

УДК 621.22-253

Влияние надроторного устройства на напорные характеристики осевого насоса

С.В. Шоронов^{1,2}, И.С. Казеннов^{1,2}, Е.А. Истомин²¹ МАИ (НИУ)² АО «ОКБ «Кристалл»

Influence of the upper-rotor device on the axial flow pump head characteristics

S.V. Shoronov^{1,2}, I.S. Kazennov^{1,2}, E.A. Istomin²¹ Moscow Aviation Institute (Nation Research University)² JSC OKB Kristall

Приведены результаты экспериментального исследования осевого насоса, оснащенного надроторным устройством с осевыми и наклонными проточками. Показано влияние их количества и длины на напорные характеристики осевого насоса. Насосы с осевыми рабочими колесами, как правило, имеют немонотонные напорные характеристики, что осложняет процесс их проектирования и регулирования. Обеспечение монотонно падающей напорной характеристики осевого насоса является одной из важнейших целей проектирования и оптимизации его конструкции. Форму напорной характеристики можно изменить с немонотонной на монотонно падающую путем установки надроторного устройства. Экспериментальным путем получены напорные характеристики осевого насоса с надроторным устройством. Проведен анализ полученных результатов. Выявлены оптимальные геометрические параметры надроторного устройства. Установлено, что оптимальные геометрические параметры надроторного устройства не оказывают отрицательного влияния на его коэффициент полезного действия, улучшают напорную характеристику, устраняя завал и изменяя форму напорной характеристики с немонотонной на монотонно падающую.

EDN: QVANMJ, <https://elibrary/qvanmj>**Ключевые слова:** осевой насос, надроторное устройство, осевые проточки, наклонные проточки, напорные характеристики

The paper considers results of the experimental study of an axial flow pump with the upper-rotor device in the form of axial and inclined grooves. It shows the influence of their number and length on the pressure characteristics. Relevance of the work is based on the fact that pressure characteristics of pumps with the axial wheels in vast majority of cases have the non-monotonic curves complicating their design and regulation processes. This topic is of theoretical and practical interest, since ensuring monotonically decreasing pressure characteristic of an axial pump is one of the most important goals in design and optimization of the unit. The pressure characteristics shape could be changed (from non-monotonic to monotonically decreasing) by installing various upper-rotor devices. An attempt was made to correct the non-monotonic pressure characteristic using the upper-rotor devices. Pressure characteristics of the studied axial pump with the upper-rotor device were experimentally obtained. The obtained results were analyzed. Optimal geometric parameters of the

upper-rotor device were identified. It was established that optimal geometric parameters of the upper-rotor device were having no negative impact on its efficiency, improving the pressure characteristic by eliminating the pressure block and changing the pressure characteristic shape to the monotonically decreasing.

EDN: QVANMJ, <https://elibrary/qvanmj>

Keywords: axial flow pump, upper-rotor device, axial grooves, inclined grooves, pressure characteristics

Осевые насосы с высоким коэффициентом быстроходности, как правило, имеют немонотонные энергетические характеристики [1–6], что осложняет процесс их проектирования и регулирования.

Энергетические характеристики осевого насоса с высоким коэффициентом быстроходности [1] — зависимости напора H , мощности N и коэффициента полезного действия (КПД) η от расхода рабочей жидкости (РЖ) Q — приведены на рис. 1. Видно, что на напорной характеристике (НХ) (как и на мощностной) имеется так называемый завал, выделенный красным цветом. Начало завала НХ (уменьшение перепада давления на насосе Δp_n (напора H) при снижении расхода РЖ насоса Q) обозначено зеленым цветом, конец (увеличение H при повышении Q) — синим.

Минимизация величины завала и обеспечение монотонно падающей НХ осевого насоса является одной из важнейших целей проектирования и оптимизации его конструкции. Для изменения формы и увеличения напора в области западания НХ осевого насоса можно использовать различные надроторные устройства (НРУ) [7–13]. В отличие от осевихревых ступеней, НРУ [14, 15] устанавливаются не на всю длину осевого рабочего колеса (ОРК).

Цель работы — экспериментальное определение оптимальных геометрических параметров НРУ осевого насоса, обеспечивающих из-

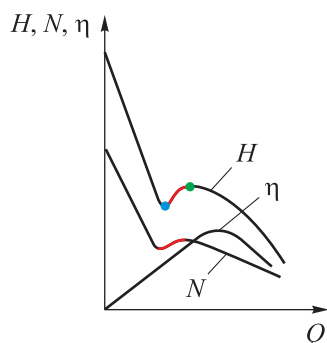


Рис. 1. Энергетические характеристики осевого насоса с высоким коэффициентом быстроходности

менение формы НХ с немонотонной на монотонно падающую.

Постановка задачи и описание объекта исследования. Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- установить влияние количества X , длины L и угла наклона, задаваемого шагом винтовой линии S , проточек НРУ на НХ осевого насоса;
- определить оптимальные геометрические параметры НРУ.

В качестве объекта исследования выбран гидротурбонасос (ГТН), представляющий собой ОРК насоса с лопаточным осевым отводом (рис. 2), РЖ которого является керосин ТС-1 по ГОСТ 10227–2013. Приводом ОРК насоса служит гидравлическая турбина. Ротор ГТН состоит из ОРК насоса и рабочего колеса турбины, установленного на бандаже.

ГТН предназначен для подкачки топлива из расходного бака к двигательному насосу самолета, а также для перекачки топлива из одного бака в другой.

Параметры ГТН в режиме максимума КПД приведены в табл. 1, где СА — спрямляющий аппарат; приведенный расход РЖ Q/n — расход РЖ Q , л/ч, приведенный к частоте вращения ротора n , об/мин, в номинальном режиме.

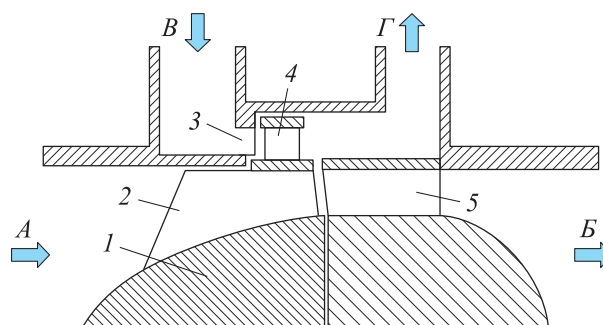


Рис. 2. Эскиз ГТН:

- 1 — ротор; 2 — ОРК; 3 — сопловой аппарат;
4 — гидравлическая турбина; 5 — спрямляющий аппарат;
А — вход в насос; Б — выход из насоса;
В и Г — подвод активной РЖ к рабочим лопаткам ротора гидравлической турбины и отвод активной РЖ от них

Таблица 1

Параметры ГТН в режиме максимума КПД

Параметр	Значение
Коэффициент быстроходности	540
Максимальный полный КПД	0,35
Приведенный расход РЖ, л·мин/(ч·об)	13
Втулочное отношение:	
на входе в ОРК	0,44
на выходе из ОРК	0,65
СА	0,65
Коэффициент эквивалентного диаметра:	
на входе в ОРК	4,57
на выходе из ОРК	3,85
Угол атаки на среднем диаметре, град	1,71*
Число лопаток, шт.:	
ОРК	5
СА	12
Густота решетки:	
ОРК на среднем диаметре	1,27
СА	2,08
Угол атаки на входе в СА на среднем диаметре, град	4,25
* Углы атаки по высоте рабочей лопатки в других сечениях различаются примерно на 1°.	

