

**ПАРОТУРБИННЫЕ, ГАЗОТУРБИННЫЕ,
ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ
И ИХ ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ**

**БАЛАНС ЭНЕРГИИ В ШНЕКОВОМ КОЛЕСЕ НАСОСА
С УЧЕТОМ ОБРАТНЫХ ТОКОВ**

© 2025 г. И. С. Казеннов^а *, Р. В. Ромашко^а

^аМосковский авиационный институт (национальный исследовательский университет),
Волоколамское ш., д. 4, Москва, 125993 Россия

*e-mail: mailforgit1577@gmail.com

Поступила в редакцию 14.10.2024 г.

После доработки 10.12.2024 г.

Принята к публикации 25.12.2024 г.

При разработке конструкции осевых, шнековых и центробежных насосов необходимо знать момент появления обратного потока на входе в рабочее колесо и потока на выходе из него, а также влияние этих потоков на энергетические характеристики насоса. С помощью современных методов моделирования можно оценить интегральные энергетические характеристики турбомашин, но они не применимы для составления баланса потерь в рабочем колесе. В работе приведены две новые методики, которые можно использовать для составления баланса энергии в осевых колесах: модифицированная методика С.С. Руднева для баланса энергии в шнековом колесе и методика обработки результатов компьютерного численного моделирования в программе ANSYS CFX с разделением потоков на активный, возвратный и обратный в шнековом колесе на входе в насос и выходе из него. Проведено сравнение с методиками вычисления теоретического напора, предложенными другими авторами, и показано хорошее качественное совпадение результатов расчета по ним. Разделение потоков на активный, возвратный и обратный позволило определить изменение площадей их сечений, мощностей, теоретических напоров в шнековом насосе на всей расходно-напорной характеристике. Для шнека с прямой входной кромкой (без подрезки) и без учета зазора представлены картины сечений активного, возвратного и обратных потоков вблизи входной кромки. На этих картинах видно, что обратные потоки появляются раньше, чем они начинают оказывать значительное влияние на параметры основного потока. Показано, что диаметры и площади сечения активного потока существенно меняются на различном расстоянии от входной кромки. Непосредственно у входной кромки поток имеет не осесимметричное течение.

Ключевые слова: шнек, баланс энергии, обратные токи, возвратный поток, активный поток, теоретический напор, мощность потока

DOI: 10.56304/S0040363624601167

При составлении баланса энергии центробежных насосов обычно используют методику, предложенную в [1], где помимо описания объемных, дисковых, механических и гидравлических потерь в отводе и колесе было высказано предположение о существовании тормозных потерь (мощности гидравлического торможения) или потерь при образовании обратных потоков, возникающих при низких расходах. Для определения мощности гидравлического торможения были предложены аппроксимация теоретического напора в зоне максимального КПД, где влияние потерь минимально [1–6], и экстраполяция полученной зависимости теоретического напора на зоны нулевых и максимальных расходов. Разность между экстраполированным и действительным теоретическими напорами в зоне низких расходов и составляет потери гидравлического торможения.

Формула для расчета теоретического напора в шнековых насосах была предложена в [7]. Однако

определение баланса энергии в шнековом колесе (далее колесо) с учетом обратных потоков остается пока не решенной задачей, но с помощью современного программного обеспечения ANSYS CFX ее можно упростить, модифицируя методику [1] и принимая во внимание направления течения и разложения потоков на активный, возвратный и обратный на входе в колесо и выходе из него.

Из работ [2, 7–10] известно, что в колесах при равномерной эпюре осевых скоростей обратные потоки образуются вследствие нарушения радиального равновесия в пограничном слое на всасывающей стороне, а также в небольшой степени в пограничном слое на напорной стороне. При определенных углах атаки образуется застойная зона, которая под действием центробежных сил перемещается от втулки к периферии. На периферии радиально движущаяся жидкость, растекаясь на корпусе, делится на два потока: на входе в насос и в самом насосе.

