ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ШЕРОХОВАТОСТИ НА РАБОЧИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ СТУПЕНИ ПОГРУЖНОГО НАСОСА

Я. К. Лоханский, В. Е. Петров, А. А. Шейпак



ЛОХАНСКИЙ Ян Константинович

Кандидат технических наук. заведуший кафедрой теплотехники, электротехники, гидравлики и энергетических машин МГИУ. области Специалист экспериментальной В и теоретической гидрогазодинамики, численного моделирования, компьютерных технологий инженерного анализа. Автор более 30 научных работ.



ПЕТРОВ Виктор Евгеньевич

Ассистент кафедры электротехники, теплотехники, гидравлики и энергетических машин МГИУ. Специализируется в области механики жидкости и газа и CFD анализа. Автор и соавтор более 10 печатных работ в области гидродинамики.



ШЕЙПАК Анатолий Александрович

Доктор технических дорредов наук. кафедры теплотехники, электротехники, гидравлики и энергетических машин МГИУ. Академик Российской академии транспорта, профессор и действительный член Международной академии наук Сан-Марино, действительный член Международной академии наук и искусств. Заместитель председателя Научнометодического совета по теплотехнике, член Научно-методического совета по механике и председатель Научно-методической комиссии по гидравлике Министерства образования и науки Российской Федерации. Специалист в области термодинамики и теплотехники, гидравлических и тепловых машин различного назначения. Автор более 200 работ, в том числе трех монографий, учебника, 40 изобретений.

Введение

Теория и практика современного энергетического машиностроения насчитывает уже более ста лет [1]. Благодаря трудам ученых и инженеров создан широчайший спектр конструкций лопастных насосов, применяемых в самых широких областях человеческой дея-

© Я. К. Лоханский, В. Е. Петров, А. А. Шейпак, 2009

тельности. Это и уникальные образцы от микромашин до мощнейших насосов, диаметр рабочего колеса которых составляет несколько метров, и серийно выпускаемые насосы разнообразных конструкций и назначения. Однако в основе методов расчета лопастных насосов, в основном, лежат интегральные полуэмпирические модели, применение которых ограничено рамками рассмотренных в них конструкций, принятых допущений и эмпирических данных.

Соответствие современным требованиям, предъявляемым к промышленным изделиям, как по техническим характеристикам, так и по уровню комфортности, технической и экологической безопасности может быть удовлетворено только на основе детальной информации о распределенных характеристиках и глубокого понимания процессов, протекающих в проектируемых изделиях. Такую возможность «препарирования» процессов обеспечивают компьютерные технологии инженерного анализа, основанные на наиболее полных физических и математических моделях [2]. Реализация таких моделей и их использование для решения промышленных задач на основе методов численного моделирования стали возможными благодаря развитию вычислительной техники, созданию высокопроизводительных вычислительных систем, развитию методов вычислительной механики и появлению на этой основе мощных программных комплексов.

Рабочий тракт насосов представляет собой сложную пространственную область, связанную с неподвижным корпусом, входным и выходным устройствами, спрямляющим аппаратом и вращающимся рабочим колесом. Поверхности элементов проточной части могут обладать различной степенью шероховатости. Например, следствием выполнения требования минимизации затрат на производство погружных насосов для нефтедобычи является максимальное упрощение технологии изготовления их рабочих органов. Это, в частности, сказывается на качестве поверхности элементов рабочего тракта. Таким образом, важным элементом расчетного исследования рабочих характеристик ступеней насоса является необходимость оценки влияния шероховатости поверхности.

В данной статье приведены результаты расчетного исследования влияния шероховатости на рабочие характеристики ступени центробежного насоса, полученные в среде пакета гидрогазодинамического анализа STAR-CD [3]. Некоторые варианты были продублированы расчетами с помощью пакета CFX.

