

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ С ПОЛУОТКРЫТЫМ РАБОЧИМ КОЛЕСОМ*

На основе теоретического анализа обтекания каналов полуоткрытого рабочего колеса в боковой пазухе насоса и приведенных экспериментальных исследований получены данные по совершенствованию энергетических параметров центробежных насосов с полуоткрытым рабочим колесом.

Ключевые слова: выравнивающий элемент, КПД, напор, насос, рабочее колесо.

Центробежные высокооборотные насосы (ЦВН) при угловой скорости ротора ω до 1 000 рад/с широко используются в составе турбонасосных агрегатов жидкостных ракетных двигателей малой тяги и энергоустановок летательных аппаратов, что обусловливается широким диапазоном изменения их режимных параметров. Например, при угловой скорости от 3 000 до 10 000 рад/с значение \dot{V}/ω достигает величин менее 10^{-7} м^3 при числе $Re_\omega > 10^5$. Снижение подачи \dot{V} в таких насосах, наряду с повышением угловой скорости ротора, приводит к уменьшению \dot{V}/ω обычно меньше значения $(\dot{V}/\omega) = 1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$, предельно допустимого для центробежных насосов с закрытым рабочим колесом (РК) [1], поэтому широко используются ЦВН с полуоткрытым и открытым рабочим колесом.

Для различных соотношений ширины b и высоты h канала $b/h = 3; 2; 1; 0,65$ М. Ван-Дайком были представлены картины визуализации течений при обтекании прямоугольной впадины [2]. По мере уменьшения ширины впадины под первичным вихрем начинает расти вторичный. При стремлении к нулю отношения ширины к высоте образуется бесконечная последовательность вихрей, причем каждый из них слабее своего предшественника. С целью уточнения основных особенностей гидродинамики в каналах полуоткрытого РК проведен ряд экспериментов, в том числе и по визуализации течения в таких колесах. При испытании в широком диапазоне изменения расходных параметров насоса ($\dot{V} = 0 \dots 1,5 \dot{V}_{\text{ном}}$) и изменении осевого зазора от 0,5 до 3 мм получено, что для различных радиусов РК соблюдается постоянство отношения радиальной составляющей скорости $v_r/U = \varphi_R$. Это дает основание выразить скорость радиального течения в осевом зазоре от периферии РК в окружном направлении в виде

$$v_r = U\varphi_R = UK_R\varphi_\Lambda, \quad (1)$$

где K_R – экспериментальная константа, $K_R = 0,45$.

На основании исследований по визуализации потока и измерению гидродинамических параметров потока в зазоре между вращающимся РК с открытыми торцами лопаток и гладким корпусом можно представить модель струйно-вихревого обтекания каналов РК (рис. 1). Поток жидкости в межлопаточном канале такого РК подвергается непосредственному силовому воздействию лопаток. Жидкость в осевом зазоре a_1 закручивается за счет сил трения и проскальзывает относительно торцов лопаток

РК. Таким образом, на одном и том же радиусе частицы жидкости в канале и осевом зазоре движутся с различной окружной скоростью, что приводит к относительному их перемещению в радиальном и осевом направлениях.

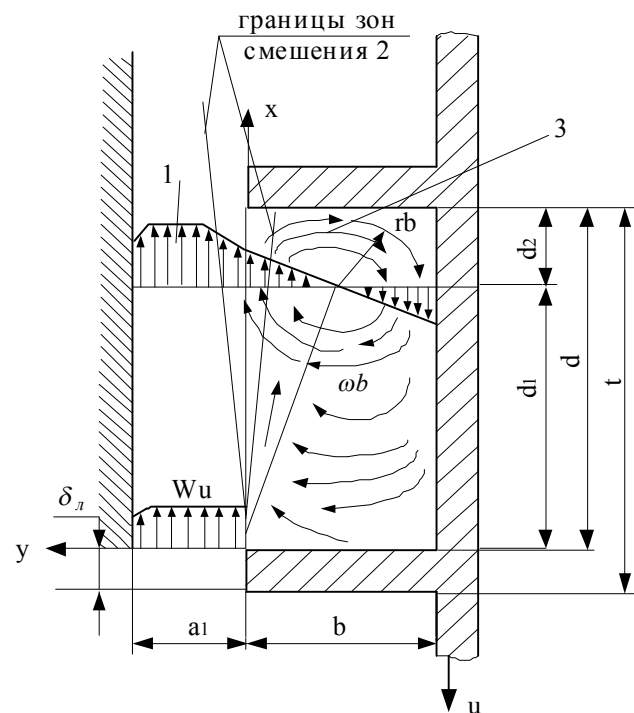


Рис. 1. Схема взаимодействия набегающего потока осевого зазора и потока в каналах колеса насоса:

