

## К ВОПРОСУ О ВЫБОРЕ ОПТИМАЛЬНОГО ОСЕВОГО ЗАЗОРА В ЦЕНТРОБЕЖНОМ НАСОСЕ С ПОЛУОТКРЫТЫМИ РАБОЧИМИ КОЛЕСАМИ

С.М. Якович

s29yakovich9a@mail.ru

SPIN-код: 2248-6876

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

---

### Аннотация

*На данном этапе развития гидромашиностроения распространен принцип, согласно которому для машин, схожих по характеристикам, принимают одинаковое значение осевого зазора между рабочим колесом и корпусом отвода. Однако при таком подходе не учитывают тот факт, что осевой зазор, оптимальный для одной машины, не будет оптимальным для другой. Для наглядного представления и решения этой проблемы в данной статье осуществлен разброс двух конструктивных параметров (частота вращения и число лопаток) методом ЛП-тау-поиска и выполнен поиск оптимального осевого зазора при различных сочетаниях этих двух параметров. Значение оптимального осевого зазора определено по критерию обеспечения минимальных потерь энергии.*

### Ключевые слова

*Осевой зазор, частота вращения, число лопаток, объемный КПД, оптимизация, дисковое трение, утечки рабочей жидкости, центробежный насос, рабочее колесо*

Поступила в редакцию 04.04.2018

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018

---

Большинство методик проектирования центробежных насосов ориентированы на относительно большие значения подач, поэтому разработка малорасходных центробежных насосов зачастую вызывает сложности.

На ранних стадиях проектирования очень важно точно рассчитать ключевые параметры, среди которых значение объемного КПД. Данная характеристика определяется объемными потерями и потерями на дисковое трение. Две эти величины зависят прежде всего от частоты вращения ротора насоса, числа лопаток и осевого зазора между рабочим колесом и корпусом отвода [1]. Возникает острая необходимость в определении оптимального значения третьего параметра при изменении первых двух. Это довольно непростая задача, поскольку зависимость суммарных потерь мощности имеет сложный вид. Проанализировать влияние сразу трех параметров обычными математическими способами не представляется возможным, поэтому принято решение использовать метод ЛП-тау-поиска, который не требует нахождения точной зависимости.

Метод ЛП-тау-поиска основан на квазислучайном генерировании расчетных точек в указанном диапазоне для двух выбранных величин [2, 3]. Для частоты оборотов  $n$  ротора насоса выбираем интервал 3000...9000 об/мин, а для

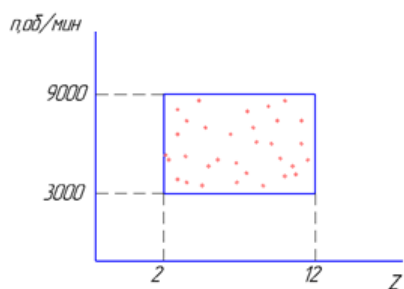


Рис. 1. Поле генерирования точек

числа лопаток  $z$  — 2...12 (рис. 1). Конечно, при генерировании точек нельзя задать условие, чтобы значения  $z$  оказывались целочисленными, поэтому для дальнейших расчетов полученные значения  $z$  будем округлять до ближайших целых чисел [4, 5].

Координаты всех расчетных точек, полученные методом ЛП-тау поиска, занесем в табл. 1.

Таблица 1

Расчетные точки ЛП-тау поиска

Номер точки	$Z$	$n$ , об/мин
1	7	6000
2	5	7500
3	10	4500
4	3	6750
5	8	3750
6	6	5250
7	11	8250
8	3	8625
9	8	5625
10	5	4125
11	10	7125
12	4	4875
13	9	7875
14	6	6375
15	11	3375
16	2	6188
17	7	3188
18	5	4688
19	9	7688
20	4	3938
21	9	6938
22	6	8438
23	11	5438
24	3	5813
25	8	8813
26	5	7313
27	10	4313
28	4	8063
29	9	5063
30	7	3563
31	12	6563
32	2	7781

Далее для определения оптимальных значений осевого зазора необходимо определить зависимость суммарных потерь мощности от варьируемых параметров.

Суммарные потери мощности складываются из объемных потерь, а также потерь на дисковое трение [6]:

$$N_{\text{пот}} = N_{\text{диск.тр}} + N_{\text{об}}. \quad (1)$$

Потери на дисковое трение определим по соотношению [7]

$$N_{\text{диск.тр}} = \omega^2 \frac{\pi\mu}{a \cdot 2} (R_2^4 - R_1^4) K_{\text{п}}, \quad (2)$$

где  $\omega$  — угловая скорость;  $\mu$  — динамическая вязкость;  $R_2$  — радиус рабочего колеса на выходе;  $R_1$  — радиус рабочего колеса на входе;  $K_{\text{п}}$  — коэффициент потерь на дисковое трение; его значение определим по формуле [8]

$$K_{\text{п}} = \frac{z\sigma(R_2 - R_1)}{\pi(R_2^2 - R_1^2)}, \quad (3)$$

где  $z$  — число лопаток;  $\sigma$  — толщина лопатки.