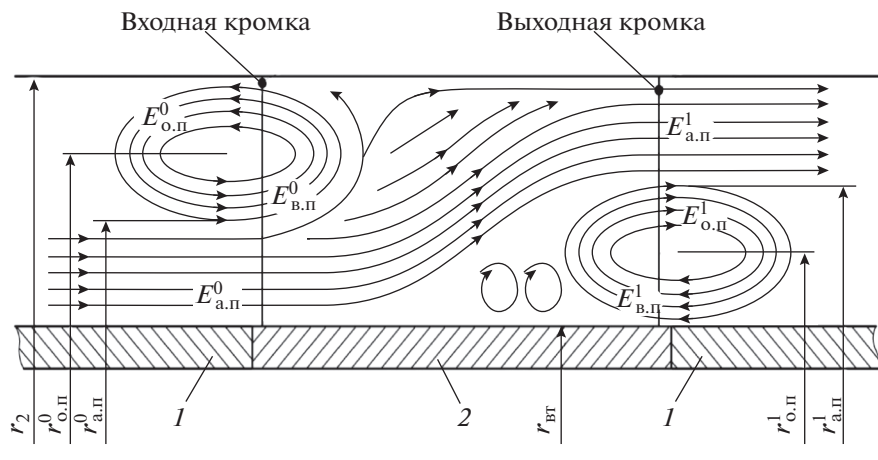


Рис. 1. Схема течения в шнековом колесе.

$E_{о.п}$, $E_{в.п}$, $E_{а.п}$ – мощность потоков обратного, возвратного и активного; r_a , r_o – радиус границы активного и возвратного потоков; $r_{вт}$, r_2 – радиус втулки и периферии; 1, 2 – стационарные и вращающиеся элементы; надстрочные индексы 0 и 1 относятся к входному и выходному сечениям соответственно (вблизи кромок)

На рис. 1 показана схема течения с обратными потоками в шнековом колесе, на входе и выходе которого часть энергии обратных потоков возвращается обратно в колесо (возвратный поток), а при малых расходах передается активному потоку (поток в виде закрутки). Остальная часть энергии расходуется на преодоление потерь, скорее всего связанных с поворотом потока и трением [2]. Так как осевая скорость потока меньше, чем окружная, жидкость проходит намного большее расстояние, нежели осевая длина обратных потоков [2], поэтому потери на трение могут быть существенными. Для более точного определения энергии обратных потоков необходимо измерять скорость и давление как можно ближе к колесу. Экспериментально это сделать крайне сложно, так как требуется в одной и той же точке измерять осевую и окружную составляющие абсолютной скорости, что с учетом нестационарности течения практически невозможно.

В работе [2] параметры обратных потоков при установившемся течении определяли на расстоянии примерно одного диаметра колеса от входа в него. При этом течение перед входной кромкой отличалось от течения в осесимметричном канале. Также в работе были вычислены расходы потоков в соответствии с их скоростями, но хорошая сходимость результатов вблизи входной кромки не была достигнута. Как будет показано далее, это может привести к погрешности в значении параметров потоков. Есть надежда, что в ближайшем будущем появится возможность находить параметры обратных потоков с помощью метода цифровой трассерной визуализации потока (PIV-метод) [11, 12].

В [13] были сделаны попытки определить энергию обратных потоков косвенным путем – установить перед шнековым колесом турбину,

которая получала бы энергию от этих потоков. Но при этом турбина будет иметь переменный КПД в зависимости от угла натекания на ее лопатки и площади зоны обратных потоков и их энергии.

Представляет интерес моделирование режимов течения с обратными потоками. В работе [14] был рассчитан теоретический напор центробежного колеса с обратными потоками с использованием трехмерного численного моделирования и высказано предположение о том, что невозможно получить истинный теоретический напор за вычетом энергии обратных потоков. Однако анализ потерь или баланса энергии при появлении обратных потоков не был проведен.

В данной статье рассмотрены модифицированная методика [1], методика, позволившая с помощью программы ANSYS CFX получить баланс энергии обратных потоков, а также проведен анализ баланса энергии в колесе.

РАСЧЕТНАЯ МОДЕЛЬ И ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

В качестве расчетной модели было взято шнековое колесо, имеющее следующие параметры:

густота¹ $\tau = 2$;

количество лопаток $z = 2$;

втулочное отношение $\bar{d}_{вт} = 0.48$;

шаг лопаток $S_l = 40$ мм;

шаг угла клина входной кромки $S_{кл} = 30$ мм;

толщина лопатки $\delta_l = 1.5$ мм;

толщина входной кромки $\delta_{вх} = 0.2$ мм;

¹ Густота – отношение длины лопаток шнека вдоль винтовой линии к окружному шагу лопаточной решетки шнека.

