

ИССЛЕДОВАНИЕ ВИХРЕВЫХ ТУРБУЛЕНТНЫХ ПОТОКОВ В ПОЛЕ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ СИЛ*

Рассмотрены особенности проточной части высокооборотного центробежного насоса с полуоткрытым рабочим колесом. Получены зависимости по расчету основных параметров вихревого турбулентного потока в поле центробежных сил полуоткрытого рабочего колеса насоса.

Ключевые слова: центробежное колесо, турбулентность, вихревой поток, диаметр, ширина канала.

В центробежных РК полуоткрытого и открытого типов существует неравномерность потока и вихревое взаимодействие по радиусу основных потоков жидкости и в боковой пазухе насоса [1]. Лопатки передают энергию потоку жидкости, часть которого в боковой пазухе движется с отставанием от основного. В результате образуется течение как в канале за плохообтекаемым телом, характеризующееся возникновением возвратных токов и вихрей [2]. Этот процесс определяется отношением ширины к длине канала, толщиной пограничного слоя на стенках и относительной высотой лопатки. Взаимодействие потоков в пазухе и в каналах приводит к появлению циркуляционного течения в зоне за выступом. Схема взаимодействия между набегающим потоком боковой пазухи насоса и в каналах РК насоса приведена на рис. 1.

С целью уточнения основных особенностей гидродинамики в каналах полуоткрытого высокооборотного центробежного рабочего колеса (РК) проведен ряд экспериментов, в том числе и по визуализации течения в таких РК (рис. 1).

Фотографирование наклеенных флюгерков на стенке между корпусом и открытыми лопатками РК при испытании в широком диапазоне изменения режимных параметров центробежного насоса ($\dot{V} = 0 \dots 1,5 \dot{V}_{\text{ном}}$) и изменении осевого зазора от 0,5 до 3 мм показало, что для различных радиусов соблюдается постоянство отношения радиальной составляющей скорости v_R от окружной $v_R/U = \varphi_R$. Это дает основание выразить скорость радиального течения в осевом зазоре от периферии РК к центру, с учетом коэффициента скольжения потока φ_n в окружном направлении относительно РК, в виде

$$v_R = U\varphi_R = UK_R\varphi_n, \quad (1)$$

где K_R – экспериментальная константа, $K_R = 0,45$; φ_n – коэффициент закрутки потока в окружном направлении,

$$\varphi_n = \frac{U_{\text{ж}}}{U}.$$

На основании исследований по визуализации потока данных работы [2] и измерения его параметров в зазоре между вращающимся РК с открытыми торцами лопаток и гладким корпусом можно представить модель струйно-вихревого обтекания каналов РК. 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 торцев лопаток РК. Следовательно, на одном и том же радиусе частицы жидкости в канале и осевом зазоре a_1 движутся с различной окружной скоростью, что приводит к их относительному перемещению в радиальном и осевом направлениях.

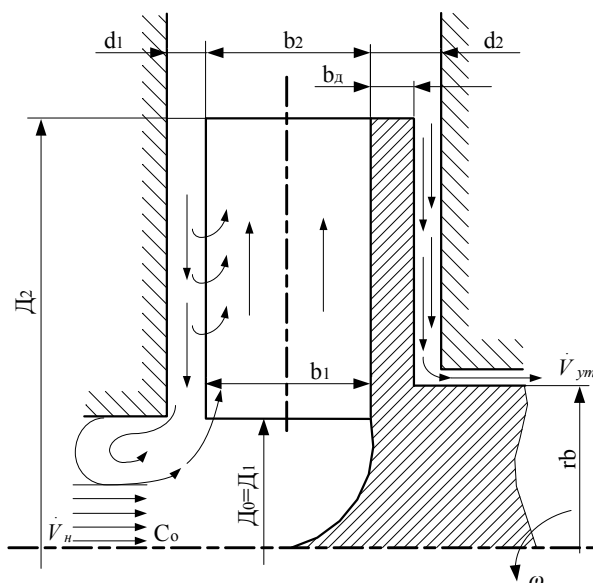


Рис. 1. Схема проточной части полуоткрытого РК высокооборотного насоса

Таким образом, как на входном участке РК с полуоткрытыми лопатками, так и по его радиусу не вся проточная часть каналов колеса заполнена потоком, движущимся от входа в рабочее колесо до выхода. Частично она заполнена потоком обратного течения. Закрученные в сторону вращения РК обратные токи перетекают в соседний канал на меньший радиус и увлекаются обратно в проточную часть. При этом образуется вихревая зона, жидкость в которой не участвует в расходном течении через насос. С увеличением подачи через насос при $\omega = \text{const}$, параметры вихревой зоны снижаются, что выражается уменьшением радиальной закрутки потока.