Моделирование турбулентных течений в областях с шероховатыми стенками

При моделировании течений жидкости около твердых стенок в рамках моделей турбулентности для высоких чисел Рейнольдса при «сшивке» параметров внешнего течения с логарифмическим турбулентным пограничным слоем используют двухслойные пристеночные функции вида

$$u^{+} = \begin{cases} y^{+} , y^{+} \leq y_{m}^{+} \\ \frac{1}{\kappa} \ln\left(E y^{+}\right), y^{+} > y_{m}^{+} \end{cases}, \qquad (1)$$

где $u^+ = u/u_{\tau}$ – безразмерная скорость; u – скорость потока; $u_{\tau} = (\tau_w/\rho)^{1/2}$ – динамическая скорость; τ_w – напряжение трения на стенке; ρ – плотность жидкости; $y^+ = \rho C_{\mu}^{1/4} k^{1/2} y / \mu$ – безразмерное расстояние от стенки; $k = \overline{u'_i u'_i}/2$ – кинетическая энергия турбулентных пульсаций; u'_i – пульсационная составляющая *i*-й компоненты скорости; y – расстояние от стенки; μ – динамический коэффициент вязкости; C_{μ} , к, E – эмпирические константы.

Безразмерная координата точки перехода y_m^+ удовлетворяет уравнению

$$y_m^+ - \frac{1}{\kappa} \ln\left(E y_m^+\right) = 0.$$
 (2)

Согласно экспериментальным данным, при формировании разностной сетки в случае анализа турбулентных течений около гладкой стенки при высоких числах Рейнольдса необходимо добиваться того, чтобы центр пристеночных ячеек отстоял от поверхности стенки на расстоянии, соответствующем $y^+ \approx 30-100$.

Эмпирические константы в выражении (1) принимают значения $C_{\mu} = 0,09$; k = 0,42; E = 9,0. Причем, значение последней константы получено для гидравлически гладких труб. Уменьшение значения этой константы будет соответствовать наличию шероховатости. Однако на практике чаще используется другой подход, более детально учитывающий экспериментальные данные о влиянии шероховатости на характеристики пристеночного течения. Для определения профиля скорости используются выражения вида

где *A*, *B*, *C* и *D* – эмпирические константы; $D^+ = \rho C_{\mu}^{1/4} k^{1/2} D / \mu$ и $R^+ = \rho C_{\mu}^{1/4} k^{1/2} y_0 / \mu$ – дополнительные безразмерные параметры.

Здесь используется стандартное значение эмпирического коэффициента $C_{\mu} = 0,009$, принятое в теории турбулентности.

Для поверхности с равномерно-зернистой (однородной и «песочной») шероховатостью (рис. 1) величина смещения δ определяется таким образом, что скорость потока обращается в ноль на расстоянии $y_0 + \delta$ от стенки.



Рис. 1. Поверхность с равномерно-зернистой шероховатостью:

и – скорость потока; δ – величина смещения; y₀ – величина эквивалентной шероховатости

Величина же y_m^+ определяется различными условиями. Так, для шероховатых труб в области квадратичного закона сопротивления линейный участок профиля скорости отсутствует, и $y_m^+ = 0$. Значения констант *A*, *B* и *C* зависят от параметров течения и типа шероховатости. Согласно данным И. Никурадзе [4], для течения в трубах с равномерно-зернистой шероховатостью принимают

$$A = 8,5; B = 0; C = 1; D = 0.$$
 (4)

При формировании расчетной сетки для анализа течений около шероховатых стенок размеры пристеночных ячеек сетки выбирают таким образом, чтобы расстояние до центра ячейки было приблизительно в четыре раза больше высоты эквивалентной шероховатости.

Модельная задача о гидравлическом сопротивлении шероховатых труб

С целью определения достоверности результатов расчетов с использованием приведенных выше соотношений была рассмотрена модельная задача о течении в трубах с различной степенью эквивалентной шероховатости в широком диапазоне чисел Рейнольдса. Для этого течения имеется обширный экспериментальный материал. На основе обработки многочисленных собственных, а также полученных другими авторами опытных данных И. Никурадзе построил известный универсальный график [4].