- 1 – зона циркуляционного течения в канале колеса;
- 2 – зона набегающего потока осевого зазора;
- 3 – границы зоны смешения

Следовательно, как на входном участке РК с полуоткрытыми лопатками, так и по его радиусу не вся проточная часть каналов колеса заполнена потоком.

В окружном направлении движение потока жидкости в зазоре a_1 , относительно лопаток, приводит к образованию в каналах РК циркуляционной зоны, как следствие обтекания потоком впадин. Известно, что при течении жидкости в канале за плохо обтекаемым телом (в нашем случае лопатки ЦН) возникают отрывные течения, которые характеризуются образованием обратных токов и вихрей. Этот процесс в большей мере определяется отношением ширины лопатки b к расстоянию между ними

*Работа выполнена при поддержке грантов: АВИЦП РНП ВШ № 2.1.2/802, Президента РФ № МК – 1826.2008.8

$d = t - \delta_A$, толщиной пограничного слоя на стенке перед каналом и относительной высотой канала. Взаимодействие между струей и жидкостью в канале РК приводит к появлению циркуляционного течения в канале за лопаткой. В сечении при $y = 0$ поток, за счет его поджатия в осевом зазоре a_1 , равномерен и вследствие автотурбулентности турбулентных струй [3] параметры циркуляционной зоны не зависят от числа Re. Тогда для зоны смещения 2 значение относительной скорости потока выразится в виде

$$W_U = (U - U_{ж}) = U(1 - \bar{\omega}_{ж}). \quad (2)$$

Используя основные закономерности для свободных плоских струй с учетом известных опытов о деформации любого неравномерного профиля в струйный на очень малом расстоянии от кромки лопатки, получим границы для различных зон течения при обтекании межлопаточного канала конечной длины.

Для симметричной (относительно оси X) границы зоны смещения 2, разделяющей течение в канале от потока в зазоре a_1 , положение ее можно определить по выражению [3]

$$y = \pm 0,8829 x. \quad (3)$$

Сравнение полученных распределения давления с учетом визуализации течений в неподвижной впадине и во вращающихся каналах полуоткрытого РК дает основание полагать, что в каналах имеет место интенсивное вихревое течение с осью вихря, направленной по радиусу РК и со смещением вихря к напорной стороне лопатки. Циркуляционную зону в канале полуоткрытого РК (см. рис. 1) условно разделим на две области: интенсивного вращательного движения по окружности с радиусом r_b и циркуляционного по траекториям эллиптического характера. Величина радиуса вихревой зоны с учетом выражения (3) будет равна:

$$r_b = 0,519(b - 0,08829d). \quad (4)$$

Одной из характеристик вихревой зоны является соотношение окружной скорости и скорости набегающего потока W_u на внешней границе зоны вихря:

$$W_b = \frac{W_b}{W_u} = f\left(\frac{b}{a}\right).$$

Анализ специальных опытов работ [3; 4; 5] по определению расчетного значения \bar{W}_a дает основание принять его для наших исследований равным 0,3. Такое же значение \bar{W}_a приведено в ряде работ для неподвижного канала. Тогда выражение для угловой скорости вращения вихря в каналах РК на радиусе R с учетом принятого значения $\bar{W}_a = 0,3$ и зависимости (2) запишется в виде

$$\omega_b = \frac{\bar{W}_b(1 - \bar{\omega}_{ж})\omega R}{r_b} = \frac{\bar{W}_b(1 - \bar{\omega}_{ж})\omega R}{0,519(b - 0,08829d)}. \quad (5)$$

Экспериментальные данные в целом подтверждают принятую модель расчета каналов полуоткрытого РК в виде струйно-вихревого трехзонного течения, что позволяет провести расчет его геометрических параметров.