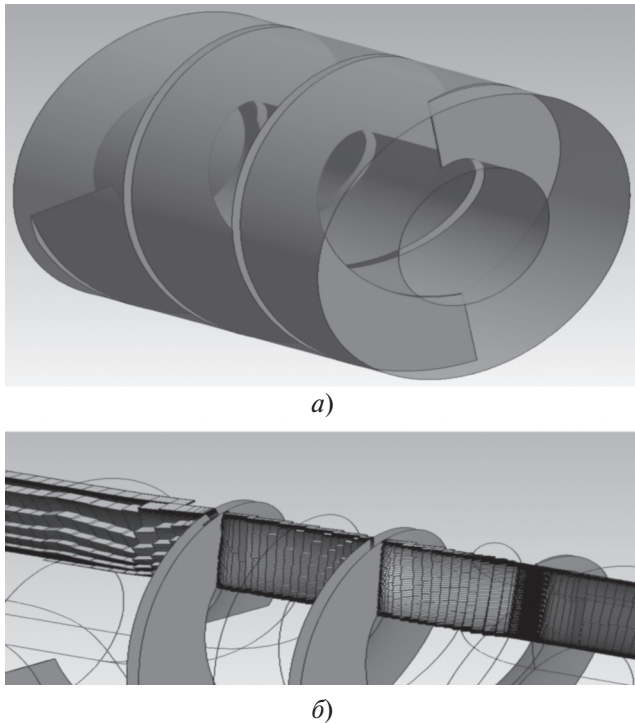


Рис. 2. Отображение вращающейся расчетной (а) и сеточной (б) моделей

коэффициент диаметра шнека $K_{d\text{ ш}} = 5.5$ [2, 7, 15, 16];

расходный параметр $q_0 = 0.53$ [2, 7, 15, 16];

максимальный гидравлический КПД колеса $\eta_{\text{max}} = 0.51$ (определен с помощью численного моделирования в ANSYS CFX с учетом перепада полного давления и суммарной мощности всех вращающихся элементов);

коэффициент быстроходности $n_s = 550$.

Из работ [8, 9] известно, что из-за радиального зазора между ротором и статором в осевых колесах могут изменяться характеристики обратных потоков, а также возникать объемные потери, которые принято считать гидравлическими потерями вследствие невозможности измерить их. В работе [2] приведены конструкции колес с бандажом на периферии, который изготовлен методом пайки или сварки и вращается совместно с лопатками колеса. В настоящей работе расчетная модель была выполнена без радиального зазора и учета утечек, а периферийная часть — в виде бандажа. Входная кромка была сделана прямой и без подрезок, чтобы избежать перетечек.

Во входной и выходной областях насоса было добавлено 5–10 калибров прямого невращающегося участка трубы. Отображение моделей поверхностей вращающейся и сеточной показано на рис. 2. Были построены как тетраэдральные, так и гексаэдральные сеточные модели, но ре-

зультаты численного моделирования для сеточных моделей двух типов по интегральным параметрам практически совпали по напорным характеристикам. У всех моделей создан пристеночный слой с 10–20 элементами, скоростью роста элементов 1.15 и безразмерным расстоянием y^+ от первого узла или от центра первой пристеночной ячейки до стенки $1 < y^+ < 30$ во всей расчетной области.

Численное моделирование было выполнено путем решения осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье – Стокса в нестационарной постановке задачи с использованием модели турбулентности Shear Stress Transport (SST) без учета кавитации и температурных эффектов.

ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТОВ С УЧЕТОМ ОБРАТНЫХ ТОКОВ

Далее приведена методика расчета площадей поверхностей, выделенных на сечениях на входе в колесо и выходе из него, через которые проходят обратный, активный и возвратный потоки.

Во входном сечении можно выделить поверхность площадью $F_{\text{о.п}}^0$, через которую проходит обратный поток, осевая скорость которого отрицательна, а его движение направлено против движения активного потока.

Для расчета площади поверхности (домена) $F_{\text{а.п}}^0$, через которую движется активный поток, исходя из [2, 7–9, 14–16] было выдвинуто предположение, что на входе в колесо он протекает только у втулки. Радиус этой поверхности $r_{\text{а.п}}^0$ выбирали так, чтобы расход активного потока $m_{\text{а.п}}^0$ был равен расходу на входе в домен и выходе из него, а расход обратного потока $m_{\text{о.п}}^0$ был равен расходу возвратного потока $m_{\text{в.п}}^0$.

Поверхность площадью $F_{\text{в.п}}^0$ в сечении на входе в колесо, через которую протекает возвратный поток, ограничена радиусом $r_{\text{в.п}}^0$, а осевая скорость имеет положительное направление.