В окружном направлении движение потока жидкости в зазоре a_1 относительно лопаток приводит к образованию в каналах РК циркуляционной зоны вследствие обтекания потоком впадин (рис. 2). Известно, что при течении жидкости в канале за плохо обтекаемым телом (в нашем случае – лопатки) возникают отрывные течения, которые

*Работа выполнена при финансовой поддержке грантов ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009–2013 гг., ГК № П231 от 23.04.2010 г. и АВЦП РНП ВШ № 2.1.2/802.

характеризуются образованием обратных токов и вихрей. Этот процесс в большей мере определяется отношением ширины лопатки b к расстоянию между ними $d = t - \delta_n$, толщиной пограничного слоя на стенке перед каналом и относительной высотой канала. Взаимодействие между струей и жидкостью в каналах 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 автомодельности турбулентных струй параметры циркуляционной зоны не зависят от числа Re [2]. Тогда для зоны смешения 2 положение ее границы относительно оси X запишем в виде

$$\frac{dy}{dx} = \pm C \frac{W_U - W_H}{W_U + W_H}, \quad (2)$$

где C – опытный коэффициент, $C = 0,22 \dots 0,27$ [1].

Значение W_U находится по формуле

$$W_U = (U - U_{ж}) = U(1 - \varphi_n). \quad (3)$$

Используя основные закономерности для свободных плоских струй [2], с учетом известных опытов о деформации любого неравномерного профиля и его перехода 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 смешения 2, разделяющей течение в канале от потока в зазоре a_1 , положение ее можно определить по выражению [3]

$$y = \pm 0,08829x. \quad (4)$$

Для исследования полей давлений было спроектировано специальное приспособление, позволившее выяснить картину течения жидкости в каналах РК и измерить распределения давления по стенкам канала. Модель течения в канале и схема замера распределения давления по стенкам канала РК представлены на рис. 3 и 4. Канал РК дренировался отверстиями Ш 0,8 мм на трех различных радиусах. На каждом радиусе выполнялось пять отверстий, соединяющих внутреннюю полость канала с полостью отбора давления 1. Отбор давления осуществлялся через неподвижную стенку 2 на образцовый манометр p_i с ценой деления 0,0016 МПа, что позволило фиксировать незначительное изменение давления. Полость отбора давления герметизировалась контактными кольцами 3, которые прижимались к поверхности РК пружинами 4. Контактные поверхности тщательно полировались и перед каждой серией испытаний прирабатывались до полной герметичности полости отбора давления. Измерение давления p_i в каждой точке канала РК производилось последовательно. При замере в одной точке остальные четыре заглушались заливкой отверстий расплавленной канифолью. В эксперименте все условия работы выдерживались постоянными, что контролировалось по показанию манометра p_a , измеряющего давление на том же радиусе в осевом зазоре a .

Испытания были проведены при угловой скорости вращения РК $\omega = 310$ рад/с.

Анализ полученных данных дает основание считать, что в каналах РК имеет место интенсивный вихрь с осью

в радиальном направлении, смещенный к напорной стороне лопатки. В относительном движении величина скорости, с которой жидкость обтекает каналы, может быть определена $W = (U - U_{ж}) = U(1 - \varphi_n)$.

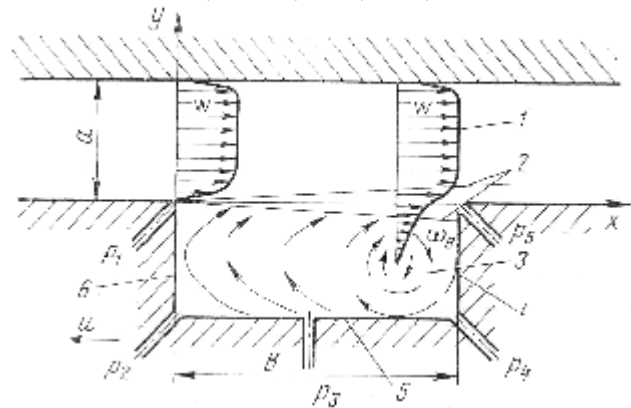


Рис. 2. Модель турбулентного обтекания и схема измерения давления по стенкам канала РК: 1 – зона 1; 2 – границы зоны смешения 2; 3 – зона 3; 4 – передняя стенка; 5 – дно; 6 – задняя стенка