Значение объемных потерь мощности будем определять с помощью зависимости [9]

$$N_{\text{об}} = \rho g H_{\text{н}} Q_{\text{пер}}. \quad (4)$$

где  $H_{\text{н}}$  — напор насоса;  $Q_{\text{пер}}$  — расход перетечек.

Напор насоса вычислим по соотношению [10]

$$H_{\text{н}} = \frac{\omega^2 (R_2^2 - R_1^2)}{g} \left( 1 - \frac{\pi \sin \beta_{\text{л2}}}{z} \right). \quad (5)$$

где  $\beta_{\text{л2}}$  — угол лопатки на выходе.

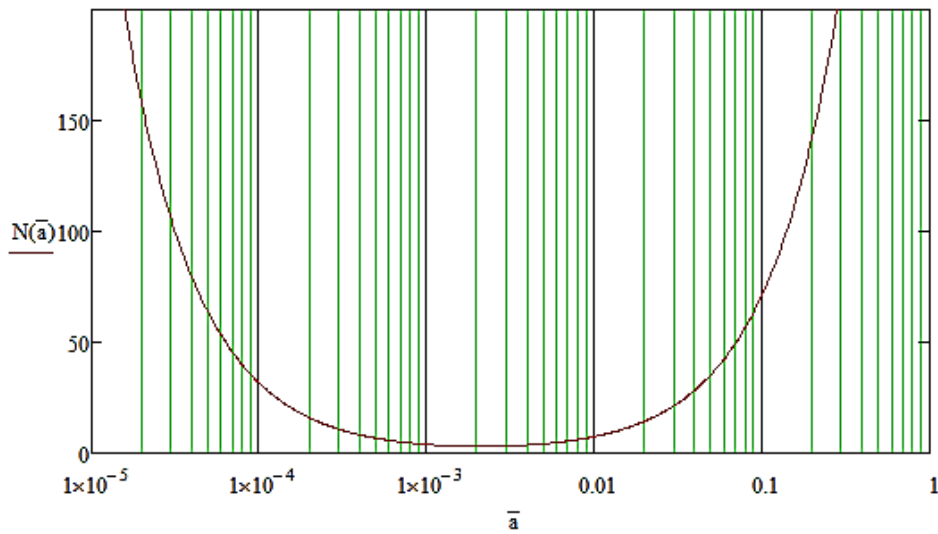
Для определения величины перетечек используем выражение [11]

$$Q_{\text{пер}} = 0,3\pi a R_1 \sqrt{2gH_{\text{н}}}. \quad (6)$$

Подставив зависимости (2), (4), (6) в (1) и используя выражения (3), (5), получим:

$$N_{\text{пот}} = \omega^2 \frac{\pi\mu}{a \cdot 2} (R_2^4 - R_1^4) K_{\text{п}} + \rho g H_{\text{н}} \cdot 0,3\pi a R_1 \sqrt{2gH_{\text{н}}}. \quad (7)$$

Выражение (7) очень громоздкое, в связи с чем становятся очевидными преимущества использования метода ЛП-тау-поиска. Для наглядности построим зависимость  $N_{\text{пот}}(\bar{a})$ , где  $\bar{a} = a/b_2$ , для первой расчетной точки в полулогарифмическом масштабе с помощью среды Mathcad (рис. 2).



**Рис. 2.** Зависимость суммарных потерь мощности от безразмерной величины  $\bar{a}$

На рис. 2 видно, что функция имеет локальный минимум при некотором значении осевого зазора. Однако данное значение практически недостижимо по причине его малости. Возможности современного производства не могут обеспечить столь малые значения. Построенная зависимость при реальных значениях осевого зазора практически соответствует полученным результатам [12–15]. Таким образом можно определить значения осевого зазора для всех расчетных точек (табл. 2).

Таблица 2

**Оптимальные значения осевого зазора**

Номер точки	$a$ , мм
1	0,525
2	0,410
3	0,709
4	0,358
5	0,703
6	0,525
7	0,547
8	0,317
9	0,574
10	0,550
11	0,564
12	0,465
13	0,511
14	0,477
15	0,855
16	0,338
17	0,720

Номер точки	$a$ , мм
18	0,516
19	0,543
20	0,538
21	0,545
22	0,415
23	0,674
24	0,386
25	0,459
26	0,413
27	0,724
28	0,361
29	0,638
30	0,681
31	0,638
32	0,301

Для наглядности построим распределение оптимальных значений  $a$  с помощью среды Mathcad Prime (рис. 3).

