса – D , количество витков – k . В предыдущей работе авторами было показано [], что наилучшую производительность насос обеспечивает при величине $k = 1.41$. В настоящем исследовании этот параметр не варьируется. В точке B толщина лопатки максимальная и не изменяется в расчетах. Максимум толщины лопатки – 0,4 мм. Диаметр втулки D в расчетах принимается постоянным – 11 мм. Координаты точки B – (x_m, z_m) . Угол между осью Z и касательной к срединной линии лопатки в точке B – β_m .

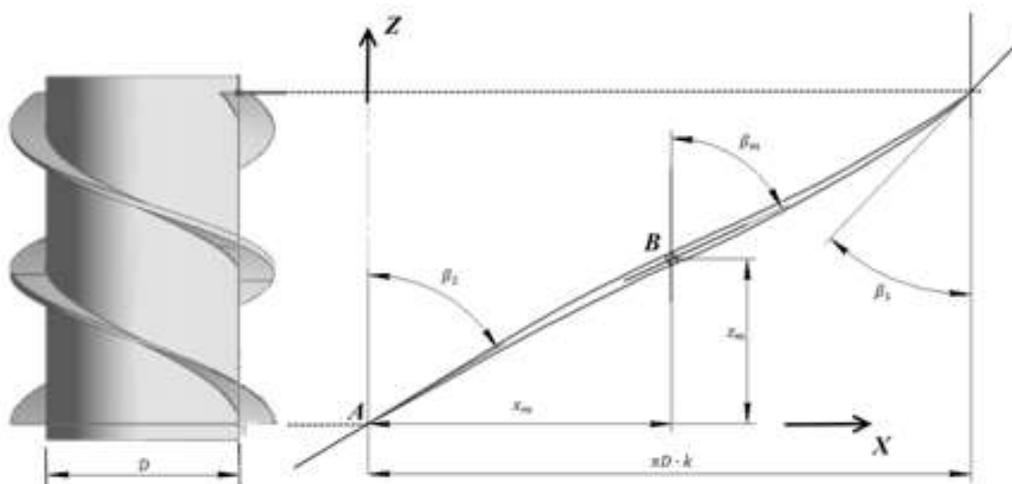


Рис. 2. Геометрические параметры витка рабочего колеса. Начало координат расположено в точке A . Направление потока противоположно направлению оси Z .

Практический интерес представляет определение таких конфигураций рабочего колеса НВК, при которых значение гидравлического КПД достигает максимума с учетом требуемого перепада давления. В данной работе такое требование достигается подбором углов $\{\beta_1; \beta_2\}$, доставляющих максимум КПД при фиксированном перепаде давления в 100 мм рт. ст.

Гидравлический КПД. Потребляемая мощность

Гидравлический КПД определяется следующим соотношением:

$$\eta = \frac{Q(p_2 - p_1)}{M\omega},$$

где $Q \left(\frac{\text{м}^3}{\text{с}} \right)$, p_2 (Па), p_1 (Па) представляют объемный расход, полное давление на выходе и полное давление на входе в проточную часть, соответственно, M (Н·м), $\omega \left(\frac{\text{рад}}{\text{с}} \right)$ - крутящий момент и угловую скорость вращения рабочего колеса насоса. Произведение слагаемых в знаменателе есть не что иное, как потребляемая НВК мощность

$$P = M\omega.$$

Большинство моделей НВК, используемых в клинической практике, питаются от портативных съемных аккумуляторов, которые пациент носит вместе с собой. Оценка уровня потребляемой мощности НВК на разных режимах служит показателем эффективности работы насоса. Подобные оценки могут быть полезны исследователям, заинтересованным в реализации механизма чрескожной передачи энергии для питания аппаратов вспомогательного кровообращения.

Методы вычислительной гидродинамики

Для решения поставленной задачи использовался программный пакет ANSYS CFX. Была проанализирована чувствительность величины КПД к количеству используемых в сетке элементов (рис. 3).