На входе в насос радиальный зазор между ротором и корпусом (до густоты решетки по периферии $\tau \approx 0,5$) составляет 0,5 мм, далее зазор отсутствует благодаря установленному бандажу.

Эскиз НРУ с прямыми (осевыми) проточками и другие конструктивные особенности НРУ показаны на рис. 3, а–г. Глубина проточки, выбранная исходя из конструктивных соображений, составляет 0,6 мм. Максимальная длина проточки обусловлена конструктивными особенностями корпуса ГТН.

Следует отметить, что установка НРУ вглубь ОРК относительно входной кромки может оказывать значительное влияние на монотонность НХ и кавитационные характеристики ГТН в целом, но в данной работе эту тему не рассматривали.

Для изучения энергетических характеристик ГТН использовали варианты НРУ с различными параметрами, указанными в табл. 2.

НРУ изготавливали по технологии аддитивного производства моделей из жидких фотопо-

лимерных смол методом стереолитографии, где отвердевание материала (смолы) происходило вследствие облучения ультрафиолетовым лазером. Изготовленное НРУ клеивали в корпус ГТН и зажимали стопорным кольцом. Применение такой технологии значительно ускорило процесс проведения исследования.

Описание испытательного стенда. Принципиальная гидравлическая схема испытательного стенда приведена на рис. 4.

РЖ из основного бака Б1 подается по магистрали в расходный бак Б2, где установлен датчик для измерения давления МВ1. Из расходного бака РЖ поступает на вход в насос А1, а с его выхода — в магистраль, где размещены датчики для измерения давления МВ3, температуры Т2 и кориолисовый расходомер ДР1. Далее РЖ по магистрали возвращается в основной бак Б1, где установлены датчики для измерения давления МВ1 и температуры Т1.

Отбор РЖ для привода гидравлической турбины происходит из основного бака Б1. РЖ по магистрали поступает на вход электроцентробежного насоса Н1, после которого активная РЖ по магистрали, где расположены кориолисовый расходомер ДР2 и датчик для измерения давления МН1, поступает в сопловой аппарат на вход в турбину. После турбины активная РЖ отводится в отдельную магистраль (где размещен датчик для измерения давления МВ2), по которой РЖ поступает обратно в основной бак Б1.

Перепад давления РЖ на насосе Δp_n и турбине Δp_t оценивали по следующим выражениям:

$$\Delta p_n = p_{\text{вых.н}}^{\text{МВ3}} - p_{\text{вх.н}}^{\text{МВ4}};$$

$$\Delta p_t = p_{\text{вх.т}}^{\text{МН1}} - p_{\text{вых.т}}^{\text{МВ2}},$$

где $p_{\text{вых.н}}^{\text{МВ3}}$ и $p_{\text{вых.т}}^{\text{МВ2}}$ — давления РЖ на выходе из насоса и турбины, соответствующие показаниям датчиков МВ3 и МВ2, кгс/см²; $p_{\text{вх.н}}^{\text{МВ4}}$ и $p_{\text{вх.т}}^{\text{МН1}}$ — давления РЖ на входе в насос и турбину, соответствующие показаниям датчиков МВ4 и МН1, кгс/см².

Полный КПД ГТН определяли как

$$\eta = \frac{Q_n \Delta p_n}{Q_t \Delta p_t},$$

где Q_n и Q_t — объемные расходы РЖ насоса и турбины, соответствующие показаниям расходомеров ДР1 и ДР2.

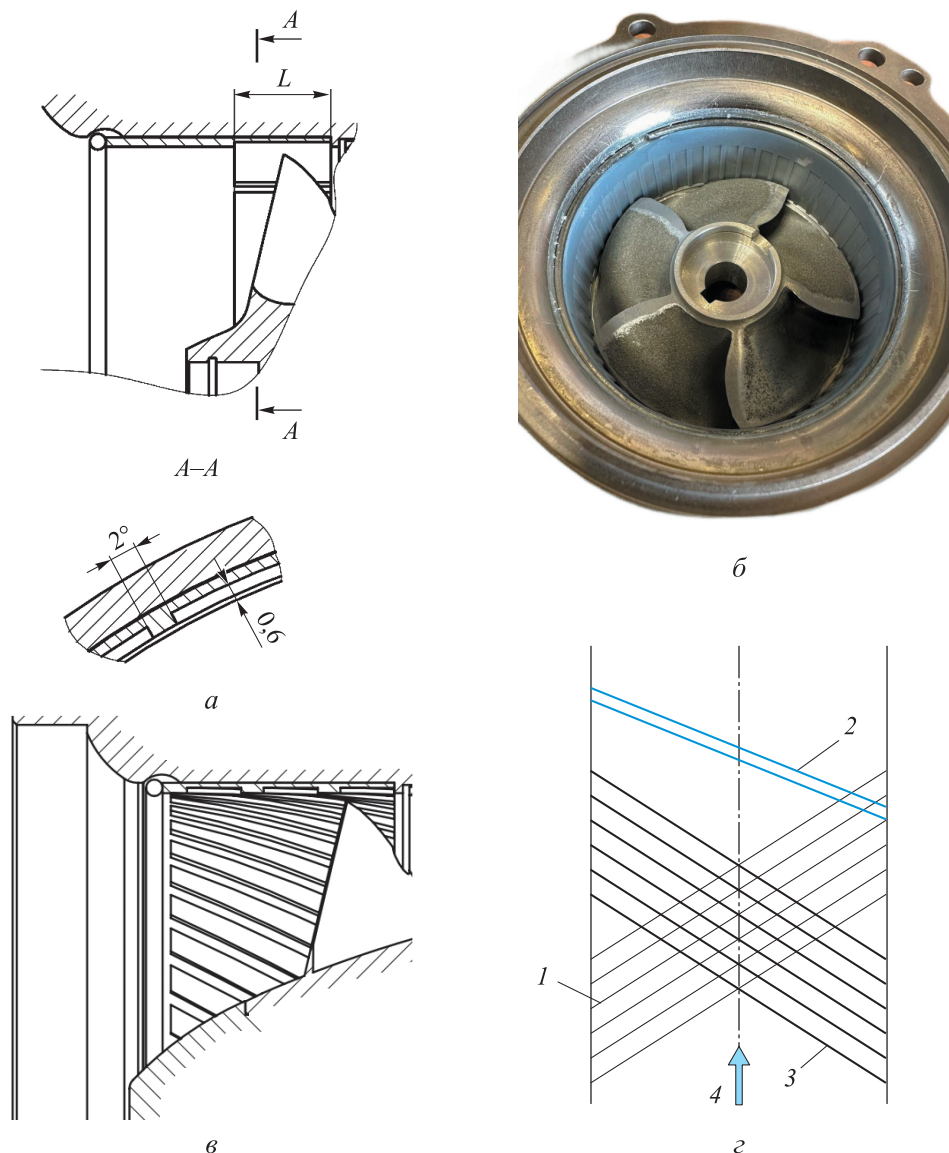


Рис. 3. Конструктивные особенности НПУ:

a — эскиз НПУ с прямыми (осевыми) проточками; *б* — внешний вид пластиковой вставки с НПУ X47L20, установленной в корпусе ГТН; *в* — эскиз проточной части ГТН, снабженного НПУ с проточками под наклоном X47L27S435; *г* — схема направления винтовой линии НПУ с проточками под наклоном (1 и 3 — отрицательное и положительное направление соответственно; 2 — лопатка ОРК; 4 — вход в насос)

Таблица 2

Параметры НПУ

Вариант НПУ	Количество проточек X, шт.	Длина проточки L, мм	Шаг винтовой линии проточки S, мм	Вариант НПУ	Количество проточек X, шт.	Длина проточки L, мм	Шаг винтовой линии проточки S, мм
X26L8	26	8	∞*	X47L27S145	47	27	145
X47L8	47	8		X47L27S290	47	27	290
X89L8	89	8		X47L27S435	47	27	435
X47L12	47	12		X47L27S580	47	27	580
X47L20	47	20		X47L27S-435	47	27	-435**
X47L27	47	27					

* Осевые проточки.

** Знак минус означает отрицательное направление вращения винтовой линии (см. рис. 3, г).

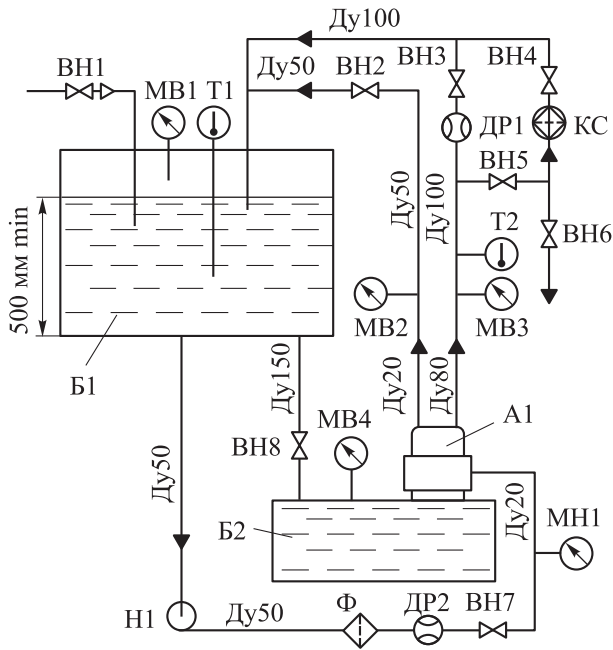


Рис. 4. Принципиальная гидравлическая схема испытательного стенда:

А1 — испытуемый насос; Б1 и Б2 — основной и расходный баки; ВН1 — кран воздушной магистрали; ВН2...ВН8 — краны магистрали РЖ; ДР1, ДР2 — кориолисовые расходомеры; КС — приспособление для проверки частоты внутренних полостей агрегата; МВ1...МВ4, МН1, МН2 — приборы для измерения давления; Т1, Т2 — приборы для измерения температуры; Н1 — электроцентробежный насос; Ф — фильтр тонкой фильтрации (12...25 мкм); Ду20, Ду50, Ду100, Ду150 — магистрали диаметром 20, 50, 100 и 150 мм

Температура РЖ в основном баке на протяжении всех испытаний составляла 20 ± 5 °С. Давление РЖ на входе в насос $p_{\text{вх.н}}^{\text{МВ4}} = 1,3$ кгс/см². Для измерения частоты вращения ротора использовали датчик Холла 41F131, установленный внутри ГТН, и неодимовый магнит на валу.

Энергетические характеристики ГТН без НРУ и методика обработки завала НХ. Полученные при гидравлических испытаниях универсальные энергетические характеристики ГТН без НРУ приведены на рис. 5, а–в. Здесь, как и на последующих рисунках, область завала НХ выделена сиреневым цветом, начало завала обозначено кружком, а конец — треугольником.

Анализ энергетических характеристик ГТН без НРУ позволяет заключить, что НХ является немонотонной. Завал НХ начинается при приведенном расходе РЖ $(Q/n)_1 = 11,5$ л·мин/(ч·об), а заканчивается при $(Q/n)_2 = 7,8$ л·мин/(ч·об). Максимальный полный КПД ГТН $\eta = 0,35$.

Величину завала НХ (см. рис. 5, в) определяли по формуле

$$\Delta(\Delta p_n/n^2)_3 = (\Delta p_n/n^2)_{31} - (\Delta p_n/n^2)_{32}, \quad (1)$$

где $(\Delta p_n/n^2)_{31}$ и $(\Delta p_n/n^2)_{32}$ — приведенные перепады в начале и конце завала НХ, кгс·мин²/(см²·об²).

Перепад приведенного расхода РЖ на завале НХ вычисляли как

$$\Delta(Q/n)_3 = (Q/n)_{31} - (Q/n)_{32}, \quad (2)$$

где $(Q/n)_{31}$ и $(Q/n)_{32}$ — приведенные расходы РЖ в начале и конце завала НХ, л·мин/(ч·об).

Исследование влияния количества проточек на НХ ГТН при постоянной длине проточки.

Для определения оптимального количества проточек исследованы три варианта НРУ — Х26L8, Х47L8 и Х89L8 (см. табл. 2) — при постоянной длине проточки $L = 8$ мм.

Полученные энергетические характеристики ГТН при отсутствии и наличии НРУ приведены на рис. 6, а–в. Видно, что наличие НРУ не оказывает воздействия на полный КПД ГТН, но влияет на его НХ, увеличивая напор в диапазоне приведенного расхода РЖ $Q/n = 11,5 \dots 7,0$ л·мин/(ч·об).