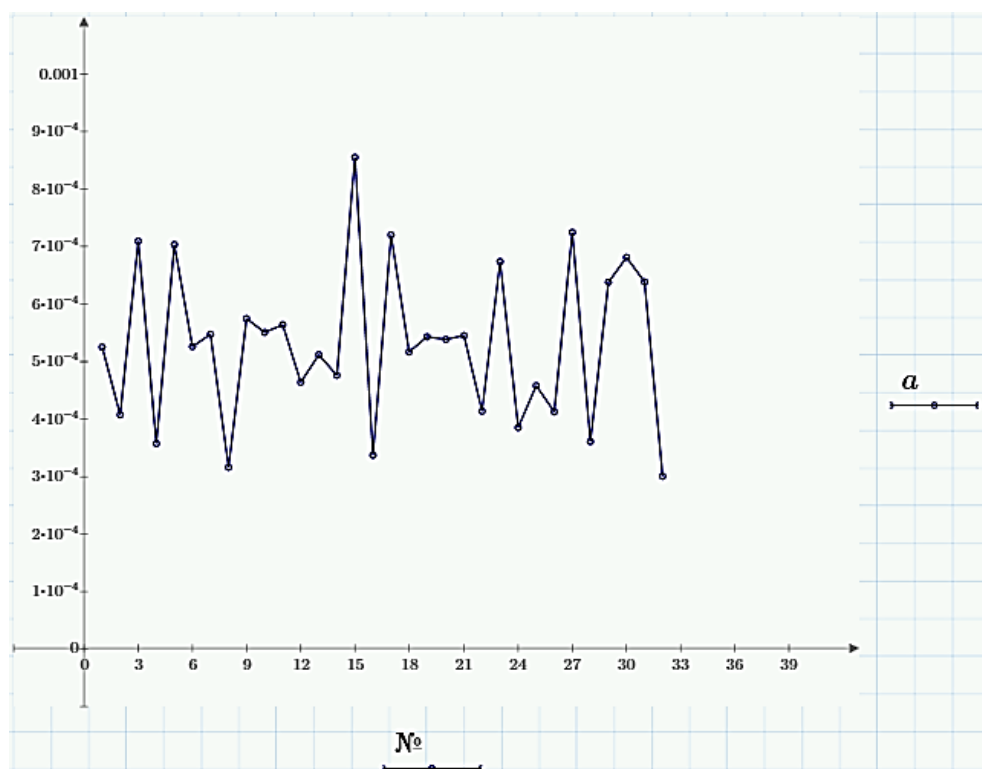


Рис. 3. Распределение оптимальных значений осевого зазора

Распределение, показанное на рис. 3, свидетельствует о весомом влиянии на него двух параметров (частоты вращения и числа лопаток). Полученный результат подтверждает, что «слепой» перенос осевого зазора с одной машины на другую ошибочен, поскольку его значение в данном случае не окажется оптимальным. Этот факт необходимо учитывать при проектировании центробежных насосов с полукрытыми рабочими колесами.