При установившемся ламинарном режиме течения, когда в трубе формируется квадратичный профиль скорости и выступы шероховатости не оказывают практически никакого влияния на характер пристеночного течения, коэффициент гидравлического трения (коэффициент Дарси) на основном участке трубы определяется законом Пуазейля

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}},\tag{5}$$

где число Рейнольдса определяется как $\text{Re}=\rho u d/\mu$ (по диаметру трубы d и средней скорости течения u).

Для определения зависимости коэффициента Дарси для гидравлически гладких труб при турбулентном режиме течения (когда высота шероховатости значительно меньше толщины вязкого линейного пристеночного слоя) различными исследователями получены отличающиеся по форме выражения, которые хорошо согласуются с экспериментальными данными. Одно из наиболее простых по форме выражений было получено Блазиусом

$$\lambda = \frac{0,316}{\text{Re}^{0,25}}.$$
 (6)

По мере роста числа Рейнольдса (когда высота шероховатости по порядку сравнивается с толщиной вязкого линейного пристеночного слоя) экспериментальные данные для различных значений шероховатости начинают расходиться с кривой, описываемой выражением (6). Причем, чем больше шероховатость, тем меньше значение числа Рейнольдса, при котором наблюдается такое расхождение.

На следующем участке экспериментальных кривых коэффициент Дарси зависит как от числа Рейнольдса, так и от шероховатости. Однако по мере дальнейшего роста числа Рейнольдса, когда высота шероховатости становится существенно больше толщины вязкого линейного пристеночного слоя, сопротивление трубы полностью определяется шероховатостью и оказывается независимой от числа Рейнольдса.

А.Д. Альтшуль получил наиболее удобную для практического использования формулу [5], описывающую зависимость коэффициента Дарси на этом участке, включая автомодельный участок квадратичного закона сопротивления:

$$\lambda = 0.11 \left(\frac{68}{\text{Re}} + \frac{y_0}{d}\right)^{0.23}.$$
 (7)

Для расчетов были выбраны два значения относительной эквивалентной шероховатости $y_0/d = 1/252$ и $y_0/d = 1/30$ при одной величине абсолютной шероховатости у₀ = 0,2 мм. Принятые значения относительной шероховатости достигались за счет выбора различного диаметра труб $d_1 = 0,504$ мм и $d_2 = 6,000$ мм. Длина трубы в первом случае была равной $L_1 = 4$ м, а во втором случае $L_2 = 1$ м, что составляет $L_1/d_1 \approx 80$ и $L_2/d_2 \approx 167$, соответственно. Расчеты проводились для ряда значений числа Рейнольдса В диапазоне $Re = 3.10^3 - 7.10^5$. В качестве рабочей среды рассматривалась вода. Средняя скорость на входе в трубу вычислялась для каждого значения числа Рейнольдса и диаметра трубы.

Параметры сетки выбирались таким образом, чтобы значение y^+ было в диапазоне ~ 30–35. При этом удовлетворялось условие $y_0 \sim 0.25 y_p$, где y_p – расстояние между центром пристеночной ячейки и поверхностью стенки. Ячейки сетки были вытянуты вдоль оси трубы. Сетка состояла из 150–200 тысяч объемных ячеек.

Коэффициент гидравлического трения λ вычислялся по формуле

$$\lambda = \frac{2 \cdot \Delta p \cdot d}{\rho \cdot u^2 \cdot l},\tag{9}$$

где Δp — перепад давления на участке трубы длиной *l*, определяемый при расчете течения.

В расчетах использовалась модель турбулентности для больших чисел Рейнольдса. Для получения более полной информации о характере численного решения расчеты проводились в двух пакетах гидрогазодинамического анализа. Коэффициентам *А*, *В*, *С* и параметру *D* в выражении (3) присваивались значения (4), соответствующие равномерно-зернистой шероховатости.