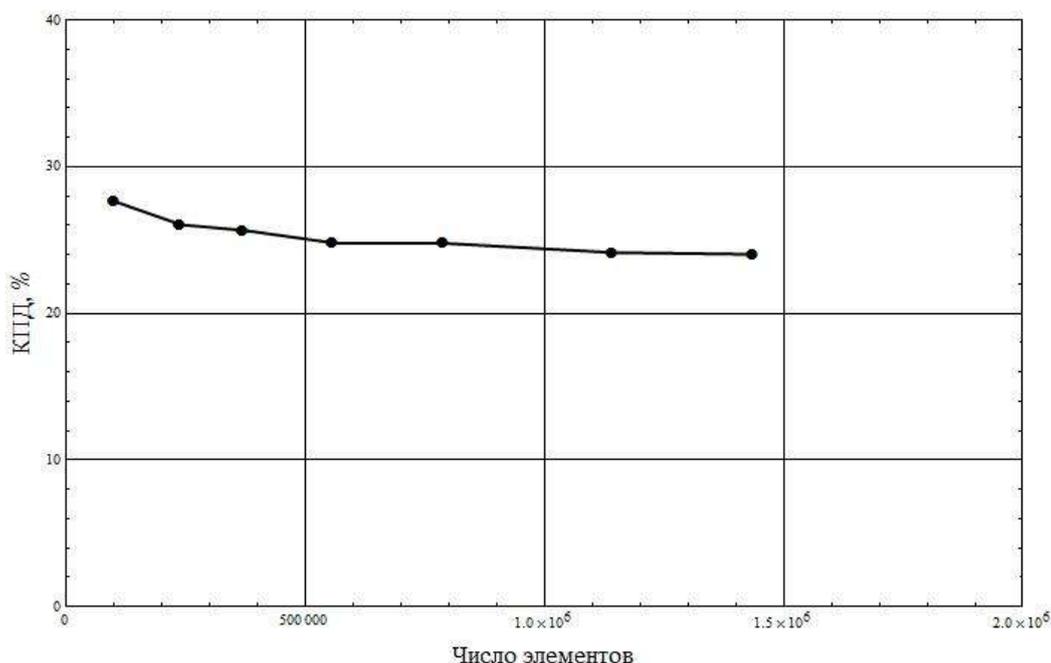


Рис. 3. Тест на зависимость величины КПД от числа конечных элементов.

В итоге, использовалась модель НВК, состоящая из 560 684 элементов (132 787 – область спрямителя, 210 917 – область рабочего колеса, 216 980 – область диффузора). Качество сетки контролировалось допустимым значением параметра skew angles (16 – 19°).

Учет симметрии конструкции позволил решить задачу путем построения сетки для одной лопатки в каждой из расчетных областей (рис. 4).

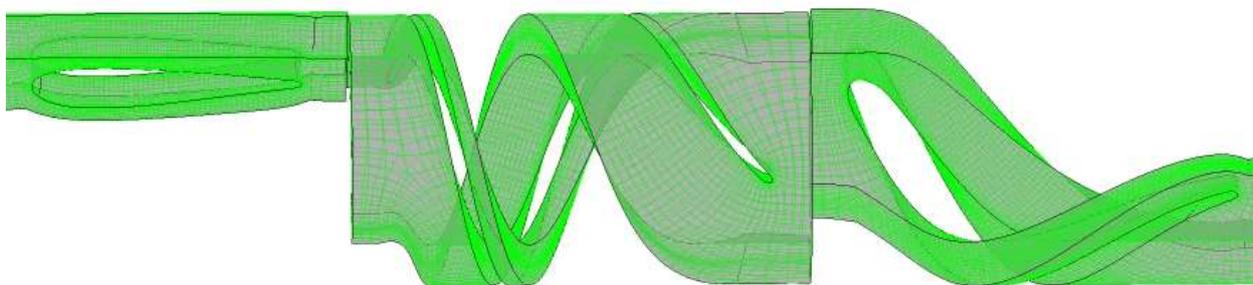


Рис. 4. Расчетная сетка конечных элементов НВК с учетом симметрии конструкции.