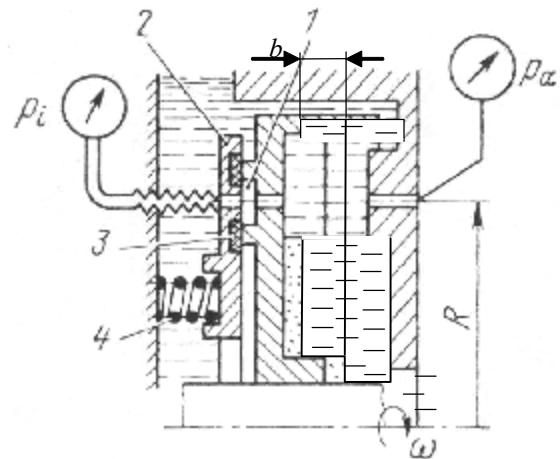


Рис. 3. Схема замера распределения давления по стенкам канала РК: 1 – полость отбора давления; 2 – стенка уплотнения; 3 – уплотнительное кольцо; 4 – пружина

На основании экспериментальных данных по распределению давлений в различных точках канала вращающегося РК был построен график распределения давлений вдоль стенок канала (рис. 4). Там же нанесены экспериментальные данные для неподвижной впадины из работы [3]. Из сравнения полученных распределений давлений с учетом визуализации течений в неподвижной и во вращающихся каналах можно полагать, что в каналах РК имеет место интенсивное вихревое течение с осью вихря, направленной по радиусу РК.

Циркуляционную зону в канале РК можно условно разделить на две области: интенсивного вращательного движения по окружности с радиусом r_b , и циркуляционного движения жидкости по траекториям эллиптического характера (см. рис. 2). На основании изложенного выше с учетом уравнения (4) величина радиуса вихревой зоны интенсивного вращательного движения определится по выражению

$$r_b = 0,519(b - 0,08829b). \quad (5)$$

Одной из характеристик вихревой зоны является соотношение окружной скорости и скорости набегающего потока W_u на внешней границе зоны вихря $\bar{W}_b = \frac{W_b}{W_u} = f\left(\frac{B}{a}\right)$.

Аналитический расчет величины \bar{W}_b по данным [2] для каналов РК дает $\bar{W}_b = 0,22$. Однако, экспериментальные данные, представленные в той же работе, говорят о существенном отличии расчетного значения \bar{W}_b от опытного в сторону увеличения последнего. По мнению Г. Н. Абрамовича, это связано с влиянием пограничных слоев.

При испытании гидромолоты на воде [4] отмечались ярко выраженные вихревые структуры во впадинах вращающегося цилиндра. Расчетное значение \bar{W}_b по данным работы [4] дает основание принять его для нашего исследования равным 0,3.

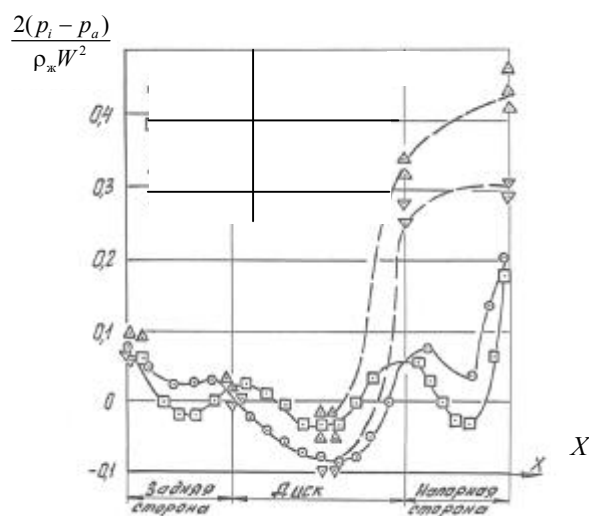


Рис. 4. Типичные картины распределения давления по каналу полуоткрытого РК:

□, ○ – для неподвижной впадины [3] (○ – $b/d = 0,5$; □ – $b/d = 1,0$); ▲, ▼ – по опытам вращающегося РК на разных радиусах (▲ – $R_i = 0,667$; ▼ – $R_i = 0,532$)

Тогда выражение для угловой скорости вращения вихря в каналах РК на радиусе R с учетом принятого значения $\bar{W}_b = 0,3$ и зависимости (5) запишется в виде

$$\omega_b = \frac{\bar{W}_b (1 - \bar{\omega}_k) \omega R}{r_b} = \frac{\bar{W}_b (1 - \bar{\omega}_k) \omega R}{0,519(b - 0,08829B)}. \quad (6)$$

Экспериментальные данные в целом подтверждают принятую модель расчета каналов полуоткрытого РК в виде струйно-вихревого трехзонного течения, что позволяет рассчитать его геометрические параметры.