На выходе из колеса активный поток течет по периферии [2, 7, 14]. Следовательно, поверхность площадью $F_{\text{а.п}}^1$, через которую он протекает, ограничена радиусом $r_{\text{а.п}}^1$ при тех же условиях, что и для поверхности на входе в колесо.

Через поверхность площадью $F_{\text{в.п}}^1$ в сечении на выходе из колеса движется возвратный поток с отрицательным направлением осевой скорости (против движения активного потока).

Через поверхность площадью $F_{\text{о.п}}^1$ и максимальным радиусом $r_{\text{а.п}}^1$ в выходном сечении из ко-

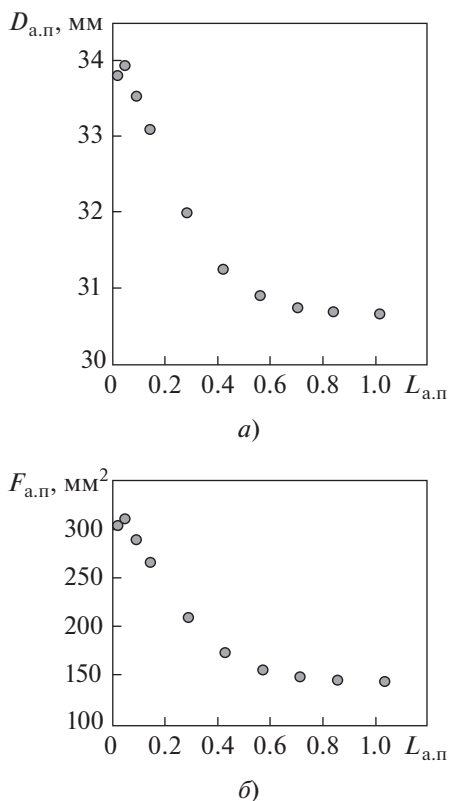


Рис. 3. Зависимость диаметра (а) и площади сечения (б) активного потока от безразмерного расстояния от кромки на входе при $q_0 = 0.05$

леса протекает обратный поток с положительным направлением осевой скорости.

Мощность потока, протекающего через поверхности, E можно рассчитать, исходя из уравнения Эйлера, по формуле

$$E = \sum (c_{ui} u_i m_i),$$

где c_u – окружная составляющая абсолютной скорости; u – окружная скорость; m – массовый расход в ячейке; i – индекс ячейки.

Чтобы раскрыть природу сил, действующих на колесо со стороны жидкости, мощность потока можно разложить на мощность циркуляционных $E_{ц}$ и кориолисовых E_k сил инерции [2, 16]:

$$E_{ц} = \sum (w_{ui} u_i m_i); \quad E_k = \sum (u_i^2 m_i),$$

где w_u – окружная составляющая относительной скорости.

Выражение для мощности активного потока на входе в колесо $E_{a,п}^0$ можно записать в следующем виде:

$$\begin{aligned} E_{a,п}^0 &= \sum (c_{ua,пi}^0 u_{a,пi}^0 m_{a,пi}^0) = \\ &= \sum (u_{a,пi}^0 m_{a,пi}^0) - \sum (w_{ua,пi}^0 u_{a,пi}^0 m_{a,пi}^0). \end{aligned}$$

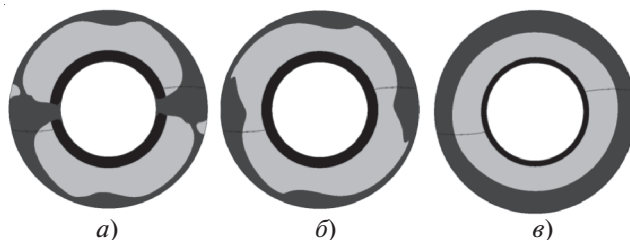


Рис. 4. Изображения сечения потоков на входе в колесо при $q_0 = 0.05$ и $L_{a,п}$ равном 0.02 (а), 0.1 (б) и 1.02 (в)

Гидравлическую мощность шнекового колеса $N_{ш}$ рассчитывают с учетом трения на вращающихся поверхностях по формуле

$$N_{ш} = N_{г.л.} + N_{д.вт.} + N_{д.пер.},$$

где $N_{г.л.}$, $N_{д.вт.}$, $N_{д.пер.}$ – мощность гидравлической лопатки, дисковой втулки и дисковой периферии.