Для относительной шероховатости $y_0/d = 1/252$ в пакете STAR-CD дополнительно проводились расчеты, в которых задавалась опция гладкой стенки и в соответствии с (1) принималось E = 9,0. Заметим, что если в (3) положить A = 0, то соотношение (3) приводится к виду (1) для гидравлически гладких труб. При этом коэффициент E в выражении (1) определяется как $E = 1/R^+$.

Кроме того, в диапазоне чисел Рейнольдса Re=3000–7000 были проведены расчеты с использованием модели турбулентности для малых чисел Рейнольдса.

Расчетные значения перепада давления Δp и коэффициента потерь на трение λ при различных числах Re для разных значений относительной шероховатости представлены в табл. 1 и 2.

Для этих значений относительной шероховатости получены зависимости коэффициента Дарси от числа Re, представленные графически на рис. 2 и 3, соответственно.

Определение характеристик ступени центробежного насоса с учетом шероховатости рабочих поверхностей

В соответствии с технологией изготовления и требованиями, применяемыми к деталям ступени центробежных погружных насосов (рис. 4, 5), на внутренних поверхностях элементов конструкции допустима абсолютная величина шероховатости до 0,3 мм. Такая величина

Таблица 1

		Star-CD				CFX			
		гладкая	труба;	$y_0 = 0,2$	мм;	$y_0 = 0,2$	2 мм;	$y_0 = 0,$	2 мм;
Po		модель k-ε,		модель k-ε,		модель k-ε,		модель k-ε	
		высокие числа Re		высокие числа Re		низкие числа Re			
		$\Delta p, \Pi a$	λ	$\Delta p, \Pi a$	λ	$\Delta p, \Pi a$	λ	∆р, Па	λ
3000	0,0530	1,184	0,0851	1,2504	0,0899	0,8769	0,063	0,5014	0,036
3500	0,0619	1,468	0,0775	1,5535	0,0820	1,1271	0,060	0,6778	0,036
4000	0,0707	1,767	0,0714	1,8704	0,0756	1,3905	0,056	0,8716	0,035
7000	0,1237	3,796	0,0501	3,9903	0,0527	3,4757	0,046	2,540	0,034
10000	0,1768	6,121	0,0396	6,3475	0,0411	-	-	5,260	0,034
20000	0,3535	15,58	0,0252	16,0087	0,0259	-	-	19,731	0,032
40000	0,7070	52,45	0,0212	63,2103	0,0256	-	-	63,210	0,026
100000	1,7676	273,6	0,0177	394,715	0,0255	-	-	447,84	0,029
200000	3,5352	950,1	0,0154	1578,269	0,0255	-	-	1761	0,028
500000	8,8380	4712	0,0122	9862,9351	0,0255	-	-	10898	0,028
700000	12,732	8510	0,0112	19330,140	0,0255	-	-	21313	0,028

Результаты расчета для относительной шероховатости $y_{d}/d = 1/252$

Таблица 2

		Star-CD		CFX	
Re	и, м/с	<i>y</i> ₀ = 0,2 мм; модель k-є, высокие числа Re		<i>y</i> ₀ = 0, моделт	2 мм; ь k-е
		$\Delta p, \Pi a$	λ	$\Delta p, \Pi a$	λ
3000	0,445	556	0,067	472,256	0,057
3500	0,52	669	0,060	650,289	0,058
4000	0,594	802	0,055	853,133	0,058
7000	1,039	2376	0,053	2610,21	0,058
10000	1,485	4844	0,053	5304,34	0,058
20000	2,970	19328	0,053	20939,6	0,057
40000	5,939	77285	0,053	83042,1	0,057
100000	14,848	482967	0,053	516100	0,056
200000	29,696	1931833	0,053	2058890	0,056
500000	74,239	12073420	0,053	12859300	0,056
700000	103,935	23663559	0,053	25196600	0,056

Результаты расчета для относительной шероховатости $y_d/d = 1/30$



шероховатости может достигаться при литье в песчано-глинистые формы без последующей механической обработки. При изготовлении деталей с использованием порошковой металлургии величина шероховатости несколько меньше и зависит от типа используемого порошка.

