

УДК 621.65

doi:10.18720/SPBPU/2/id20-350

*Свобода Дмитрий Геннадьевич*<sup>1</sup>, доц., к.т.н.  
svoboda.dmitry@gmail.com

*Голиков Владимир Анатольевич*<sup>1</sup>, доц., к.т.н.  
g53ol-vlad@yandex.ru

*Жарковский Александр Аркадьевич*<sup>1</sup>, проф., д.т.н.  
azharkovsky@pef.spbstu.ru

*Клюев Арсентий Сергеевич*<sup>1</sup>, инженер  
arsentiyklyuyev@gmail.com

<sup>1</sup>ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет  
Петра Великого», Россия, г. Санкт-Петербург

## ВЛИЯНИЕ ОБОДА РАБОЧЕГО КОЛЕСА И РАДИАЛЬНОГО ЗАЗОРА НА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСЕВОГО НАСОСА

**Аннотация.** Представлены результаты численных и экспериментальных исследований, проводившихся в Лаборатории гидромашиностроения СПбПУ. Исследования направлены на изучение влияния радиального зазора и обода рабочего колеса на энергетические характеристики низконапорных осевых насосов с быстроходностью  $n_s \approx 600$ . Показано, что эти конструктивные особенности проточного тракта существенно влияют на параметры ступени и их необходимо учитывать при верификации расчётных и экспериментальных характеристик осевых насосов.

**Ключевые слова:** насос, зазор, обод, колесо, моделирование, быстроходность.

*Svoboda Dmitry*<sup>1</sup>, Docent,  
Candidate of Technical Sciences  
svoboda.dmitry@gmail.com

*Golikov Vladimir*<sup>1</sup>, Docent,  
Candidate of Technical Sciences  
g53ol-vlad@yandex.ru

*Zharkovskii Aleksandr*<sup>1</sup>, Professor,  
Doctor of Engineering Sciences  
azharkovsky@pef.spbstu.ru

*Klyuyev Arsentiy*<sup>1</sup>, engineer  
arsentiyklyuyev@gmail.com

<sup>1</sup>*Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia, St. Petersburg*

## EFFECTS OF AN IMPELLER RIM AND RADIAL CLEARANCE ON ENERGY CHARACTERISTICS OF AN AXIAL PUMP

**Abstract.** The results of numerical and experimental research conducted in the Hydromechanical Engineering Laboratory of Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University are presented. The research is aimed at studying the effects of an impeller radial clearance and rim on the energy characteristic of low-pressure axial pumps of the specific speed  $n_s \approx 600$ . It is shown that these design features of a flow duct have significant effects on stage parameters, and they have to be accounted for when verifying design and experimental characteristics of axial pumps.

**Keywords:** axial, pump, radial, clearance, impeller, rim.

### Постановка задачи и цель исследований

В осевом насосе приращение энергии потока происходит только за счёт силы реакции от подъёмной силы, действующей на жидкость со стороны лопастей при вращении рабочего колеса и преобразования кинетической энергии в диффузорном потоке проточной части [1]. Поэтому лопастные насосы этого типа не способны создавать большие приращения напора, а конструктивные особенности проточного тракта могут существенно влиять на их энергетические и кавитационные характеристики. Одним из таких конструктивных факторов является радиальный зазор между рабочим колесом (РК) и камерой

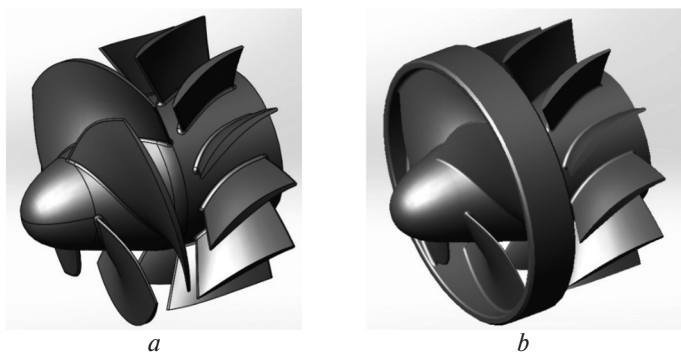
насоса. Рабочее колесо осевого насоса также может иметь такой элемент, как обод (бандаж), соединяющий лопасти по наружному контуру. Наличие обода увеличивает жёсткость конструкции, повышает собственную частоту колебаний, предотвращает перетечки жидкости с напорной на тыльную сторону лопасти. Очевидно, что величина радиального зазора, длина бандажа, объем расхода перетечек, шероховатость поверхностей могут влиять на энергетические характеристики осевого насоса. Степень этого влияния будет отличной для насосов с разной быстроходностью. Данный факт требует проведения исследований для определения оптимальных параметров этих конструктивных особенностей, а также их учёт при верификации расчётных и экспериментальных характеристик осевых насосов. В некоторых работах также отмечается существенное влияние радиального зазора и бандажа на параметры осевых насосов низкой быстроходности [2, 3].