При этом сохраняется равенство

$$N_{ш} = (E_{a,п}^1 + E_{в.п}^1 + E_{o.п}^1) - (E_{a,п}^0 + E_{в.п}^0 + E_{o.п}^0).$$

Рекомендуется вращающиеся части втулки и периферии располагать как можно ближе к лопатке для уменьшения влияния их вращения на поток и снижения погрешности расчета мощности.

Поверхности, на которых будут определяться входные и выходные параметры (мощности потоков, площади и др.), следует размещать как можно ближе к кромкам колеса. Если вычислять параметры на большом расстоянии от входных и выходных кромок, то погрешность расчетов увеличится, так как будут меняться не только мощности потока, но также площади и составляющие скорости.

На рис. 3 представлены зависимости диаметра $D_{a,п}$ и площади сечения активного потока при $q_0 = 0.05$ от положения места замера, расположенного на безразмерном осевом расстоянии от входной кромки $L_{a,п}$, которое вычисляется по формуле

$$L_{a,п} = L_{кр.}/D_{ш},$$

где $L_{кр.}$ – расстояние от входной кромки; $D_{ш}$ – диаметр шнека.

На рис. 4 видно, что на расстоянии одного калибра от входной кромки поток, как и в [2, 7], становится осесимметричным. Однако при этом значения $F_{a,п}$ и $D_{a,п}$ сильно отличаются соответственно от площади и диаметра активного потока перед входной кромкой.

Теоретический напор (удельный) $H_{тN}$ – это удельная энергия, переданная колесом потоку жидкости, прошедшему через насос:

$$H_{тN} = \frac{N_{ш}}{m_{a,п}}.$$

Однако при такой форме записи не учитывается, что при появлении обратных потоков их расход не включен в суммарный расход жидкости через насос. Для баланса энергии в колесе выражение для теоретического напора активного потока $H_{T.a.п}$ будет иметь следующий вид:

$$H_{T.a.п} = \frac{E_{a.п}^1 - E_{a.п}^0}{m_{a.п}}$$

В [7] предложена формула для вычисления теоретического напора шнекового колеса $H_{T[7]}$:

$$H_{T[7]} = A_0 n^2 - B_0 n Q,$$

где A_0, B_0 – коэффициенты, зависящие от расчетного диаметра на выходе из шнекового колеса D_p , объемного расхода Q , шага лопаток шнека и площади межлопаточных каналов шнека в меридиональном сечении с учетом стеснения лопаток; n – частота вращения вала насоса, мин^{-1} .

В настоящей работе были получены значения теоретического напора $H_{T[1]}$, рассчитанные по модифицированной для шнекового колеса методике [1]. Для этого в зоне с максимальным КПД были выбраны три-четыре точки и определен теоретический напор, создаваемый всеми вращающимися элементами насоса, который затем был аппроксимирован линейной функцией и затем экстраполирован на зону низких расходов.

На рис. 5 представлена зависимость теоретического напора от расходного параметра на входе q_0 , вычисляемого по формуле

$$q_0 = \frac{60Q}{F \left(1 - \frac{z\delta_n}{S_n} \right) S_n n},$$

где F – площадь проходного сечения.

При определении теоретического напора по методикам [1, 7] и по методике обработки результатов численного моделирования, описанной в данной работе, абсолютная разность между результатами оказывается несущественной, что свидетельствует о хорошем качественном и удовлетворительном количественном их совпадении.

На рис. 5 видно, что значения расчетного теоретического напора $H_{T.N}$ и $H_{T.a.п}$ начинают заметно различаться при $q_0 < 0.5$. Однако по визуализации картин течения (не представлены в работе) радиальное течение у входной кромки лопасти появляется при $q_0 = 0.798$, что соответствует экспериментальным данным [11]. При $q_0 = 0.32$ начинает образовываться обратный поток на выходе из колеса. Картины активного, возвратного и обратного