Для анализа влияния шероховатости на гидродинамику проточной части ступени центробежного насоса применялась созданная ранее расчетная сетка [6]. Ее размерность составляла 250 млн контрольных объемов (рис. 6). Расчет проводился полностью в соответствии с алгоритмом, описанным в работе [6], однако использовались модифицированные пристеночные функции для учета шероховатости стенок, описанные ранее. Моделирование проводилось для двух значений относительной шероховатости $-y_0/D_{1np}=1/228 \text{ и } y_0/D_{1np}=1/114$, $(D_{1np} - приведенный диаметр рабочего колеса на входе):$

$$D_{1 \pi p} = \sqrt{D_1^2 - D_{BT}^2}$$
, (9)
иаметр входа в рабочее колесо: $D_{-\pi}$ иа-

где D_1 – диаметр входа в рабочее колесо; $D_{\rm BT}$ – диаметр втулки рабочего колеса.

Рис. 3. Зависимость коэффициента Дарси от числа Рейнольдса при y₀/d = 1/30: 1 – ламинарный режим; 2 – турбулентный режим;

– эксперименты Никурадзе; – расчет для шероховатой стенки при больших числах Re;
 – расчет для шероховатой стенки в среде CFX при больших числах Re

Рис. 4. Рабочее колесо насоса

Рис. 5. Спрямляющий аппарат насоса

Рис. 6. Общий вид разностной сетки проточной части ступени

Кроме того, было проведено исследование влияния шероховатости отдельных элементов, для случаев, когда шероховатыми являются:

- все поверхности деталей;
- только внутренние поверхности рабочего колеса;
- только внутренние поверхности спрямляющего аппарата.

Ввиду большой сложности проведения механической обработки внутренних поверхностей рабочего колеса и спрямляющего аппарата для организации технологического процесса будет весьма полезна информация о необходимости улучшения качества их обработки.

Первая серия расчетов была выполнена для случая, когда шероховатыми являются все поверхности ступени насоса, соприкасающиеся с жидкостью. В табл. 3 представлены результаты расчета для одной ступени насоса при расходах от 10 до 50 м³/сут. в безразмерном виде. Нормировка для подачи проводилась по зависимости:

$$\overline{Q} = \frac{\sqrt[3]{\frac{Q}{n}}}{D_{\text{lup}}},$$
(10)

где Q – подача насоса, м³/с; n – скорость вращения, об/с.

Рис. 7. Расчетная напорная (нормированная) характеристика ступени при различных значениях шероховатости стенок рабочего тракта: 1 - гладкие стенки, 2 - у./D, =1/228.

$$3 - y_0 / D_{1m} = 1/114$$

Для нормировки напора использовалось выражение:

$$\bar{H} = \frac{H}{(\pi D_2 n/60)^2/2g},$$
 (11)

где H – напор насоса, м; D_2 – диаметр рабочего колеса на выходе, м; $\pi D_2 n/60 = u_2$ – переносная (окружная) скорость, м/с.

Соответствующие напорные характеристики приведены на рис. 7. Потери напора (в процентах), связанные с шероховатостью, показаны на рис. 8, где приведены зависимости для значений напора, отнесенного к напору, реализующемуся в случае гидравлически гладких стенок. Графики показывают, что гидравлические потери, связанные с шероховатостью, возрастают с увеличением подачи через ступень насоса. Например, уменьшение напора при номинальном расходе 35 м³/сут. ($\overline{Q} = 0,23$) для ступени с шероховатыми стенками достигает ~4,5% при относительной шероховатости $y_0/D_{1mp} = 1/228$ и ~7,0% при $y_0/D_{1mp} = 1/114$.