Для более полной оценки влияния НРУ на энергетические характеристики ГТН определены точки начала и конца завала НХ (см. рис. 6, в), обозначенные так же, как и на рис. 5, в. Видно, что наличие НРУ сдвигает начало завала НХ в область более низких значений расхода РЖ.

Рабочий диапазон приведенного расхода РЖ (см. рис. 6, в) определяли по выражению

$$\Delta(Q/n)_{\text{раб}} = (Q/n)_{\text{max раб}} - (Q/n)_{31}, \quad (3)$$

где $(Q/n)_{\text{max раб}}$ — максимальный приведенный рабочий расход РЖ ГТН, л·мин/(ч·об).

Изменение рабочего диапазона приведенного расхода РЖ ГТН оценивали как

$$\varepsilon = \frac{[\Delta(Q/n)_{\text{раб}}]_{\text{бНРУ}} - [\Delta(Q/n)_{\text{раб}}]_{\text{сНРУ}}}{[\Delta(Q/n)_{\text{раб}}]_{\text{бНРУ}}} \cdot 100 \%, \quad (4)$$

где $[\Delta(Q/n)_{\text{раб}}]_{\text{бНРУ}}$ и $[\Delta(Q/n)_{\text{раб}}]_{\text{сНРУ}}$ — рабочие диапазоны расхода РЖ ГТН без НРУ и с НРУ, л·мин/(ч·об).

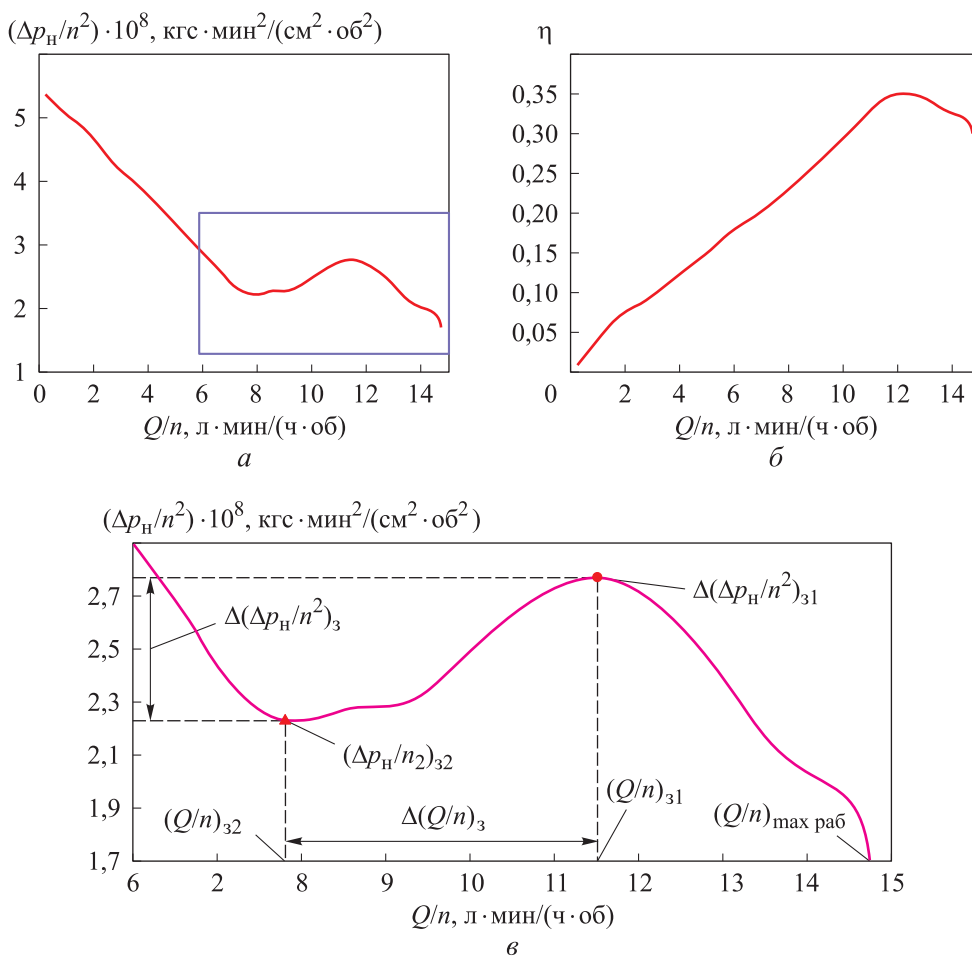


Рис. 5. Универсальные энергетические характеристики ГТН без НРУ:
 а и б — зависимости приведенного перепада НХ $\Delta p_n/n^2$ и полного КПД η от приведенного расхода РЖ Q/n ;
 в — зависимость $\Delta p_n/n^2 = f(Q/n)$ в области завала НХ, выделенной на рис. 5, а

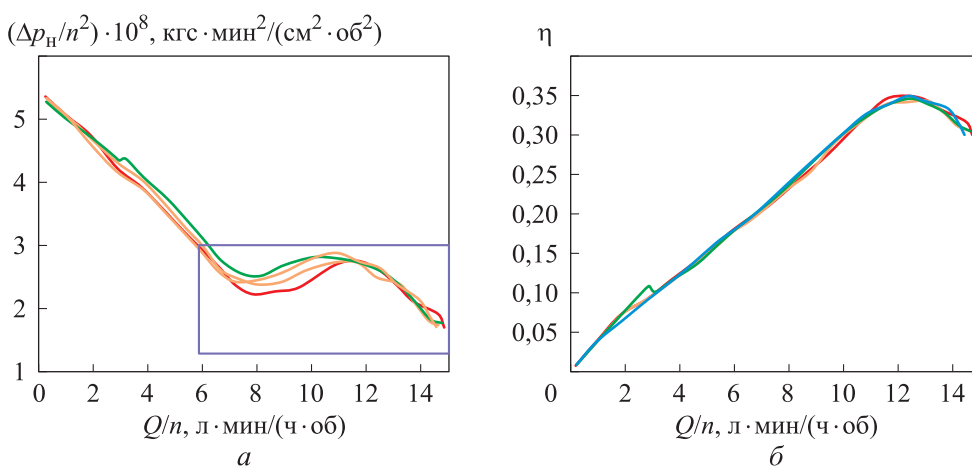


Рис. 6 (начало). Результаты исследования влияния количества проточек НРУ на энергетические характеристики ГТН при длине проточки $L = 8$ мм:
 а и б — зависимости приведенного перепада завала НХ $\Delta p_n/n^2$ и полного КПД η от приведенного расхода РЖ Q/n ГТН при отсутствии (—) и наличии НРУ X26L8 (—), X47L8 (—), X89L8 (—)