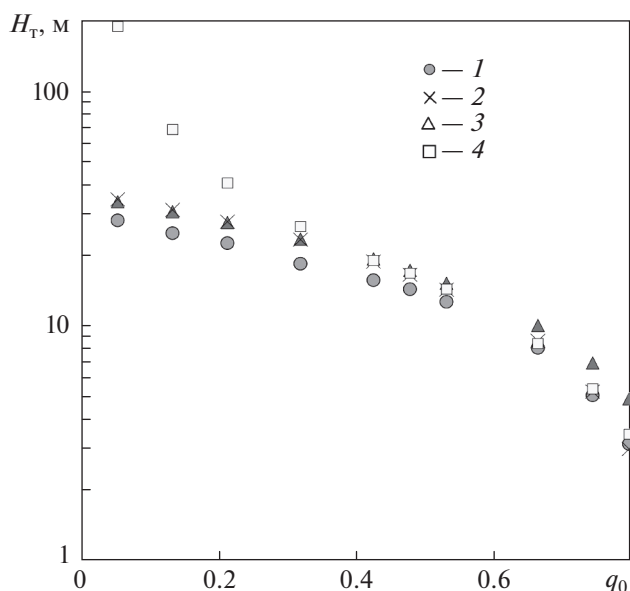


Рис. 5. Зависимость теоретического напора от расходного параметра. 1 – $H_{T.a.п}$; 2 – $H_{T[1]}$; 3 – $H_{T[7]}$; 4 – $H_{T.N}$

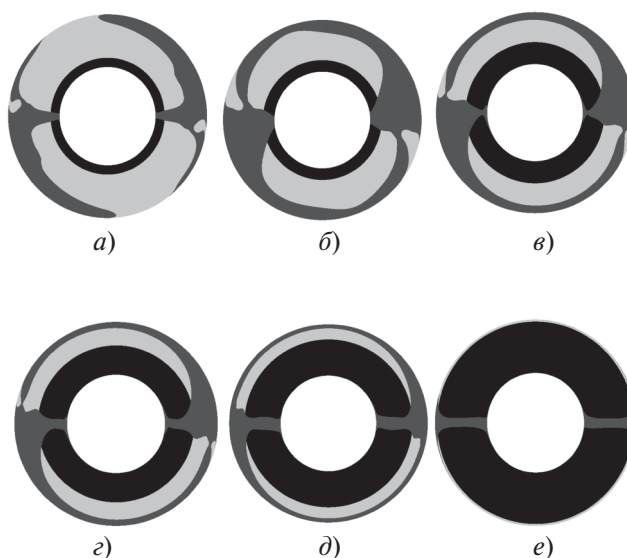


Рис. 6. Изображение сечения активных потоков на входе в колесо при $L_{a.п} = 0.035$ от входной кромки. q_0 : а – 0.05; б – 0.133; в – 0.319; г – 0.426; д – 0.479; е – 0.665

течений на расстоянии $L_{a.п} = 0.035$ от входной кромки для разных q_0 приведены на рис. 6.

Результаты расчетов мощности лопаток колеса, активного, возвратного и обратного потоков, а также расходов и площадей сечения потоков в зависимости от расходного параметра q_0 представлены в табл. 1, 2.

Таблица 1. Мощности лопаток, расходы и площади сечения потоков

Показатель	q_0								
	0.053	0.133	0.319	0.426	0.479	0.532	0.665	0.745	0.798
$N_{г.л}, \text{Вт}$	776.2	698.9	632.0	577.5	564.4	524.5	333.7	188.1	76.0
$N_{д.вт}, \text{Вт}$	1.9	2.4	5.0	5.5	5.3	5.8	7.6	10.1	11.9
$N_{д.пер}, \text{Вт}$	22.1	26.9	37.7	62.5	71.5	79.5	105.7	122.6	132.4
$m_{о.п}^0, \text{кг/с}$	1.57	1.35	0.95	1.01	0.82	0.62	0.07	—	—
$m_{о.п}^1, \text{кг/с}$	1.98	1.36	0.15	0.001	—	—	—	—	—
$F_{о.п}^0, \text{мм}^2$	647.1	569.7	470.7	526.5	458.9	381.5	81.2	—	—
$F_{в.п}^0, \text{мм}^2$	1037.7	867.4	626.8	512.7	449.2	371.2	62.6	—	—
$F_{а.п}^0, \text{мм}^2$	272.8	520.5	860.1	918.4	1049.5	1204.8	1813.8	1956.0	1956.0
$F_{о.п}^1, \text{мм}^2$	986.0	855.3	294.9	5.1	—	—	—	—	—
$F_{в.п}^1, \text{мм}^2$	811.7	758.8	255.7	3.3	—	—	—	—	—
$F_{а.п}^1, \text{мм}^2$	159.6	342.6	1406.0	1948.3	1956.0	1956.0	1956.0	1956.0	1956.0