Было проведено исследование влияния этих конструктивных параметров для осевых насосов с быстроходностью  $n_s \approx 600$ .

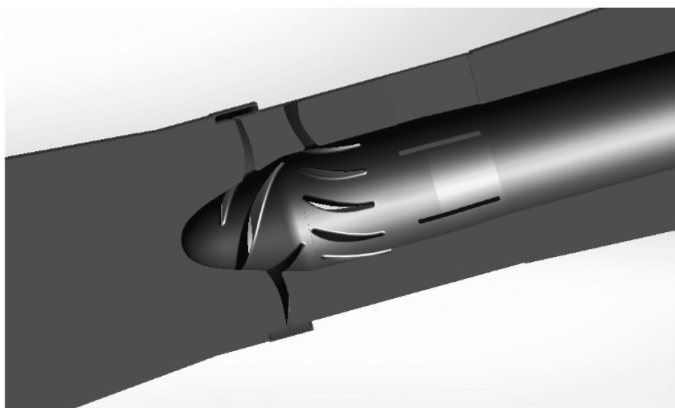
На рисунке 1 показаны твердотельные модели лопастных систем (ЛС) осевого насоса, на основе которых в графическом редакторе SolidWorks были созданы 3D-модели, имитирующие объем проточной части, внутри которого происходит исследуемое течение жидкости.

Расчётная область (рисунок 2) была смоделирована на основе геометрии проточного тракта испытательного стенда Лаборатории гидромашиностроения СПбПУ и включала в себя четыре области – подвод в виде конфузора; домен РК; домен выправляющего аппарата (ВА), объединённый со статорными лопатками и отводом в виде диффузора; домен радиального зазора.

Для рабочего колеса с ободом фактический относительный радиальный зазор, определенный на стенде по окружности РК с помощью измерительных щупов, составил  $\delta_{\text{ф, отн}} = \delta_{\text{ф}}/D_{\text{рк}} = 0,0025 \div 0,003$ . Для рабочего колеса без обода  $\delta_{\text{ф, отн}} = 0,0025 \div 0,005$ .



*Рис. 1.* Твёрдотельные модели ЛС осевого насоса:  
*a* – без бандажа, *b* – с бандажом



*Рис. 2.* Твёрдотельные модель потока с учётом обода  
и радиального зазора

## Численные исследования энергетических характеристик расчётных моделей

Численные исследования, с использованием трёхмерных методов CFD [4, 5, 6] проводились в программном комплексе Ansys CFX на гетерогенном кластере «Политехник – РСК Торнадо» вычислительного центра СПбПУ. Верификация результатов численного моделирования осуществлялась на основе экспериментальных данных, полученных на стенде Лаборатории гидромашиностроения СПбПУ.

Для оценки влияния обода РК и радиального зазора были проведены численные расчёты нескольких моделей:

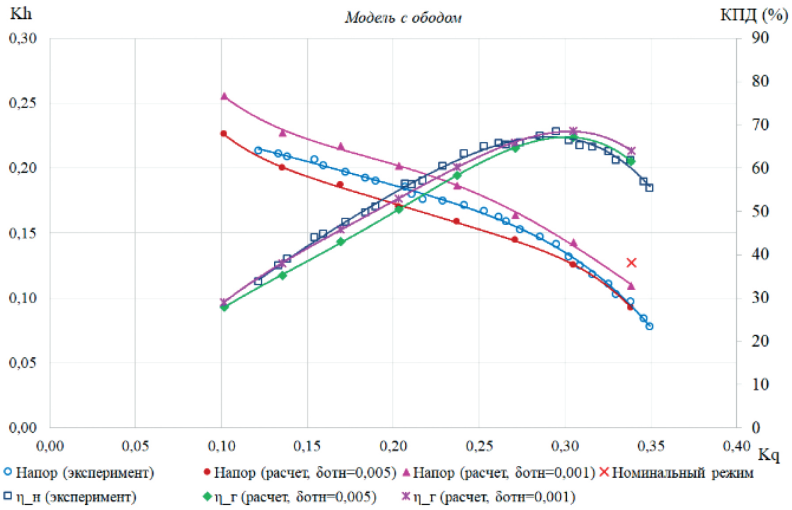
Для рабочего колеса с ободом. Моделировался относительный радиальный зазор  $\delta = 0,001$  и  $\delta = 0,005$ . В области РК на внешней границе потока (поверхность Shroud) задавалось граничное условие «Вращение», равное частоте вращения рабочего колеса.