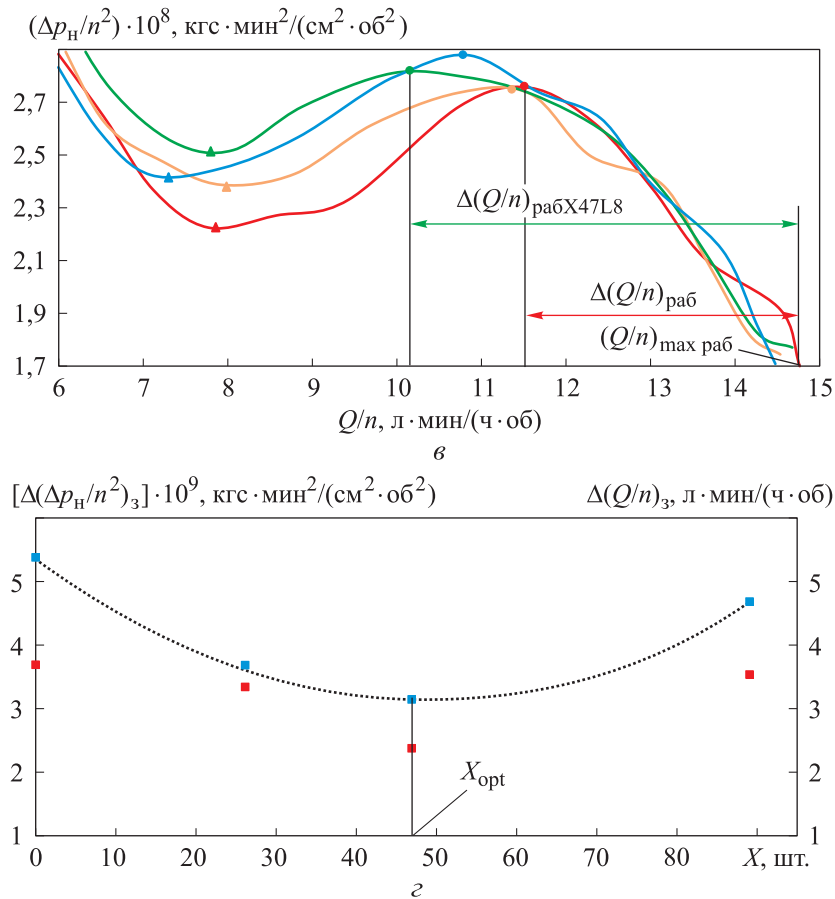


Рис. 6 (окончание). Результаты исследования влияния количества проточек НРУ на энергетические характеристики ГТН при длине проточки $L = 8$ мм:

a — зависимость $\Delta p_n/n^2 = f(Q/n)$ в области завала НХ, выделенной на рис. 6, a ;
 z — зависимости величины завала НХ $[\Delta(\Delta p_n/n^2)]_3$ (■) и перепада приведенного расхода РЖ на нем $\Delta(Q/n)_3$ (■) от количества проточек X

Анализ результатов оценки приведенного рабочего расхода РЖ ГТН по формуле (3) и его изменение по выражению (4) для выбранных вариантов НРУ, позволяет заключить, что применение НРУ увеличивает приведенный рабочий расход РЖ относительно $(Q/n)_{\max \text{ раб}} = 14,75$ л·мин/(ч·об): при $X = 26$ шт. — на 4,62 %, при $X = 47$ шт. — на 41,54 %, при $X = 89$ шт. — на 20,77 %.

По формулам (1) и (2) определяли величину завала НХ $[\Delta(\Delta p_n/n^2)]_3$ и перепада приведенного расхода РЖ на завале НХ $\Delta(Q/n)_3$ для всех выбранных вариантов НРУ. Согласно полученным результатам (рис. 6, z), оптимальное количество проточек НРУ $X_{\text{opt}} = 47$ шт. ГТН с НРУ X47L8 показал наименьшую величину завала и наибольший приведенный рабочий диапазон РЖ. НРУ с длиной проточки $L = 8$ мм не устраняет западание НХ, но увеличивает напор ГТН в зоне западания, не оказывая влияния на полный КПД.

Исследование влияния длины проточки на НХ ГТН при оптимальном количестве проточек. Для определения оптимальной длины осевой проточки исследованы четыре варианта НРУ — X47L8, X47L12, X47L20 и X47L27 (см. табл. 2) — при оптимальном количестве проточек $X_{\text{opt}} = 47$ шт. Полученные энергетические характеристики ГТН при наличии и отсутствии НРУ приведены на рис. 7, a – b . Величину завала НХ $[\Delta(\Delta p_n/n^2)]_3$ и перепада приведенного расхода РЖ на нем $\Delta(Q/n)_3$ для всех выбранных вариантов НРУ определяли по формулам (1) и (2).

Установлено, что длина проточки НРУ не оказывает воздействия на полный КПД ГТН, но влияет на НХ (см. рис. 7, a – b). С увеличением длины проточки величина завала НХ уменьшается (см. рис. 7, z), его начало смещается в область более низких значений расхода РЖ, а при $L \geq 20$ мм происходит полная ликвидация завала НХ.