## Литература

- [1] Петров А.И., Трошин Г.А. Методы модификации проточной части нефтяных магистральных насосов типа НМ. *Инженерный вестник*, 2014, № 11. URL: <http://engbul.bmstu.ru/doc/744967.html>.
- [2] Протопопов А.А., Корсакова С.А. Получение зависимости установившейся угловой скорости от различных параметров насоса при сильных колебаниях ротора. *Политехнический молодежный журнал*, 2017, № 4. URL: <http://ptsj.ru/catalog/pmc/hydr/73.html>.
- [3] Петров А.И., Исаев Н.Ю. Гидродинамическое моделирование работы центробежного насоса в зоне отрицательных подач. *Гидравлика*, 2017, № 3. URL: <http://hydrojournal.ru/item/60-gidrodinamicheskoe-modelirovanie-raboty-tsentrobezhnogo-nasosa-v-zone-otritsatelnykh-podach>.
- [4] Артемов А.В., Петров А.И. Современные тенденции развития конструкций стендов для испытаний лопастных насосов. *Инженерный вестник*, 2012, № 11. URL: <http://engbul.bmstu.ru/doc/500480.html>.
- [5] Петров А.И., Арувелли С.В. Современные тенденции развития насосов для систем жидкостного охлаждения бортового и наземного радиоэлектронного оборудования. *Инженерный вестник*, 2015, № 11. <http://engbul.bmstu.ru/doc/820059.html>.
- [6] Протопопов А.А., Киляков А.А. Экспериментальный поиск оптимального диаметра входа в рабочее колесо малорасходного центробежного насоса. *Молодежный научно-технический вестник*, 2015, № 11. URL: <http://sntbul.bmstu.ru/doc/823187.html>.
- [7] Боровин Г.К., Протопопов А.А. Расчет оптимального числа лопаток рабочего колеса центробежного насоса. *Инженерный вестник*, 2014, № 11. URL: <http://engbul.bmstu.ru/doc/747924.html>.
- [8] Протопопов А.А., Шульжицкий А.А. Исследование влияния питающего напряжения на максимальный напор центробежного насоса. *Молодежный научно-технический вестник*, 2016, № 3. URL: <http://sntbul.bmstu.ru/doc/836477.html>.
- [9] Протопопов А.А., Абдрахманова Ж.С., Яворовский Е.А. Исследование зависимости момента на валу от рабочих характеристик малорасходного центробежного насоса. *Молодежный научно-технический вестник*, 2015, № 9. URL: <http://sntbul.bmstu.ru/doc/802249.html>.
- [10] Протопопов А.А., Гриднев Д.В. Экспериментальный поиск оптимального угла установки лопасти на выходе из полукрытого рабочего колеса малорасходного центробежного насоса с кольцевым отводом. *Молодежный научно-технический вестник*, 2016, № 3. URL: <http://sntbul.bmstu.ru/doc/836502.html>.
- [11] Протопопов А.А., Захарова Е.В. Динамика малых колебаний низкоинерционного ротора малорасходного центробежного насоса с гидростатическими подшипниками. *Поли-*

- технический молодежный журнал*, 2017, № 5. URL: <http://ptsj.ru/catalog/pmc/hydr/95.html>.
- [12] Петров А.И., Исаев Н.Ю. Исследование работы лопастного насоса в зоне отрицательных подач методами гидродинамического моделирования. *Научное обозрение*, 2017, № 13, с. 74–78.
- [13] Петров А.И., Валиев Т.З. Расчет процесса пуска центробежного насоса методами гидродинамического моделирования. *Гидравлика*, 2017, № 3.  
URL: <http://hydrojournal.ru/item/59-raschet-protsesta-puska-tsentrobezhnogo-nasosa-metodami-gidrodinamicheskogo-modelirovaniya>.
- [14] Петров А.И. Методика непрерывного получения характеристик лопастного насоса для переменной температуры и вязкости рабочей жидкости при испытаниях в термобарокамере. *Инженерный вестник*, 2016, № 10. URL: <http://engsi.ru/doc/850931.html>.
- [15] Петров А.И. Системы поддержания теплового баланса в современных стендах для испытаний лопастных насосов. *Машины и установки: проектирование, разработка и эксплуатация*, 2015, № 5. URL: <http://maplants.elpub.ru/jour/article/view/24>.

**Якович Станислав Марьянович** — студент кафедры «Гидромашины, гидромеханика и гидропневмоавтоматика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

**Научный руководитель** — Протопопов Александр Андреевич, ассистент кафедры «Гидромашины, гидромеханика и гидропневмоавтоматика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

---

**REVISITING THE SELECTION OF THE OPTIMAL AXIAL END CLEARANCE  
IN THE ROTARY VANE PUMP WITH SEMI-OPEN IMPELLERS****S.M. Yakovich**

s29yakovich9a@mail.ru

SPIN-code: 2248-6876

**Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation**

---

**Abstract**

*At this stage of hydraulic machinery construction development there is a principle that for the vehicles with similar characteristics the common value of the axial end clearance between the impeller and the branch connection casing is accepted. However, under this approach they do not take into account the fact that the axial end clearance optimal for one vehicle is not optimal for another one. For visual reference and resolving this problem this article carries out the dispersion of two design values (the rotational frequency and the number of blades) by means of LP-tau method and performs the search of the optimal axial end clearance under various combinations of these two parameters. We define the value of the optimal axial end clearance by the criterion of ensuring the minimal energy losses.*

**Keywords**

*Axial end clearance, rotational frequency, number of blades, volume efficiency, optimization, disk friction, hydraulic fluid efflux, rotary vane pump, impeller*