Для рабочего колеса без обода. Моделировался относительный радиальный зазор  $\delta = 0,001$  и  $\delta = 0,005$ . В области РК на внешней границе потока задавалось граничное условие «Противовращение». Тем самым в абсолютной системе координат скорость вращения стенки камеры принималась равной нулю.

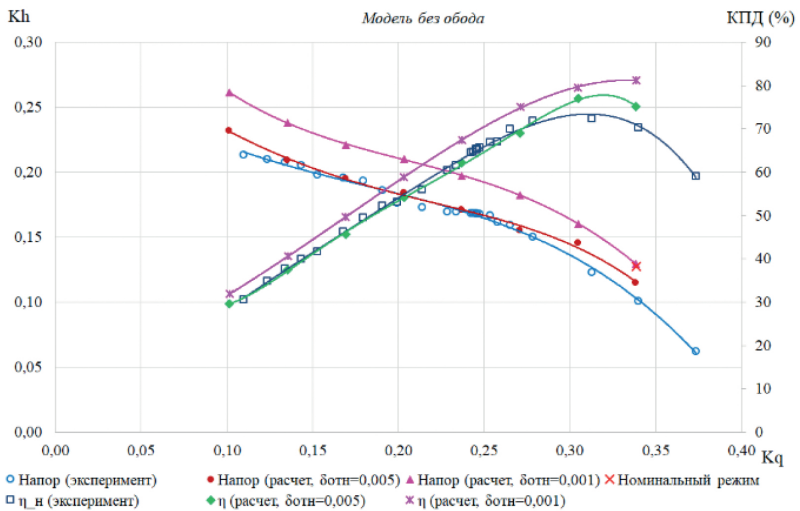
Также задались следующие граничные условия: на входе в расчётную область – полное давление 0 атм, на выходе – массовый расход, соответствующий рассматриваемому режиму. Режим течения – турбулентный. Для замыкания осреднённых уравнений Рейнольдса применялась стандартная двухпараметрическая  $k-\varepsilon$  модель турбулентности [7, 8].

По результатам численных расчётов вязкого течения и экспериментальных исследований на режимах работы насоса  $Q = (0,3 - 1) \cdot Q_H$  были получены энергетические характеристики ступени, представленные на рисунке 3–6.

Для анализа и оценки полученных результатов была проведена визуализация расчётных скоростей и давлений в исследуемом потоке. На рисунках 7–9 представлены эпюры для модели с ободом и относительным радиальным зазором  $\delta_{\text{отн}} = 0,005$  на номинальном режиме работы насоса.



*Рис. 3.* Безразмерные энергетические характеристики для модели с ободом



*Рис. 4.* Безразмерные энергетические характеристики для модели без обода

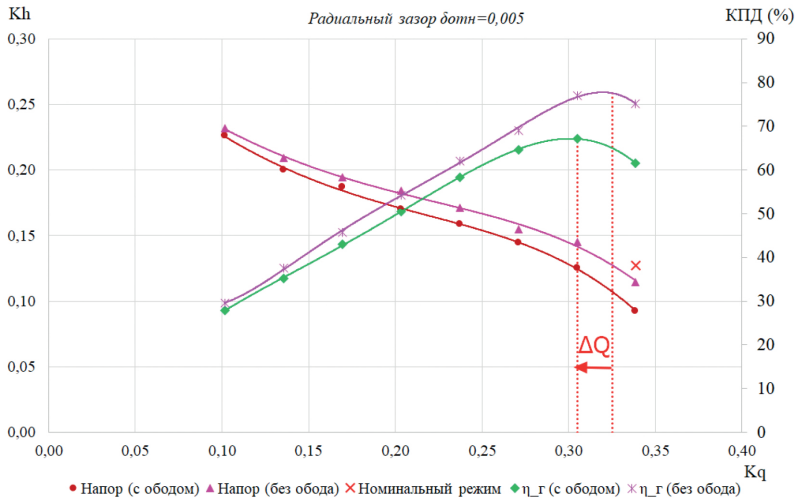


Рис. 5. Сравнение характеристик для моделей с ободом и без обода при радиальном зазоре  $\delta_{отн} = 0,005$