На размеры канала РК определяющее влияние оказывают параметры зоны смещения и вихревого течения. На основании опытов работ [2; 3; 4] следует отметить, что при обтекании квадратного канала $b/d = 1$ имеется один устойчивый вихрь, вращающийся почти как твердое тело.

При дальнейшем увеличении глубины канала до $b/d = 2$ наблюдаются две вихревые ячейки, расположенные одна над другой и имеющие противоположное направление вращения. С целью минимизации гидравлических потерь в каналах РК МН недопустимо многовихревое течение как по глубине, так и ширине канала.

Известно, что неравномерно набегающий поток, проходя через препятствие, распределенное по сечению канала, выравнивает свою скорость [6]. В сопротивлении, расположенном по фронту набегающего потока, жидкость растекается по препятствию и одновременно пересекает его через проходное сечение, создавая эффект односторонней проницаемости. Это положение было принято за основу для улучшения характеристик насосов. В качестве основного конструктивного материала выравнивающего элемента (ВЭ) использовали сетку из металлической проволоки, имеющей высокие механические свойства. Степень выравнивающего действия плоской тонкостенной решетки зависит от ее коэффициента сопротивления

$$\xi = \frac{2\Delta P}{\rho W^2}. \quad (6)$$

С ростом ξ увеличивается степень растекания среды по фронту. Поток с неравномерным полем скоростей до решетки становится более равномерным после нее при $\xi = 1,5 \dots 2,5$. С дальнейшим возрастанием коэффициента сопротивления профиль скорости за ВЭ становится «обратным» и минимум скорости расположен там, где перед решеткой скорость максимальна. Для ВЭ в виде металлической сетки с диаметром проволоки δ при $Re = \frac{W_o \delta}{\nu} > 10^3$ коэффициент сопротивления выражается зависимостью [6], получим следующее:

$$\xi = 1,3(1 - \bar{f}) + \left(\frac{1}{\bar{f}} - 1\right)^2, \quad (7)$$

где $\bar{f} = \frac{\sum F_{отв}}{F}$ – коэффициент проходного сечения сетки.

Для потока при числе $Re = 100 \dots 10^3$ коэффициент сопротивления оценивается по выражению (7) с поправкой $K_{Re} = 0,95$ [6].

Тогда

$$\xi = K_{Re} \left[1,3(1 - \bar{f}) + \left(\frac{1}{\bar{f}} - 1\right)^2 \right]. \quad (8)$$

Один из реальных путей повышения удельной мощности насоса состоит в совершенствовании процессов передачи энергии потоку жидкости в проточной части насоса, что реализуется установкой в его полостях выравнивающих элементов (ВЭ) в виде перфорированных решеток и сеток. Следует отметить широкое применение ВЭ при стабилизации потоков в неподвижных каналах и подробное исследование их взаимодействия на поток в части выравнивания поля скоростей, давлений и устранения колебаний в трубопроводах.

Для насосов с удельной подачей $\dot{V} / \omega = (1 \dots 5) \cdot 10^{-7} \text{ м}^3$ по приведенной методике рассчитаны оптимальные параметры сетки с коэффициентом проходного сечения $\bar{f} = 0,4 \dots 0,56$. Результаты сравнительных испытаний

насосов с РК без сетки и с сеткой ($\bar{f} = 0,5$) на выходе представлены на рис. 2. За счет выравнивания структуры потока напор насоса увеличивается на 15...20%. У высокооборотных насосов неравномерность потока выше и такая конструкция обеспечивает увеличение напора до 30%. Наличие сетки в области на входе в РК приводит к улучшению кавитационных характеристик насосов. Установка ВЭ уменьшает неравномерность поля скоростей жидкости за колесом, снижает отклонения потока жидкости от направления лопаток на выходе из РК и пульсаций давления.