O-grid метод [13] использовался для послойного построения качественной структурированной сетки конечных элементов вокруг лопаток и граничных областях проточной части для адекватного моделирования пристеночных слоев течения крови. Критериями сходимости решения являлись значения невязок 10^{-4} и стабилизация выходного параметра, – КПД, – в зависимости от номера итерации. Шаг по времени в расчетах выбирался исходя из условия:

$$\frac{0.1}{\omega} \leq T_{step} \leq \frac{1}{\omega}.$$

Для обеспечения высокой сходимости использовался решатель второго порядка точности (High resolution option).

Передача данных между неподвижными (спрямитель и диффузор) и подвижной (рабочее колесо) областями осуществлялась через интерфейс Frozen rotor. В качестве граничных условий на входе задавалось полное давление, на выходе – статическое. Скорости вращения рабочего колеса равны 9000, 10000 и 11000 $\frac{\text{об}}{\text{мин}}$.

Кровь. Модель вязкости

В работе кровь моделировалась как несжимаемая неньютоновская жидкость с плотностью $\rho = 1050 \left(\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right)$. Нелинейные вязкостные свойства крови описывались моделью Каро-Яшида [10]. Коэффициенты для данной зависимости представлены в работе [10].

Модель турбулентности

В работе [10] показано, что значение безразмерного числа Рейнольдса в проточной части осевых НВК может достигать величин порядка $Re = 3.4 \cdot 10^4$. Таким образом, можно говорить о развитом турбулентном течении в рабочей камере. Для учета в решении эф-

фектов, обусловленных наличием турбулентных вихрей, используются добавочные слагаемые в тензоре вязкостных напряжений. Полученная таким образом расширенная система осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса замыкается уравнениями, учитывающими развитие вихрей в потоке. Одной из таких моделей является $k-\varepsilon$. Следует отметить, что при всех достоинствах, $k-\varepsilon$ модель не учитывает отрыв потока или его разделение, поэтому в работе используется гибридная модель турбулентности SST (Shear Stress Transport), сочетающая достоинства $k-\omega$ модели в пристеночной области и $k-\varepsilon$ модели в области ядра потока. Подробно данная модель описана в [14, 15].

Результаты и обсуждение

Гидравлический КПД и потребляемая мощность

Результаты математического моделирования показали значительную зависимость гидравлического КПД от геометрических параметров рабочего колеса. На рис. 5 представлены графические зависимости КПД при изменении входного и выходного углов лопатки рабочего колеса при разных рабочих режимах.