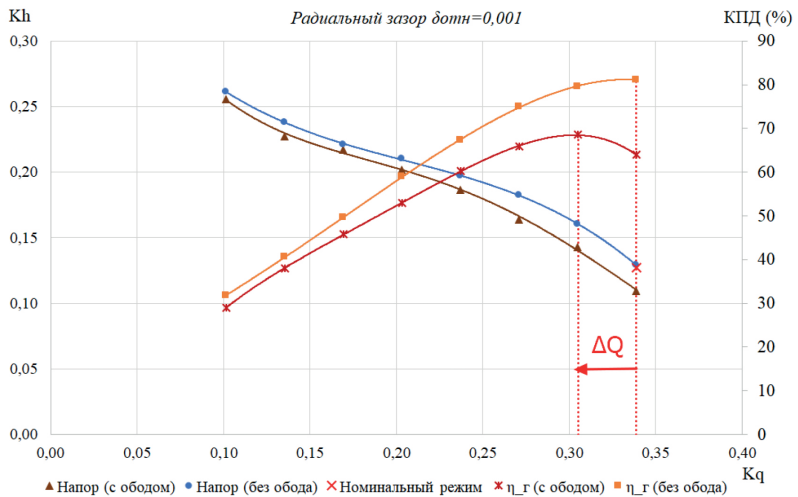


Рис. 6. Сравнение характеристик для моделей с ободом и без обода при радиальном зазоре  $\delta_{отн} = 0,001$

Из рисунка 7 следует, что в зазоре образуется перепад статического давления  $\Delta p_{ст}$ , величина которого достигает  $\sim 5,2$  м.

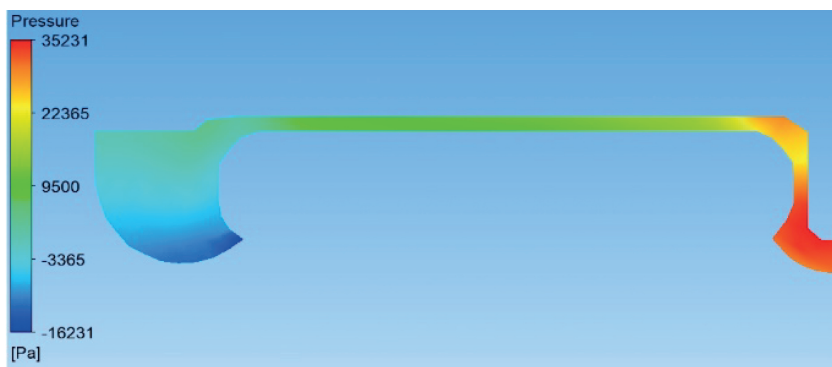


Рис. 7. Эпюра статического давления в радиальном зазоре

Вследствие чего, через радиальный зазор в направлении входа в РК, начинает перетекать некоторый объем жидкости. Величина расхода перетечки на номинальном режиме работы насоса составляет  $\sim 2,3$  % всей подачи, а абсолютная скорость достигает  $W = 12$  м/с (рисунок 8).

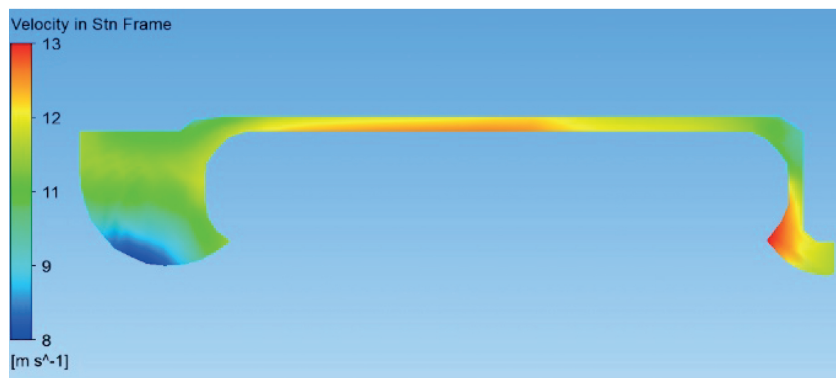


Рис. 8. Эпюра абсолютной скорости в радиальном зазоре



На режимах малых подач перепад статического давления увеличивается, что приводит к значительному росту расхода перетечки. На режиме  $Q = 0,2 \cdot Q_H$  через радиальный зазор перетекает уже около 20 % всего расхода (рисунок 9).