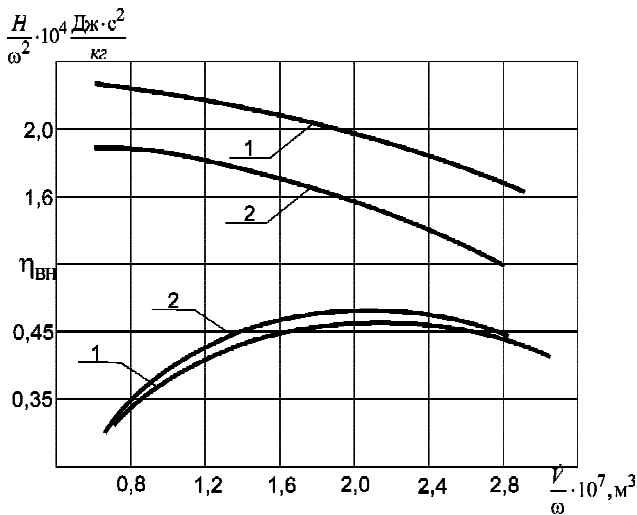


Рис. 2. Энергетические характеристики насоса: 1 – колесо с сеткой на выходе ($\bar{f} = 0,5$); 2 – колесо без сетки

Анализ структуры течения в каналах РК и боковой пазухе полуоткрытых и открытых РК центробежных МН, с учетом расчетных зависимостей (2)–(5) по оценке параметров вихревых зон и обратных течений позволяют рассчитать необходимые геометрические размеры ВЭ для постановки их вместо покрывного диска. Для оценки эффективности покрывных дисков различной проницае-

мости $\bar{f} = 0...1$ (рис. 3, а и б) испытан ряд насосов ($n_s = 40$) с РК одинакового наружного диаметра $D_2 = 41$ мм. В процессе исследований меняли покрывные диски, изготовленные из металлических сеток с различным коэффициентом проходного сечения и оценивали изменение параметров насоса по напору и КПД.

При постановке ВЭ на наружном или промежуточном диаметре РК максимум КПД смещается в сторону меньших расходов, что позволяет настраивать характеристику насоса. Сравнение энергетических характеристик насосов позволяет выбрать конструкцию РК с учетом требований к системе подачи. С целью улучшения энергетических характеристик насосов путем выравнивания поля скоростей потока на выходе из РК, ВЭ выполнялись с переменным коэффициентом живого сечения по шагу канала РК, увеличивающимся от тыльной к напорной стороне соседней лопатки (рис. 3, в). Результаты испытаний модельных МН показали повышение напора насоса до 20% при смещении в область меньшего расхода точки наибольшего КПД без изменения его величины.

Зависимость прироста создаваемого колесом напора и КПД от коэффициента живого сечения пронизываемого диска по сравнению с колесом без покрывного диска $\bar{f} = 1$ изображена на рис. 4. Наибольший прирост отмечен у колеса со сплошным диском $\bar{f} = 0$. Колесо без диска $\bar{f} = 1$ имеет и максимальный прирост по КПД, который составил 4% на режиме $\bar{V} = 1$ и 2% при $\bar{V} = 0,5$ (рис. 4).

Наибольший КПД и напор, создаваемый колесом с диском $\bar{f} = 0$, объясняются полным разделением потоков в полости колеса и боковой пазухе и ликвидацией перетечек, а также взаимодействия между потоками. Колесо с диском $\bar{f} = 0,2$ несколько уступает по КПД и создаваемому напору колеса с диском $\bar{f} = 0$, но имеет на 30...40% меньше осевую силу.

Распределение давления и величина коэффициента закрутки жидкости Φ в пазухе насоса зависят от коэффициента сопротивления и коэффициента живого сечения пронизываемого диска и изменяется от $\varphi = 0,5$ – для сплош-