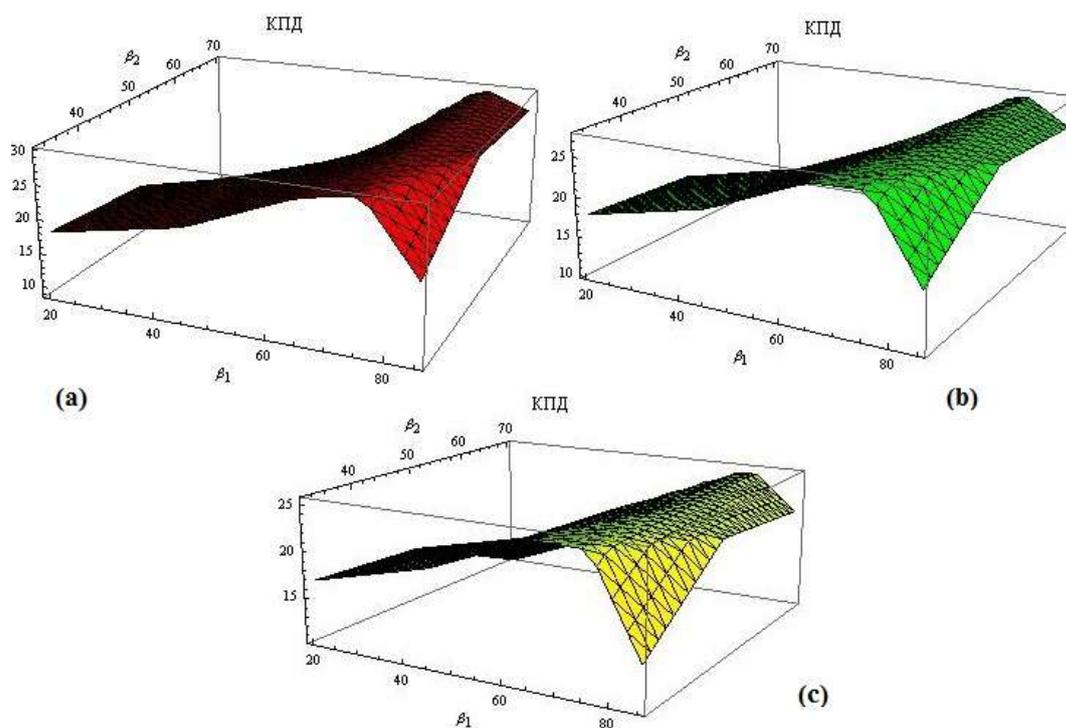


Рис. 5. Зависимость КПД (%) от значений углов β_1 и β_2 . (а) – 9000 об/мин, (б) – 10000 об/мин, (с) – 11000 об/мин

Максимальный КПД $\eta = 30.9\%$ достигается при $n = 9000$ об/мин и углах $\beta_1 = 72.14^\circ$ и $\beta_2 = 65.86^\circ$. В таком режиме НВК способен обеспечивать расход крови $Q = 2.5$ л/мин

при потребляемой мощности $P=1.8$ Вт. Результаты для остальных рабочих режимов представлены в таблице 1.

Таблица 1. Сводная таблица результатов математического моделирования для $\beta_1 = 72.14^\circ$ и $\beta_2 = 65.86^\circ$.

Рабочий режим, об/мин	Максимальное значение КПД, %	Перепад давления, мм рт. ст.	Реализуемый расход крови, л/мин	Потребляемая мощность, Вт
9000	30.9	100	2.5	1.8
10000	27.8	100	3	2.4
11000	25.1	100	3.4	3

Полученные результаты соответствуют результатам, полученным в работах зарубежных исследователей [16-20]. Основная задача насоса *вспомогательного* кровообращения – разгрузка сердечной мышцы за счет перекачивания части объема крови из левого желудочка в аорту. Представленная конфигурация НВК справляется с поставленной задачей, а подбор оптимальных параметров позволяет максимизировать гидравлический КПД и снизить потребляемую мощность. Увеличение расхода возможно при переключении на более высокую рабочую скорость аппарата с незначительным увеличением потребляемой мощности.

Поле давлений и линии тока

На рис. 6 представлено распределение линий тока и давлений в каждой из исследуемых областей.