Таблица 2. Мощности обратного, активного и возвратного потоков

$E, \text{Вт}$	q_0								
	0.053	0.133	0.319	0.426	0.479	0.532	0.665	0.745	0.798
$E_{о.п}^0$	-674.7	-538.7	-343.4	-240.1	-189.4	-137.8	-2.8	—	—
$E_{в.п}^0$	283.6	236.8	161.6	144.5	113.2	86.0	6.2	—	—
$E_{а.п}^0$	31.8	77.2	108.7	77.7	54.9	45.1	14.9	18.8	20.4
$E_{о.п.ц}^0$	65.1	99.0	119.7	223.3	196.3	158.7	25.3	—	—
$E_{в.п.ц}^0$	-221.7	-246.9	-224.6	-267.1	-239.9	-193.5	-31.0	—	—
$E_{а.п.ц}^0$	-41.3	-136.6	-468.9	-755.6	-950.2	-1152	-1817.0	-2070.0	-2223.0
$E_{о.п.к}^0$	739.8	637.6	463.1	463.4	385.7	296.5	28.0	—	—
$E_{в.п.к}^0$	-505.3	-483.7	-386.2	-411.6	-353.1	-279.4	-37.2	—	—
$E_{а.п.к}^0$	-73.1	-213.8	-577.7	-833.3	-1005.0	-1197.0	-1832.0	-2088.0	-2244.0
$E_{о.п}^1$	564.9	330.6	15.6	0.1	—	—	—	—	—
$E_{в.п}^1$	-293.3	-187.1	-13.8	-0.1	—	—	—	—	—
$E_{а.п}^1$	151.2	340.7	577.6	609.2	602.8	582.8	443.1	319.9	220.6
$E_{о.п.ц}^1$	-328.2	-222.1	-16.1	0	—	—	—	—	—
$E_{в.п.ц}^1$	146.4	109.7	11.2	0	—	—	—	—	—
$E_{а.п.ц}^1$	-89.1	-237.4	-570.9	-644.3	-798.6	-919.9	-1431.0	-1758.0	-1990.0
$E_{о.п.к}^1$	-893.1	-552.8	-31.8	-0.2	—	—	—	—	—
$E_{в.п.к}^1$	439.6	296.9	25.0	0.1	—	—	—	—	—
$E_{а.п.к}^1$	-240.2	-578.0	-1148.0	-1253.0	-1401.0	-1503.0	-1874.0	-2078.0	-2210.0

Максимальная погрешность результатов расчета расходов активного, обратного и возвратного потоков составляет 2–3% при низких расходах (при больших расходах погрешность меньше). Суммы мощности активного, обратного и возвратного потоков на выделенных поверхностях хорошо совпадают с мощностью на лопатках, вращающейся втулке и периферии; разница между ними не превышает 5–10% и находится в области максимальных расходов, абсолютная разница при этом практически постоянна, а при минимальных и средних расходах погрешность составляет 2–3%. Это подтверждает достоверность выдвинутых ранее предположений о том, что активный поток на входе в колесо течет возле втулки, а на выходе из него – у периферии, и разделение входного и выходного сечений на поверхности активного, обратного и возвратного потоков выполнено верно.

Согласно данным, представленным в табл. 1, 2 и на рис. 6, обратные потоки на входе в колесо при измерении параметров на относительном расстоянии $L_{a,п} = 0.035$ от входной кромки начинают влиять на активный поток при расходном параметре $q_0 = 0.665$.

ВЫВОДЫ

1. С помощью разработанной методики обработки результатов расчетов численного моделирования в программе ANSYS CFX для шнекового колеса с прямой кромкой и без радиального зазора на всех режимах его работы можно определить различные параметры обратного, возвратного и активного потоков на входе в шнековое колесо и выходе из него, а также теоретический напор без учета обратных токов и баланс энергий.

2. При сравнении результатов численного моделирования, модифицированной методики С.С. Руднева с эмпирической методикой расчета было получено их хорошее качественное и удовлетворительное количественное совпадение. Погрешность по расходам, мощностям потока и гидравлическим мощностям на вращающихся элементах составила менее 10% во всем диапазоне расходов.

3. Обратные потоки на входе в шнековое колесо появляются раньше, чем на выходе, но их влияние на поток рядом с входной кромкой начинается при $q_0 = 0.665$.

4. Площади сечения и диаметры активного потока существенно различаются на разных расстояниях от входной кромки и непосредственно перед ней.