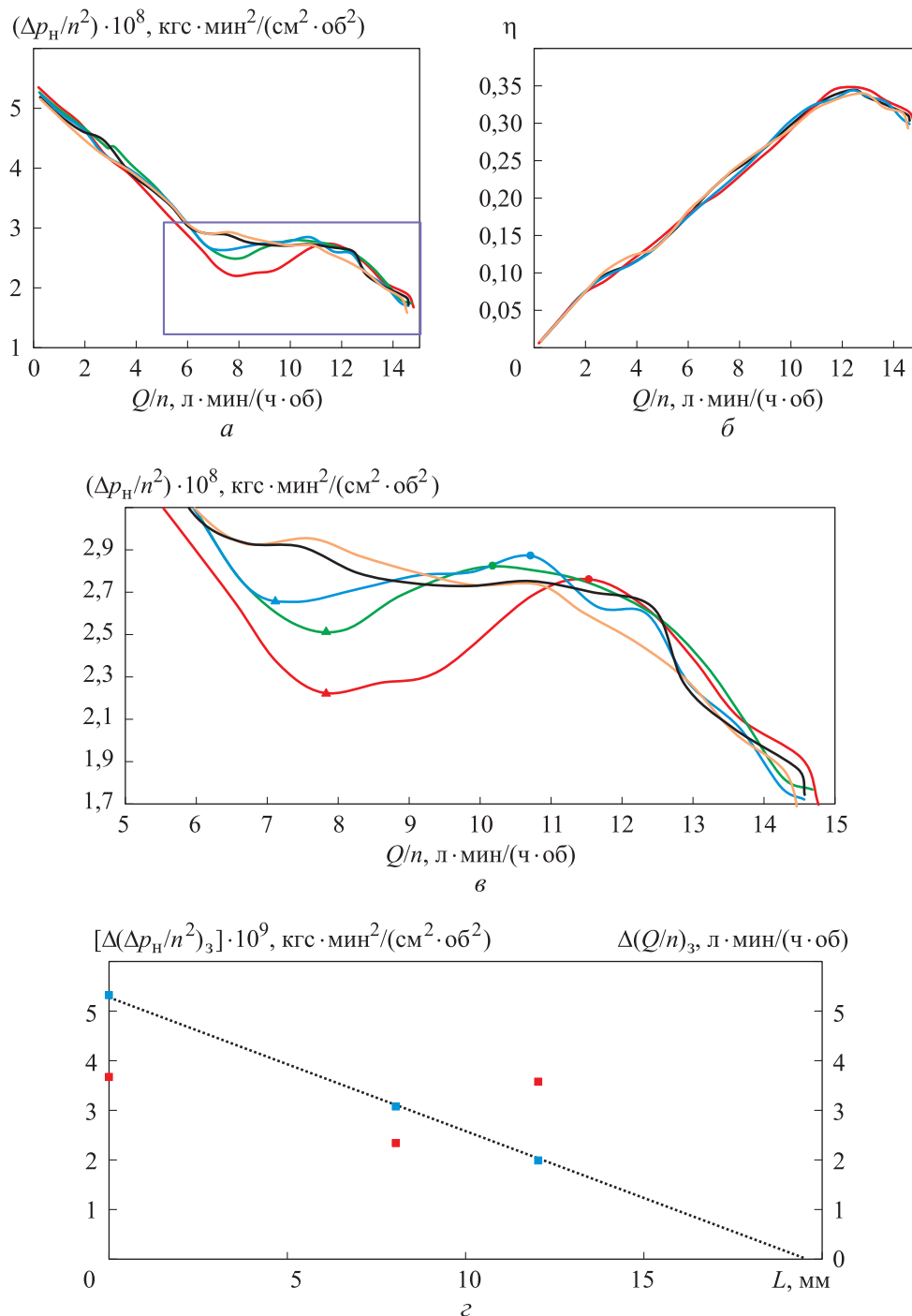


Рис. 7. Результаты исследования влияния длины проточки на НХ ГТН при оптимальном количестве проточек $X_{\text{орт}} = 47$ шт.:
 а и б — зависимости приведенного перепада завала НХ $\Delta p_n/n^2$ и полного КПД η от приведенного расхода РЖ Q/n ГТН при отсутствии (—) и наличии НРУ Х47Л8 (—), Х47Л12 (—), Х47Л20 (—), Х47Л27 (—);
 в — зависимость $\Delta p_n/n^2 = f(Q/n)$ в области завала НХ, выделенной на рис. 7, а;
 г — зависимости величины завала $\Delta(\Delta p_n/n^2)_3$ (■) и перепада приведенного расхода РЖ на нем $\Delta(Q/n)_3$ (■) от длины проточки L

Согласно результатам оценки рабочего диапазона РЖ по формуле (3) и его изменения по выражению (4), применение НРУ увеличивает приведенный рабочий расход РЖ относительно

$(Q/n)_{\text{max раб}}$: при $L = 8$ мм — на 41,54 %; при $L = 12$ мм — на 24,62 %.

Анализ полученных данных позволяет заключить, что при оптимальном количестве про-

точек НРУ их оптимальная относительная длина $L/d_{\text{вх}} > 0,25$, где $d_{\text{вх}}$ — диаметр входа в насос.

Исследование влияния шага винтовой линии проточки НРУ на НХ ГТН при оптимальных

количестве и длине проточек. Для определения влияния шага винтовой линии проточки НРУ на НХ ГТН исследованы пять вариантов НРУ: Х47L27, Х47L27S145, Х47L27S290, Х47L27S435 и Х47L27S580 (см. табл. 2).