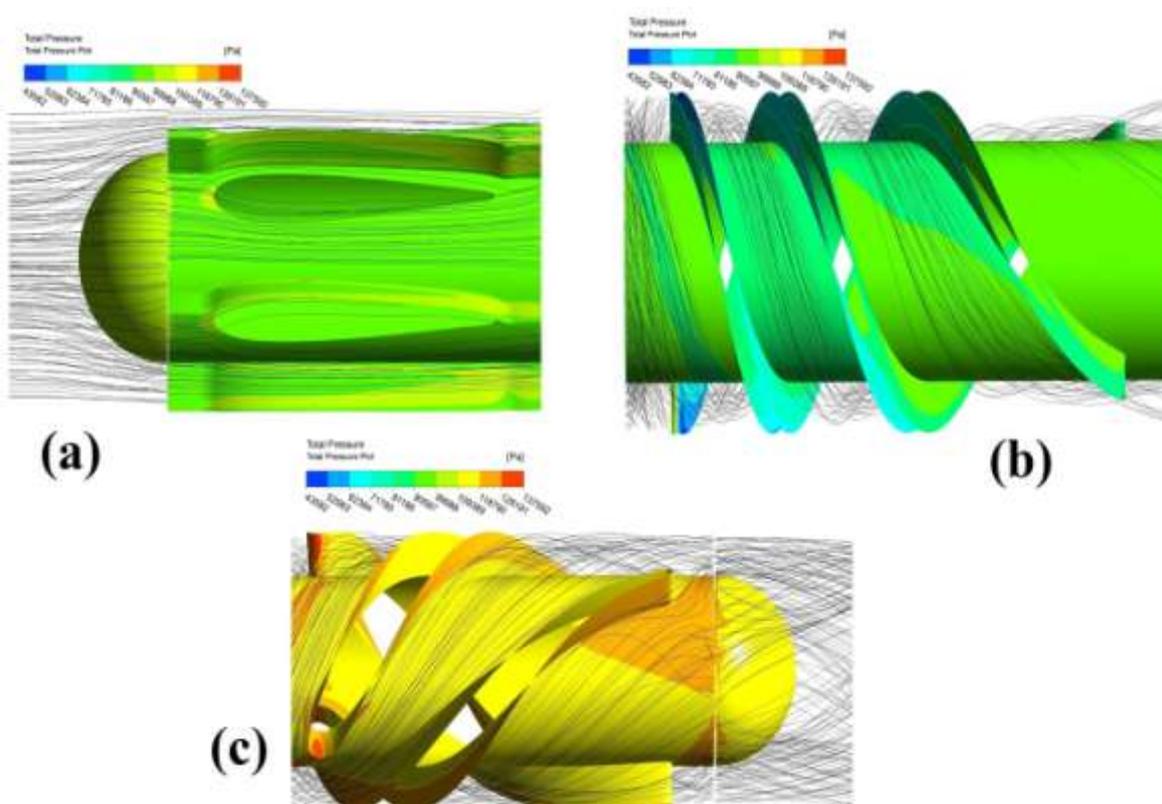


Рис. 6. Распределение линий тока и давлений. (а) – область спрямителя, (б) – область рабочего колеса, (с) – область диффузора.

Наибольший скачок давления обеспечивается в области диффузора, в то время как в области спрямителя потока наблюдается понижения давления. Анализ линий тока свидетельствует о наличии зон отрыва потока с поверхности втулки диффузора и его лопаток, что означает необходимость доработки отдельных узлов модели НВК. Негативным следствием описанного явления является формирование зон рециркуляции и застоя крови с последующим тромбированием проточной части.

Заключение

В работе проведено исследование, ставящее целью выявить влияние геометрических параметров рабочего колеса НВК, - входного β_1 и выходного β_2 углов лопатки, - на гидравлический КПД. Построенные в результате решения задачи вычислительной гемодинамики поверхности выявили значительное влияние перечисленных выше параметров на производительность НВК при разных режимах работы. Максимальный КПД $\eta = 30.91\%$ аппарата достигается при значениях углов $\beta_1 = 72.14^\circ$ и $\beta_2 = 65.86^\circ$. В таком режиме НВК способен обеспечивать расход крови $Q = 2.5$ л/мин при потребляемой мощности $P = 1.8$ Вт и перепаде давления, равном 100 мм рт. ст. Переключение режима работы на режим с более высокой скоростью увеличивает реализуемый расход крови при незначительном понижении КПД. Дальнейшие исследования будут направлены на оптимизацию узлов конструкции с целью минимизации зон застоя и рециркуляции и разработку методики оценки уровня гемолиза в проточной части НВК.

Благодарность

Работа выполнена при частичной поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (грант № 15-29-01085 офи_м).