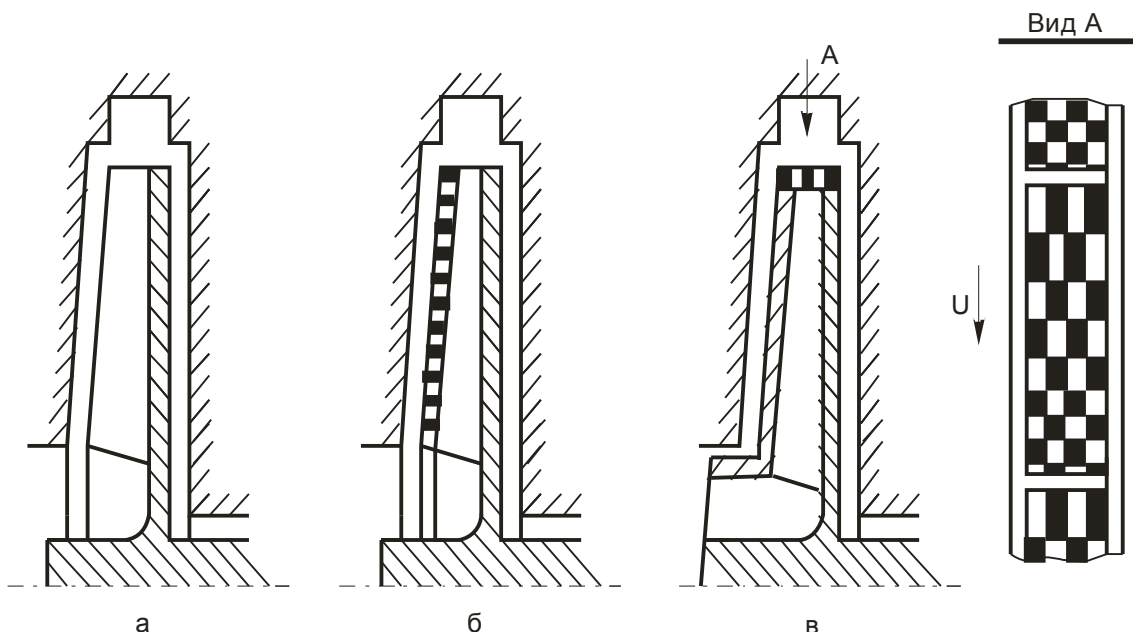


Рис. 3. Типы испытанных рабочих колес

ного покрывного диска, до $\varphi = 0,9$ – при отсутствии покрывного диска.

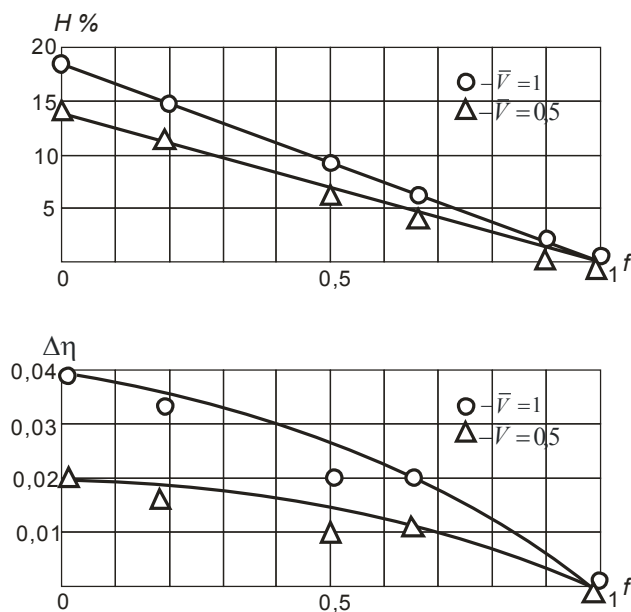


Рис. 4. Влияние проницаемости диска на характеристики насоса

M. V. Kraev, E. M. Kraeva

POWER PARAMETERS' IMPROVEMENTS FOR CENTRIFUGAL PUMPS WITH A SEMI OPEN-TYPE IMPELLER

Data for power parameters' improvement for centrifugal pumps with semi open-type impeller was acquired. It is based on the theoretical analysis of canal flows with a semi open-type impeller in the pump side spacing and information collected experimentally.

Keywords: compensating element, coefficient of efficiency, head, pump, impeller.

© Краев М. В., Краева Е. М., 2009

UDC 621.675-181.4:629.78

E. M. Kraeva

ON CALCULATION OF MOMENT OF RESISTANCE IN CANALS OF LOW-RATE CENTRIFUGAL PUMPS*

In our calculations we make use of the system of equations for turbulent boundary-layer pulses in projections onto the cylindrical coordinate axes. We have performed transformations and integration of equations in the presence of accepted assumptions on the flow core motion pattern and compared the theoretical results with the empirical data.

Keywords: moment of resistance, high-speed, low-rate, centrifugal pump.

High-speed low-rate centrifugal pumps with rotor angular velocity ω of up to 10000 rad/s have a wide use in the turbo-

pump units of liquid-propellant engines of low traction and aircraft energy installation. They have wide range of

This research is sponsored by state grant MK-1826.2008.8 and state program «Scientific Potential of Higher Institutes of Education Development» № 2.1.2/802.