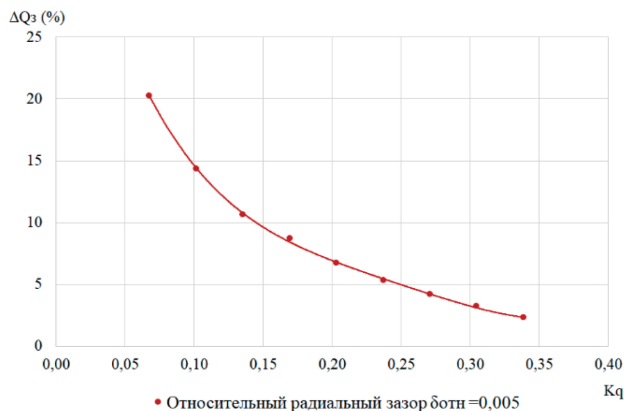


Рис. 9. Относительный расход перетечки

Таким образом, в радиальном зазоре постоянно циркулирует объем жидкости  $\Delta Q$ , который не участвует в приращении энергии и создании полезной мощности насоса и, по сути, представляет собой объёмные потери. Это приводит к тому, что оптимум энергетических характеристик осевого насоса смещается в область малых подач, на величину объёма этих перетечек (см. рисунки 5–6).

## Выводы

По результатам проведённых исследований можно сделать следующие выводы:

1. Расчётные и экспериментальные характеристики исследуемой модели осевого насоса имеют высокую степень корреляции, что подтверждает правильность выбранной математической модели.

2. Для модели без обода увеличение относительного радиального зазора с 0,001 до 0,005 приводит к снижению КПД насоса на номинальном режиме на 6 %.

3. Для модели с ободом увеличение относительного радиального зазора с 0,001 до 0,005 приводит к снижению КПД насоса на номинальном режиме на 2,5 %.

4. Наличие обода РК существенно увеличивает потери «дискового» трения, что приводит к значительному снижению эффективности насоса. По сравнению с моделью без обода уменьшение КПД насоса на номинальном режиме составило 17 % при относительном радиальном зазоре 0,001. КПД уменьшился на 13,5 % при относительном радиальном зазоре 0,005.

5. Для модели без обода и с минимальным зазором  $\delta_{\text{отн}} = 0,001$  расчётный оптимальный режим совпадает с номинальным.

6. Для модели без обода увеличение относительного радиального зазора с  $\delta_{\text{отн}} = 0,001$  мм до  $\delta_{\text{отн}} = 0,005$  приводит к смещению оптимального режима в сторону меньшего расхода.

7. Для модели с ободом даже при минимальном зазоре  $\delta_{\text{отн}} = 0,001$  оптимум смещён в сторону меньшего расхода.

8. Требуемый напор насоса на номинальном режиме обеспечивается только для модели без обода и с минимальным зазором  $\delta_{\text{отн}} = 0,001$ .

9. Для осевых насосов с быстроходностью  $n_s \approx 600$  рекомендуется выдерживать величину относительного зазора  $\delta_{\text{отн}} = 0,001$ .

### Список литературы

1. **Ломакин А. А.** Центробежные и осевые насосы / А. А. Ломакин. – М. : Машиностроение, 1966. – 364 с.

2. **Шапиро А. С.** Структура реального течения в центробежных и осевых насосах : монография / А. С. Шапиро. – М. : МГИУ, 2004. – 279 с.

3. **Свобода Д. Г.** Исследование влияния бандажа и зазора на прогнозные характеристики осевого насоса низкой быстроходности / Д. Г. Свобода, А. А. Жарковский, С. Ю. Щуцкий // Гидравлические машины, гидропневмоприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития : сборник научных трудов 8-й ВНТК. – 2014. – с. 207–209.

4. **Shi L. et al.** Numerical simulation and experimental study on the comparison of the hydraulic characteristics of an axial-flow pump and a full tubular pump // *Renew. Energy*. Elsevier Ltd. – 2020. – Vol. 153. – P. 1455–1464.

5. **Feng H., Wan Y., Fan Z.** Numerical investigation of turbulent cavitating flow in an axial flow pump using a new transport-based model // *J. Mech. Sci. Technol.* Korean Society of Mechanical Engineers. – 2020. – Vol. 34, № 2. – P. 745–756.

6. **Zhang D. et al.** Numerical analysis of unsteady tip leakage vortex cavitation cloud and unstable suction-side-perpendicular cavitating vortices in an axial flow pump // *Int. J. Multiph. Flow*. Elsevier Ltd. – 2015. – Vol. 77. – P. 244–259.

7. **Farrell K. J., Billet M. L.** A correlation of leakage vortex cavitation in axial-flow pumps // *J. Fluids Eng. Trans. ASME*. – 1994. – Vol. 116, № 3. – P. 551–557.

8. **Muggli F. A., Holbein P., Dupont P.** CFD calculation of a mixed flow pump characteristic from shutoff to maximum flow // *J. Fluids Eng. Trans. ASME*. – 2002. – Vol. 124, № 3. – P. 798–802.