Список литературы

1. Wus L., Manning M. L., Entwistle J. W. C. Left ventricular assist device driveline infection and the frequency of dressing change in hospitalized patients. *Heart & Lung: The Journal of Acute and Critical Care*. 2015. Т. 44. №. 3. С. 225-229.
DOI: [10.1161/CIRCULATIONAHA.111.060830](https://doi.org/10.1161/CIRCULATIONAHA.111.060830)
2. Kirklin J. K. et al. Seventh INTERMACS annual report: 15,000 patients and counting. *The Journal of Heart and Lung Transplantation*. 2015. Т. 34. №. 12. С. 1495-1504.
DOI: [10.1016/j.healun.2015.10.003](https://doi.org/10.1016/j.healun.2015.10.003)
3. Nosé Y., Kawahito K., Nakazawa T. Can we develop a nonpulsatile permanent rotary blood pump? Yes, we can. *Artificial organs*. 1996. Т. 20. №. 5. С. 467-474. DOI: [10.1111/j.1525-1594.1996.tb04466.x](https://doi.org/10.1111/j.1525-1594.1996.tb04466.x)

4. Krabatsch T. et al. Mechanical circulatory support—results, developments and trends. *Journal of cardiovascular translational research*. 2011. Т. 4. №. 3. С. 332-339. DOI: [10.1007/s12265-011-9268-0](https://doi.org/10.1007/s12265-011-9268-0)
5. Иткин Г. П. Механическая поддержка кровообращения: проблемы, решения и новые технологии //Вестник трансплантологии и искусственных органов. 2014. Т. 16. №. 3-2014. DOI: [10.15825/1995-1191-2014-3-76-84](https://doi.org/10.15825/1995-1191-2014-3-76-84)
6. Иткин Г. П. и др. Теоретическое и экспериментальное рассмотрение динамических характеристик осевых насосов крови //Вестник трансплантологии и искусственных органов. Т. 13. №. 4-2011.
7. Гуськов А.М., Богданова Ю.В. Особенности проектирования устройства искусственного желудочка сердца: обзор работ // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2014. № 3. DOI: [10.7463/0314.0705250](https://doi.org/10.7463/0314.0705250)
8. Банин Е.П., Гуськов А.М., Сорокин Ф.Д. Анализ современных подходов к проектированию искусственных желудочков сердца роторного типа // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2015. № 02. DOI:[10.7463/0215.0755225](https://doi.org/10.7463/0215.0755225)
9. Gouskov A. M., Sorokin F. D., Banin E. P. Simulation of an Inlet Structure of an Implantable Axial Blood Pump. *Biomedical Engineering*. 2016. Т. 50. №. 1. С. 15-19. DOI: [10.1007/s10527-016-9578-2](https://doi.org/10.1007/s10527-016-9578-2)
10. Гуськов А. М. и др. Математическое моделирование потока крови в проточной части осевого насоса искусственного желудочка сердца // Наука и образование: научное издание МГТУ им. НЭ Баумана. 2015. №. 10. DOI: [10.7463/1015.0821220](https://doi.org/10.7463/1015.0821220)
11. Zhang L. et al. Numerical Simulation Investigation on Flow Field of Axial Blood Pump. *Advances in Computer Science and Engineering*. Springer Berlin Heidelberg. 2012. P. 223-229. DOI: [10.1007/978-3-642-27948-5_31](https://doi.org/10.1007/978-3-642-27948-5_31)
12. Song X. et al. Studies of turbulence models in a computational fluid dynamics model of a blood pump. *Artificial organs*. 2003. Vol. 27, № 10. P. 935-937. DOI: [10.1046/j.1525-1594.2003.00025.x](https://doi.org/10.1046/j.1525-1594.2003.00025.x)
13. ANSYS TurboGrid User's Guide. Release 15.0. *ANSYS Inc*. November 2013
14. Wilcox D. C. et al. Turbulence modeling for CFD. *DCW industries*. La Cañada, CA, 1998. Т. 2
15. Menter F.R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA journal*. 1994. Vol. 32, № 8. P. 1598-1605. DOI: [10.2514/3.12149](https://doi.org/10.2514/3.12149)
16. Throckmorton A. L. et al. Computational analysis of an axial flow pediatric ventricular assist device. *Artificial organs*. 2004. Т. 28. №. 10. С. 881-891.