Вторая серия расчетов была выполнена для отдельных случаев, когда шероховатость присутствует:

- только на стенках рабочего колеса;
- только на стенках спрямляющего аппарата;
- на поверхности рабочего колеса и спрямляю-

Таблица 3

Влияние шероховатости на величину относительного напора

	Относительный напор при различных значениях шероховатости				
Расход,	гладкие	$y_0/d = 1/228$	$y_0/d = 1/114$		
м ³ /сут.	стенки	для всех стенок	для всех стенок		
0,15	0,90	0,87	0,86		
0,19	0,91	0,88	0,86		
0,21	0,92	0,88	0,86		
0,23	0,92	0,88	0,85		
0,24	0,91	0,87	0,84		
0,25	0,88	0,83	0,79		

Рис. 8. Отношение напора ступени с шероховатыми стенками рабочего тракта к напору для гладких стенок: 1 - гладкие стенки; 2 - y₀ /D_{Inp} =1/228; 3 - y₀ /D_{Inp}=1/114

щего аппарата.

Остальные поверхности проточной части считались гладкими, и для них использовались стандартные пристеночные функции. Расчеты проводились для одного значения относительной шероховатости $y_0/D_{inp} = 1/114$.

Анализ данных, приведенных в табл. 4, показывает, что основной вклад в потери вносит шероховатость поверхностей спрямляющего аппарата. Ее влияние заметно больше, чем влияние шероховатости поверхности рабочего колеса.

Наглядную иллюстрацию соотношения потерь напора в зависимости от качества поверхности различных узлов дают зависимости, приведенные на рис. 9 и 10. Из анализа этих зависимостей видно, что, например, при номинальной подаче (Q=35 м³/сут., $\bar{Q}=0,23$) для модели, в которой шероховатыми являются только поверхности спрямляющего аппарата, потери напора составляют ~3,5%. В то же время, для модели, где шероховатыми являются поверхности рабочего колеса, потери достигают всего ~0,5%. Таким образом, суммарные потери на рабочем колесе и спрямляющем аппарате составляют ~4%. Сравнивая эти результаты с дан-

Рис. 9. Расчетные напорные (нормированные) характеристики ступени при шероховатости на разных узлах: 1 - гладкие стенки;

 $2 - y_0/D_{Inp} = 1/114$ только для рабочего колеса; $3 - y_0/D_{Inp} = 1/114$ только для спрямляющего аппарата, $4 - y_0/D_{Inp} = 1/114$ для рабочего колеса и спрямляющего аппарата

при шероховатости на разных узлах к напору на ступени с гладкими стенками:

1 - гладкие стенки; 2 - $y_0/D_{lnp}=1/114$ только для рабочего колеса; 3 - $y_0/D_{lnp}=1/114$ только для спрямляющего аппарата; 4 - $y_0/D_{lnp}=1/114$ для рабочего колеса и спрямляющего аппарата

ными, приведенными ранее для случая шероховатости всех стенок рабочего тракта, можно сделать вывод, что при номинальной подаче для $y_0/D_{1np} = 1/114$ потери, вызванные шероховатостью на стенках остальных каналов рабочего тракта, составляют около ~3%.