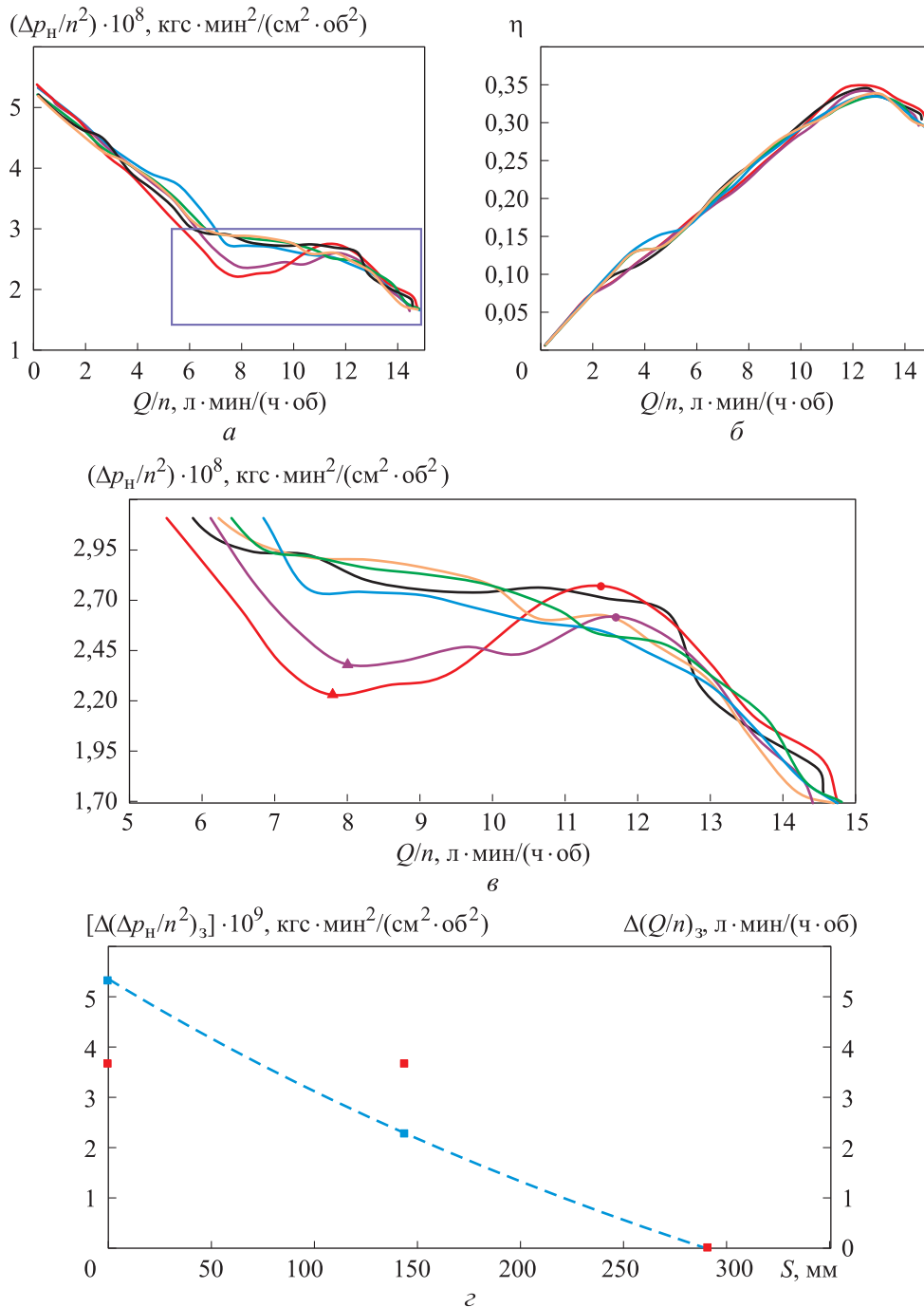


Рис. 8. Результаты исследования влияния шага винтовой линии проточки на НХ ГТН при оптимальных количестве и длине проточек:
a и *б* — зависимости приведенного перепада завала НХ $\Delta p_n/n^2$ и полного КПД η от приведенного расхода РЖ Q/n ГТН при отсутствии (—) и наличии НРУ Х47L27 (—), Х47L27S145 (—), Х47L27S290 (—), Х47L27S435 (—) и Х47L27S580 (—);
в — зависимость $\Delta p_n/n^2 = f(Q/n)$ в области завала НХ, выделенной на рис. 8, *a*;
г — зависимости величины завала $\Delta(\Delta p_n/n^2)_з$ (■) и перепада приведенного расхода РЖ на нем $\Delta(Q/n)_з$ (■) от шага винтовой линии проточки S

Полученные результаты при отсутствии и наличии НРУ приведены на рис. 8, *a–г*. Видно, что при увеличении шага винтовой линии проточки S величина завала НХ уменьшается линейно до 290 мм. При дальнейшем возрастании шага винтовой линии проточки НХ изменяется незначительно, а завал НХ отсутствует. Шаг винтовой линии проточки НРУ незначительно ухудшает полный КПД агрегата (не более 2 % в режиме максимума КПД).

ГТН с НРУ Х47L27S435 показал наиболее монотонную НХ. Для дальнейшего исследования шаг винтовой линии проточки задавали в противоположную сторону и проводили сравнение НХ.

Изменение направления вращения винтовой линии не привело к положительному результату. НХ при изменении направления вращения винтовой линии теряет монотонность (появляется завал). Но относительно геометрических параметров насоса без НРУ, видно, что НРУ увеличивает напор в зоне западания НХ и смещает начало завала в область меньших значений расхода РЖ.

Выводы

1. Применение в составе осевого насоса НРУ с осевыми и наклонными проточками позволяет полностью устранить завал НХ или сдвинуть его начало в область более низких значений расхода РЖ.

2. Установлено, что НРУ с оптимальными геометрическими параметрами не оказывает отрицательного влияния на КПД осевого насоса (не более 2 % в режиме максимума КПД).

3. Для устранения немонотонности НХ ГТН целесообразнее использовать оптимальное количество осевых проточек с относительной длиной более 0,25.

4. Для исправления НХ осевых насосов, различных по быстроходности, следует подбирать оптимальные количество проточек НРУ, их длину и глубину.

5. Дальнейшие работы будут направлены на проверку предположения о влиянии глубины проточек и их установки вглубь ОРК на получение монотонной НХ.

Литература

- [1] Кивченко Г.И. *Насосы и гидротурбины*. Москва, Энергия, 1970. 448 с.
- [2] Свобода Д.Г., Жарковский А.А. *Проектирование осевых насосов с незападающей напорной характеристикой*. Санкт-Петербург, Политех-Пресс, 2021. 182 с.
- [3] Свобода Д.Г., Жарковский А.А. Влияние расчетных параметров на прогнозные интегральные характеристики осевого насоса с быстроходностью $n_s = 570$. *Научно-технические ведомости СПбГПУ*, 2013, № 4–1, с. 111–119.
- [4] Ломакин А.А. *Центробежные и осевые насосы*. Москва, Машиностроение, 1966. 364 с.
- [5] Грянко Л.П., Папир А.Н., ред. *Лопастные насосы*. Ленинград, Машиностроение, 1975. 432 с.
- [6] Зимницкий В.А., Умов В.А., ред. *Лопастные насосы*. Ленинград, Машиностроение, 1986. 334 с.
- [7] Goltz I., Kosyna G., Delgado A. Eliminating the head instability of an axial-flow pump using axial grooves. *Proc. Inst. Mech. Eng. A: J. Power Energy*, 2012, vol. 227, no. 2, pp. 206–215, doi: <https://doi.org/10.1177/0957650912466033>
- [8] Perez F.P., Kosyna G., Wulff D. Suppression of performance curve instability of an axial-flow pump by using a double-inlet-nozzle. *Int. J. Rotating Mach.*, 2008, vol. 2008, art. 536850, doi: <https://doi.org/10.1155/2008/536850>
- [9] Choi Y.D., Kurokawa J., Imamura H. Suppression of cavitation in inducers by J-grooves. *J. Fluids Eng.*, 2007, vol. 129, no. 1, pp. 15–22, doi: <https://doi.org/10.1115/1.2375126>
- [10] Goltz I., Kosyna G., Wulff D. et al. Structure of the rotor tip flow in a highly loaded single-stage axial-flow pump approaching stall: Part II — Stall inception — understanding the mechanism and overcoming its negative impacts. *ASME Heat Transfer/ Fluids Eng. Summer Conf.*, 2004, no. HT-FED2004-56770, pp. 301–306, doi: <https://doi.org/10.1115/HT-FED2004-56770>
- [11] Kosyna G., Goltz I., Stark U. Flow structure of an axial-flow pump from stable operation to deep stall. *ASME 2005 Fluids Engineering Division Summer Meeting*, 2005, no. FEDSM2005-77350, pp. 1389–1396, doi: <https://doi.org/10.1115/FEDSM2005-77350>

- [12] Mu T., Zhang R., Xu H. et al. Study on improvement of hydraulic performance and internal flow pattern of the axial flow pump by groove flow control technology. *Renew. Energ.*, 2020, vol. 160, pp. 756–769, doi: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.06.145>
- [13] Ткач П.Ю. Вплив надроторних елементів шнеку на кавітаційноерозійні якості шнековідцентрового ступеня насоса. Дисс. ... канд. тех. наук. Сумы, Сумський державний університет, 2018. 134 с.
- [14] Анкудинов А.А., Зубов А.А., Мисягина Ю.Ю. *Автоматизированный расчет и проектирование осевыхревой ступени насоса*. Калуга, Манускрипт, 2019. 54 с.
- [15] Анкудинов А.А., Ващенко А.В. Перспективы применения осевыхревой ступени в турбонасосах жидкостных ракетных двигателей. *Вестник МАИ*, 2021, т. 28, № 3, с. 17–23, doi: <https://doi.org/10.34759/vst-2021-3-17-23>