17. Apel J., Neudel F., Reul H. Computational fluid dynamics and experimental validation of a microaxial blood pump. *ASAIO journal*. 2001. T. 47. №. 5. C. 552-558.
18. Wu J. et al. Computational fluid dynamics analysis of blade tip clearances on hemodynamic performance and blood damage in a centrifugal ventricular assist device. *Artificial organs*. 2010. T. 34. №. 5. C. 402-411.
19. Zhang Y. et al. Design optimization of an axial blood pump with computational fluid dynamics. *ASAIO journal*. 2008. T. 54. №. 2. C. 150-155.
20. Untaroiu A. et al. Computational design and experimental testing of a novel axial flow LVAD. *ASAIO journal*. 2005. T. 51. №. 6. C. 702-710.

The Axial Assist Blood Pump Impeller Geometrical Parameters Impact on the Coefficient of Efficiency

A.M. Guskov¹, F.D. Sorokin¹,
A.E. Krupnin^{1,*}, E.P. Banin¹

*artkrupnin@gmail.com

¹Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

Keywords: mechanical circulatory support, mathematical modeling, flow path, axial pump, Carreau-Yasuda model, coefficient of efficiency

The paper research object is a three-parted axial assist blood pump, which comprises a five-bladed straightener, a two-bladed impeller, and a three-bladed diffuser.

The main objective is to investigate how the geometrical parameters (incidence angle and pinch) of impeller influence on the blood pump coefficient of efficiency.

The problem was solved using methods of computational hemodynamics (CHD). A Carreau-Yasuda model was used to take into account the viscosity nonlinear properties of blood. Using structured grid and performing mesh independence test controlled a quality of results.

Diagrams of coefficient of efficiency as function of geometrical parameters were plotted for various impeller angular velocities. Mathematical modeling revealed that above parameters have impacts on the value of the coefficient of efficiency with changing impeller angular velocities. Obtained results allow us to design an impeller, which provides the best capacity using the maximum of coefficient of efficiency as a criterion. Resulting data are expected to find application in designing a prototype of the axial assist blood pump with a rotor on magnet bearings to ensure high efficiency with minimum blood trauma.

References

1. Wus L., Manning M.L., Entwistle J.W.C. Left ventricular assist device driveline infection and the frequency of dressing change in hospitalized patients. *Heart & Lung: The Journal of Acute and Critical Care*. 2015. Vol. 44. No. 3. P. 225-229.
DOI: [10.1161/CIRCULATIONAHA.111.060830](https://doi.org/10.1161/CIRCULATIONAHA.111.060830)
2. Kirklin J.K. et al. Seventh INTERMACS annual report: 15,000 patients and counting. *The Journal of Heart and Lung Transplantation*. 2015. Vol. 34. No. 12. P. 1495-1504.
DOI: [10.1016/j.healun.2015.10.003](https://doi.org/10.1016/j.healun.2015.10.003)