Влияние реальной шероховатости каналов

Таблица	4
---------	---

	Нормированный напор при различных значениях шероховатости					
Расход, м ³ /сут.	гладкие стенки	<i>y</i> ₀ / <i>D</i> _{1пр} = 1/114 только для рабочего колеса	$y_0/D_{1np} = 1/114$ для рабочего колеса и спрямляющего аппарата	$y_0/D_{1 mp} = 1/114$ только для спрямляющего аппарата		
0,15	0,90	0,89	0,88	0,88		
0,19	0,91	0,91	0,88	0,89		
0,21	0,92	0,91	0,88	0,89		
0,23	0,92	0,91	0,88	0,88		
0,24	0,91	0,91	0,86	0,87		
0,25	0,88	0,88	0,82	0,83		

Влияние шероховатости на различных элементах проточной части

проточной части при определении гидравлических потерь учитывалось ранее с помощью эмпирических и полуэмпирических зависимостей [7, 8]. А.А. Ломакин [7] предложил формулу для гидравлического кпд η_{r} в зависимости от приведенного диаметра входа в предположении постоянной величины абсолютной эквивалентной шероховатости. Эта зависимость дает значение η_г для оптимального режима работы, который для насосов больших размеров практически совпадает с режимом максимального полного кпд. При этом использовались экспериментальные данные для насосов, изготовленных литьем в земляные формы с абсолютной шероховатостью порядка 1-2 мм. Результаты, приведенные в работе [8], относятся к насосам очень малой шероховатости – порядка 0,01 мм.

Для согласования с нашими данными зависимость А.А. Ломакина была пересчитана в виде:

$$\overline{\eta}_{\Gamma} = f(D_{1\pi p}); \qquad (12)$$

$$\overline{\eta}_{\Gamma} = \frac{\eta_{\text{mep}}}{\eta_{\text{гидр гл}}},$$
(13)

где $\eta_{\text{шир}}$ – кпд для шероховатой стенки, $\eta_{\text{гидр. гл.}}$ – кпд для гидравлически гладкой стенки. По формулам А.А. Ломакина уменьшение диаметра $D_{1\text{пр}}$ с 200 до 100 мм дает изменение $\overline{\eta}_{\Gamma}$ от 0,94 до 0,92. По результатам нашего эксперимента, изменение $\overline{\eta}_{\Gamma}$ составило 0,93–0,96. Различие находится в пределах точности измерений.

Заключение

Впервые показана возможность оценки влияния величины шероховатости отдельных элементов проточной части насоса на величину гидравлических потерь. В рассмотренной конструкции потери в рабочем колесе заметно меньше, чем в отводящей части спрямляющего аппарата.

По результатам оценок, проведенных на модельной задаче о течении в трубе с учетом

шероховатости, приведенные данные о потерях лежат в возможных пределах ошибок эксперимента.

Кроме того, был установлен следующий факт. В центробежных насосах обычно используют рабочие колеса с лопатками, загнутыми назад (выходной угол установки лопатки рабочего колеса $\beta_2 < 90^\circ$). Поэтому увеличение шероховатости вызывает сдвиг режима максимального гидравлического кпд η_{Γ} в сторону меньших значений подач насоса. Этот результат позволяет уточнить размеры отводящего устройства.

Список литературы

- Шейпак А.А. История науки и техники: Энергомашиностроение: Учеб. пособ. – М.: МГИУ, 2007. – 212 с.
- Лоханский Я.К. Компьютерные технологии инженерного анализа в промышленности и проблемы подготовки кадров // Машиностроение и инженерное образование. 2005. № 4. С. 71–83.
- Methodology. STAR-CD Version 3.26. London: Computational Dynamics Ltd, 2004. – 244 p.
- Schlichting, H. Boundary Layer Theory. 6th ed. – New York: McGraw-Hill, 1968. – 744 p.
- Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод: Учебник. Ч. 1. Основы механики жидкости и газа. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: МГИУ, 2006. – 268 с.
- Стационарный расчет рабочих процессов в сборке из ступеней центробежного погружного насоса. Отчет № 4725. НИИ Механики МГУ им. М.В. Ломоносова. – М., 2004. – 54 с.
- Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. – Л.: Машиностроение, 1966. – 364 с.
- Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод: Учебник. Ч. 2. Гидравлические машины и гидропневмопривод. – М.: МГИУ, 2007. – 352 с.