References

- [1] Kivchenko G.I. *Nasosy i gidroturbiny* [Pumps and hydroturbines]. Moscow, Energiya Publ., 1970. 448 p. (In Russ.).
- [2] Svoboda D.G., Zharkovskiy A.A. *Proektirovanie osevykh nasosov s nezapadayushchey napor-noy kharakteristikoy* [Design of axial flow pumps with non-declining pressure characteristic]. Sankt-Petersburg, Politekh-Press Publ., 2021. 182 p. (In Russ.).
- [3] Svoboda D.G., Zharkovskiy A.A. Influence of parameters on the prognostic characteristics of the axial pump with specific speed $n_s = 570$. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPbGPU* [St. Petersburg State Polytechnical University Journal], 2013, no. 4–1, pp. 111–119. (In Russ.).
- [4] Lomakin A.A. *Tsentrobezhnyye i osevye nasosy* [Centrifugal and axial pumps]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1966. 364 p. (In Russ.).
- [5] Gryanko L.P., Papir A.N., eds. *Lopastnyye nasosy* [Vane pumps]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1975. 432 p. (In Russ.).
- [6] Zimnitskiy V.A., Umov V.A., eds. *Lopastnyye nasosy* [Vane pumps]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1986. 334 p. (In Russ.).
- [7] Goltz I., Kosyna G., Delgado A. Eliminating the head instability of an axial-flow pump using axial grooves. *Proc. Inst. Mech. Eng. A: J. Power Energy*, 2012, vol. 227, no. 2, pp. 206–215, doi: <https://doi.org/10.1177/0957650912466033>
- [8] Perez F.P., Kosyna G., Wulff D. Suppression of performance curve instability of an axial-flow pump by using a double-inlet-nozzle. *Int. J. Rotating Mach.*, 2008, vol. 2008, art. 536850, doi: <https://doi.org/10.1155/2008/536850>
- [9] Choi Y.D., Kurokawa J., Imamura H. Suppression of cavitation in inducers by J-grooves. *J. Fluids Eng.*, 2007, vol. 129, no. 1, pp. 15–22, doi: <https://doi.org/10.1115/1.2375126>
- [10] Goltz I., Kosyna G., Wulff D. et al. Structure of the rotor tip flow in a highly loaded single-stage axial-flow pump approaching stall: Part II — Stall inception — understanding the mechanism and overcoming its negative impacts. *ASME Heat Transfer/ Fluids Eng. Summer Conf.*, 2004, no. HT-FED2004-56770, pp. 301–306, doi: <https://doi.org/10.1115/HT-FED2004-56770>
- [11] Kosyna G., Goltz I., Stark U. Flow structure of an axial-flow pump from stable operation to deep stall. *ASME 2005 Fluids Engineering Division Summer Meeting*, 2005, no. FEDSM2005-77350, pp. 1389–1396, doi: <https://doi.org/10.1115/FEDSM2005-77350>
- [12] Mu T., Zhang R., Xu H. et al. Study on improvement of hydraulic performance and internal flow pattern of the axial flow pump by groove flow control technology. *Renew. Energ.*, 2020, vol. 160, pp. 756–769, doi: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.06.145>
- [13] Tkach P.Yu. *Vpliv nadrotornikh elementiv shneku na kavitatsiynoeroziyni yakosti shnekovovidtsentrovogo stupenya nasosa*. Diss. kand. tekhn. nauk [Influence of the supra-rotor elements of the screw on the cavitation and erosion qualities of the screw centrifugal pump stage. Kand. tech. sci. diss.]. Sumy, Sumskiy derzhavniy universitet Publ., 2018. 134 p. (In Russ.).

- [14] Ankudinov A.A., Zubov A.A., Misyagina Yu.Yu. *Avtomatizirovannyi raschet i proektirovanie osevikhrevoiy stupeni nasosa* [Automated calculation and design of axial vortex pump stage]. Kaluga, Manuscript Publ., 2019. 54 p. (In Russ.).
- [15] Ankudinov A.A., Vashchenko A.V. Axial-vortex stage application prospects in turbopumps of liquid propellant rocket engines. *Vestnik MAI* [Aerospace MAI Journal], 2021, vol. 28, no. 3, pp. 17–23, doi: <https://doi.org/10.34759/vst-2021-3-17-23> (in Russ.).

Статья поступила в редакцию 15.03.2024

Информация об авторах

ШОРОНОВ Сергей Валерьевич — аспирант кафедры 202. МАИ (НИУ); инженер-проектировщик второй категории. АО «ОКБ «Кристалл» (111024, Москва, Российская Федерация, пр. Энтузиастов, д. 15, корп. 67, e-mail: shoronov-97@yandex.ru).

КАЗЕННОВ Иван Сергеевич — старший преподаватель кафедры 202. МАИ (НИУ); начальник расчетно-исследовательского отдела. АО «ОКБ «Кристалл» (111024, Москва, Российская Федерация, пр. Энтузиастов, д. 15, корп. 67, e-mail: kazyonnov.ivan@gmail.com).

ИСТОМИН Евгений Андреевич — заместитель главного конструктора по топливным насосам. АО «ОКБ «Кристалл» (111024, Москва, Российская Федерация, пр. Энтузиастов, д. 15, корп. 67, e-mail: eistomin@inbox.ru).

Information about the authors

SHORONOV Sergey Valeryevich — Postgraduate, Department 202. Moscow Aviation Institute (Nation Research University); Design Engineer of the 2nd Category. OKB Kristall JSC (111024, Moscow, Russian Federation, Entuziastov Ave., Bldg. 15, Block 67, e-mail: shoronov-97@yandex.ru).

KAZENNOV Ivan Sergeevich — Senior Lecturer, Department 202. Moscow Aviation Institute (Nation Research University); Head of the Department. OKB Kristall JSC (111024, Moscow, Russian Federation, Entuziastov Ave., Bldg. 15, Block 67, e-mail: kazyonnov.ivan@gmail.com)

ISTOMIN Evgeny Andreevich — Deputy Chief Designer for Fuel Pumps. OKB Kristall JSC (111024, Moscow, Russian Federation, Entuziastov Ave., Bldg. 15, Block 67, e-mail: eistomin@inbox.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Шоронов С.В., Казеннов И.С., Истомин Е.А. Влияние надроторного устройства на напорные характеристики осевого насоса. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2024, № 5, с. 78–89.

Please cite this article in English as:

Shoronov S.V., Kazennov I.S., Istomin E.A. Influence of the upper-rotor device on the axial flow pump head characteristics. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2024, no. 5, pp. 78–89.