3. Nosé Y., Kawahito K., Nakazawa T. Can we develop a nonpulsatile permanent rotary blood pump? Yes, we can. *Artificial organs*. 1996. Vol. 20. No. 5. P. 467-474.
DOI: [10.1111/j.1525-1594.1996.tb04466.x](https://doi.org/10.1111/j.1525-1594.1996.tb04466.x)
4. Krabatsch T. et al. Mechanical circulatory support—results, developments and trends. *Journal of cardiovascular translational research*. 2011. Vol. 4. No. 3. P. 332-339.
DOI: [10.1007/s12265-011-9268-0](https://doi.org/10.1007/s12265-011-9268-0)
5. Itkin G.P. Mechanical Circulatory Support: Problems, Solutions and New Directions. *Russian Journal of Transplantology and Artificial Organs*. 2014. Vol. 16 (3). P. 76-84.
DOI: [10.15825/1995-1191-2014-3-76-84](https://doi.org/10.15825/1995-1191-2014-3-76-84) [In Russian]
6. Itkin G.P. et al. Theoretical and Experimental Study of the Dynamic Characteristics of Axial Blood Pumps. *Russian Journal of Transplantology and Artificial Organs*. 2011. Vol. 13(4). P. 91-96. DOI: [10.15825/1995-1191-2011-4-91-96](https://doi.org/10.15825/1995-1191-2011-4-91-96) [In Russian]
7. Guskov A.M., Bogdanova Yu.V. Left Ventricular Assist (LVAD) Device Design Features: Literature Review. *Nauka i obrazovanie = Science and education*. Electronic scientific and technical publication, 2014. No. 3. DOI: [10.7463/0314.0705250](https://doi.org/10.7463/0314.0705250) [In Russian]
8. Banin E.P., Guskov A.M., Sorokin F.D. Analysis of Contemporary Methods for Designing Rotary Type Ventricular Assist Devices. *Nauka i obrazovanie = Science and education*. Electronic scientific and technical publication, 2015. No. 02. DOI: [10.7463/0215.0755225](https://doi.org/10.7463/0215.0755225) [In Russian]
9. Guskov A.M., Sorokin F.D., Banin E.P. Simulation of an Inlet Structure of an Implantable Axial Blood Pump. *Biomedical Engineering*. 2016. Vol. 50. No. 1. P. 15-19.
DOI: [10.1007/s10527-016-9578-2](https://doi.org/10.1007/s10527-016-9578-2)
10. Guskov A.M. et al. Mathematical Modeling of Blood Flow in Flow Path of Axial Assist Circulation Pump. *Nauka i obrazovanie = Science and education*. Electronic scientific and technical publication, 2015. No. 10. DOI: [10.7463/1015.0821220](https://doi.org/10.7463/1015.0821220) [In Russian]
11. Zhang L. et al. Numerical Simulation Investigation on Flow Field of Axial Blood Pump. *Advances in Computer Science and Engineering*. Springer Berlin Heidelberg. 2012. P. 223-229. DOI: [10.1007/978-3-642-27948-5_31](https://doi.org/10.1007/978-3-642-27948-5_31)
12. Song X. et al. Studies of turbulence models in a computational fluid dynamics model of a blood pump. *Artificial organs*. 2003. Vol. 27, No. 10. P. 935-937. DOI: [10.1046/j.1525-1594.2003.00025.x](https://doi.org/10.1046/j.1525-1594.2003.00025.x)
13. ANSYS TurboGrid User's Guide. Release 15.0. *ANSYS Inc*. November 2013.
14. Wilcox D.C. et al. Turbulence modeling for CFD. *DCW industries*. La Cañada, CA, 1998. Vol. 2.
15. Menter F.R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA journal*. 1994. Vol. 32. No. 8. P. 1598-1605. DOI: [10.2514/3.12149](https://doi.org/10.2514/3.12149)
16. Throckmorton A.L. et al. Computational analysis of an axial flow pediatric ventricular assist device. *Artificial organs*. 2004. Vol. 28. No. 10. P. 881-891.

17. Apel J., Neudel F., Reul H. Computational fluid dynamics and experimental validation of a microaxial blood pump. *ASAIO journal*. 2001. Vol. 47. No. 5. P. 552-558.
18. Wu J. et al. Computational fluid dynamics analysis of blade tip clearances on hemodynamic performance and blood damage in a centrifugal ventricular assist device. *Artificial organs*. 2010. Vol. 34. No. 5. P. 402-411.
19. Zhang Y. et al. Design optimization of an axial blood pump with computational fluid dynamics. *ASAIO journal*. 2008. Vol. 54. No. 2. P. 150-155.
20. Untaroiu A. et al. Computational design and experimental testing of a novel axial flow LVAD. *ASAIO journal*. 2005. Vol. 51. No. 6. P. 702-710.