БЛАГОДАРНОСТИ

Авторы выражают благодарность Е.А. Истомину, В.И. Петрову, М.С. Исаевой, О.С. Казенновой за помощь при оформлении статьи и ценные советы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Руднев С.С. Баланс энергии в центробежном насосе // Химическое машиностроение. 1938. Вып. 3. С. 17–26.
2. Овсянников Б.В., Чебаевский В.Ф. Высокооборотные лопаточные насосы. М.: Машиностроение, 1975.
3. Михайлов А.К., Малюшенко В.В. Конструкции и расчет центробежных насосов высокого давления. М.: Машиностроение, 1971.
4. Машин А.Н., Панкратов С.Н. Баланс энергии обратной диагональной гидромашины // Труды МЭИ. 1972. № 102. С. 27–39.
5. Подвидз Л.Г. Лабораторный курс гидравлики и насосов. М.: Л.: Госэнергоиздат, 1961.
6. Михайлов А.К. К вопросу распределения потерь в ступени спирального многоступенчатого насоса низкой быстроходности // Труды ВИГМ. 1959. № 24. С. 198–218.
7. Чебаевский В.Ф., Петров В.И. Кавитационные характеристики высокооборотных шнеко-центробежных насосов. М.: Машиностроение, 1973.
8. Observations on off-design flows in axial-flow inducers / A. Bhattacharyya, A.J. Acosta, C.E. Brennen, T.K. Caughey // Pumping Machinery, presented at the Fluids Engineering Conf. Washington, D.C., 20–24 June 1993. Sponsored by the Fluids Engineering Division, ASME/Ed. by P. Cooper. FED (Series). V. 154.
9. Toyokura T. Studies on the characteristics of axial flow pumps // Bull. JSME. 1961. V. 4. No. 4. P. 85–95.
10. Лакшминараяна Б. Визуальное исследование течения в осевом преднасосе // Теоретические основы инженерных расчетов. Университет Пенсильвании, 1972. С. 79–89.
11. Cavitating inducer instabilities: experimental analysis and 2d numerical simulation of unsteady flow in blade cascade / F. Jousellin, Y. Courtot, O. Coutier-Delgoussa, J.L. Reboud // Proc. of the 4th Intern. Symp. on Cavitation. Pasadena, USA, California Institute of Technology, 20–23 June 2001.
12. A study of swirling backflow vortex structure at the inlet of an inducer / K. Yokota, K. Kurahara, Y. Tsujimoto, A.J. Acosta // Bull. JSME. Ser. B. 1999. V. 42. No. 3. P. 451–459.
13. Дрозд В.А. Об одном способе экспериментального исследования обратных токов перед шнековым преднасосом. Киев: Наукова думка, 1978.
14. Gulich J.F. Centrifugal pumps. Berlin; Heidelberg: Springer-Verlag, 2015.
15. Боровский Б.И., Кравчик Н.И., Толстикова Л.А. Гидравлический расчет шнекового бустерного насоса. М.: МАИ, 1987.
16. Овсянников Б.В., Боровский Б.И. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. М.: Машиностроение, 1971.

Energy Balance in the Pump Inducer with Taking Backflows into Account

I. S. Kazennov^{a,*} and R. V. Romashko^a

^a *Moscow Aviation Institute (National Research University), Moscow, 125993 Russia*

^{*}*e-mail: mailforgit1577@gmail.com*

Abstract—In elaborating the design of axial flow, screw, and centrifugal pumps, there is a need to know the moment at which backflow at the impeller inlet and flow at its outlet emerge, and also the effect these flows have on the pump power performance characteristics. By using advanced modeling techniques, it is possible to estimate the integral power performance characteristics of turbine machinery; however, they are not applicable for drawing up the balance of losses in an impeller. The article presents two new techniques that can be used to draw up an energy balance in axial flow impellers: a modified S.S. Rudnev technique for the energy balance in an inducer and a procedure for processing the results of numerical computer simulation in the ANSYS CFX software with dividing the flows into active, reverse, and back flow in the inducer at the pump inlet and at its outlet. A comparison is carried out with the procedures for calculating the theoretical head proposed by other authors, and a good qualitative agreement of the calculation results obtained using them is shown. By dividing the flows into an active, reverse, and back flow, we were able to determine the change in their cross-section areas, specific energies, and theoretical heads in the inducer on the entire Q-H curve. For the inducer with a straight leading edge (without trimming) and without taking the clearance into account, the active, reverse, and back flow cross-section patterns near the leading edge are presented. It can be seen on these patterns that backflows emerge earlier than they start to affect significantly the main flow parameters. It is shown that the active flow diameters and cross-section areas vary essentially at different distances from the leading edge. The flow pattern immediately at the leading edge differs from an axially symmetrical one.

Keywords: inducer, energy balance, backflows, reverse flow, active flow, theoretical head, flow power