© Bauman Moscow State Technical University, 2018

---

**References**

- [1] Petrov A.I., Troshin G.A. Modification method for flow channel of oil export pumps of MN-type. *Inzhenernyy vestnik* [Engineering Bulletin], 2014, no. 11. Available at: <http://engsi.ru/doc/744967.html>.
- [2] Protopopov A.A., Korsakova S.A. Obtaining steady-state angular velocity as a function of various pump parameters during strong rotor vibrations. *Politekhnicheskij molodezhnyy zhurnal* [Polytechnical student journal], 2017, no. 4. URL: <http://ptsj.ru/catalog/pmc/hydr/73.html>.
- [3] Petrov A.I., Isaev N.Yu. Hydrodynamic modelling of centrifugal pump in the field of negative feeds. *Gidravlika*, 2017, no. 3. Available at: <http://hydrojournal.ru/item/60-gidrodinamicheskoe-modelirovanie-raboty-tsentrobezhnogo-nasosa-v-zone-otritsatelnykh-podach>.
- [4] Artemov A.V., Petrov A.I. Modern trends of developing test bench constructions for impeller pump. *Inzhenernyy vestnik* [Engineering Bulletin], 2012, no. 11. Available at: <http://engsi.ru/doc/500480.html>.
- [5] Petrov A.I., Aruvelli S.V. Modern development trends for pumps for liquid-cooling system of onboard and ground radio-electronic equipment. *Inzhenernyy vestnik* [Engineering Bulletin], 2015, no. 11. Available at: <http://ainjournal.ru/doc/820059.html>.
- [6] Protopopov A.A., Kilyakov A.A. Experimental research on optimum input diameter of the blade wheel of low-discharge centrifugal pump. *Molodezhnyy nauchno-tekhnicheskij vestnik*, 2015, no. 11. URL: <http://sntbul.bmstu.ru/doc/823187.html>.



- [7] Borovin G.K., Protopopov A.A. Optimum number calculation of the centrifugal pump impeller blades. *Inzhenernyy vestnik* [Engineering Bulletin], 2014, no. 11. URL: <http://engsi.ru/doc/747924.html>.
- [8] Protopopov A.A., Shul'zhitskiy A.A. Research on effect of supply voltage on maximum impeller pump head. *Molodezhnyy nauchno-tekhnicheskiy vestnik*, 2016, no. 3. URL: <http://sntbul.bmstu.ru/doc/836477.html>.
- [9] Protopopov A.A., Abdrakhmanova Zh.S., Yavorovskiy E.A. Research on axis torque dependence on working characteristics of low-discharge centrifugal pump. *Molodezhnyy nauchno-tekhnicheskiy vestnik*, 2015, no. 9. URL: <http://sntbul.bmstu.ru/doc/802249.html>.
- [10] Protopopov A.A., Gridnev D.V. Experimental research on optimum blade angle at the output of semi-open impeller of low-discharge centrifugal pump with open diffuser. *Molodezhnyy nauchno-tekhnicheskiy vestnik*, 2016, no. 3. URL: <http://sntbul.bmstu.ru/doc/836502.html>.
- [11] Protopopov A.A., Zakharova E.V. Dynamics of small oscillations in a low-inertia rotor of a low-discharge centrifugal pump with hydrostatic bearings. *Politekhicheskiy molodezhnyy zhurnal* [Politechnical student journal], 2017, no. 5. URL: <http://ptsj.ru/catalog/pmc/hydr/95.html>.
- [12] Petrov A.I., Isaev N.Yu. Study of the work of a vane-type pump in the area of adverse feeds by methods of hydrodynamic modeling. *Nauchnoe obozrenie* [Science Review], 2017, no. 13, pp. 74–78.
- [13] Petrov A.I., Valiev T.Z. Calculation of the process of starting a centrifugal pump using methods of computational fluid dynamics. *Gidravlika*, 2017, no. 3. Available at: <http://hydrojournal.ru/item/59-raschet-protsesta-puska-tsentrobezhnogo-nasosa-metodami-gidrodinamicheskogo-modelirovaniya>.
- [14] Petrov A.I. Method of continuous definition of impeller pump characteristics at fluctuating temperature and hydraulic fluid viscosity in process of test in low-pressure chamber. *Inzhenernyy vestnik* [Engineering Bulletin], 2016, no. 10. Available at: <http://engsi.ru/doc/850931.html>.
- [15] Petrov A.I. Systems of the heat balance maintenance in modern test benches for centrifugal pumps. *Mashiny i ustanovki: proektirovanie, razrabotka i ekspluatatsiya* [Machines and Plants: Design and Exploiting], 2015, no. 5. Available at: <http://maplants.elpub.ru/jour/article/view/24>.

**Yakovich S.M.** — student, Department of Fluid Mechanics, Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic Automation, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

**Scientific advisor** — A.A. Protopopov, Assistant, Department of Fluid Mechanics, Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic Automation, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.