На характер течения в каналах РК определяющее влияние в основном оказывают параметры зоны смещения и вихревого течения. На основании анализа характера обтекания при течении в прямоугольных впадинах, представленных на фотографиях работы [5] следует отметить, что при обтекании квадратного канала для соотношения $b/B = 1$ 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. Минимизация гид-

равлических потерь в каналах центробежного РК не допускает многовихревого течения, как по глубине, так и по ширине канала. Исходя из этого условия и принимая, что средние значения скорости в конце участка прямого и обратного токов циркуляционной зоны равны (см. рис. 2), тогда, согласно решению Г. Н. Абрамовича [2], для участка, в котором энергия обратного одновихревого тока достигает максимума, получим

$$B = (4,75 \dots 5,2)b. \quad (7)$$

Минимально возможная величина канала РК на основании (5) будет иметь вид

$$B_{\min} = 1,1423b. \quad (8)$$

Минимальную ширину лопатки на выходе из РК находим по условию сохранения ядра потока в межлопаточном канале, что одновременно будет и условием применимости теории к расчету каналов РК.

Критическое значение величины $\beta_{кр} = \frac{b}{b+a}$. При этом зона ядра потока совпадает с концом первого участка, а ширина лопатки, при которой ядро потока сохраняется и не выходит за пределы первого участка циркуляционной зоны при условии $\beta_{кр} = 0,635$ [2], составит

$$B \geq 1,74a. \quad (9)$$

По расчетной длине канала РК при известных ширине и диаметре РК число лопаток определяется по формуле

$$z = \frac{\pi D_2}{B + b_d}. \quad (10)$$

В открытых РК картина течения жидкости даже в упрощенном виде имеет более сложную. Характер течения жидкости в насосных агрегатах с различными типами центробежных РК существенно влияет на взаимодействие потоков не только в боковой пазухе, но и на выходе из колеса. Поток на выходе из колеса взаимодействует с течением в боковых полостях между покрывным диском и корпусом, о чем свидетельствует степень закрученности потока жидкости в боковой полости. Для оценки параметров вихревого течения в этой полости проведена серия экспериментов с гладкими дисками и полуоткрытыми колесами различных диаметров ($D_2 = 44 \dots 80$ мм).

Анализ полученных выражений и расчет экспериментальной величины закрученности потока по выражению

$$\varphi_{гр} = \frac{2(P_{\text{вых}} - P_t)}{\rho \omega^2 (R_2^2 - R_i^2)} = \frac{\omega_k}{\omega} \quad (11)$$

показал, что значения $\varphi_{гр}$ для диска и колеса насоса существенно отличаются. С учетом зависимостей [6] для гладких дисков при безрасходном и расходном течениях коэффициент закрутки потока в боковой полости насоса имеет вид

$$\varphi_{гр} = K \left[0,578 - 1,75 \frac{\dot{V}_{гр}}{\omega R_{\text{вых}}^2 a} - 0,0658 b_d \right], \quad (12)$$

где b_d – ширина покрывного диска колеса; R_2 – наружный радиус колеса; K – опытный коэффициент, учитывающий закрутку жидкости за счет взаимодействия потоков; a – ширина осевого зазора.

Результат обработки опытных данных показал, что K изменяется в широких пределах и зависит от характера

течения в смежной полости. Для полуоткрытого рабочего колеса $K = 2$, а при установке бандажа на периферии (для сравнительной оценки) $K = 1, 2$.

Высокая степень неравномерности параметров потока жидкости на выходе из РК и вихревая его структура в боковой полости высокооборотного насосного агрегата приводят к существенной потере энергии.

Библиографические ссылки

1. Краев М. В., Лукин В. А., Овсянников Б. В. Малорасходные насосы авиационных и космических систем. М.: Машиностроение, 1985.

2. Абрамович Г. Н. Теория турбулентных струй. М.: Физматгиз, 1960.

3. Хаген Р. Л., Данак А. М. Перенос импульса при турбулентном отрывном обтекании прямоугольной впадины // Тр. амер. о-ва инженеров-механиков. 1966. № 3. С. 189–195. (Серия «Прикладная механика»).

4. Левин А. А., Перельман Р. Г. Исследование цилиндрической гидромолоты // Исследование агрегатов, работающих на щелочных металлах: тр. МАИ. Вып. 193. М.: Машиностроение, 1969. С. 57–102.

5. Альбом течений жидкости и газа: пер. с англ. / сост. М. Ван-Дайк. М.: Мир, 1986.

6. Краев М. В., Овсянников Б. В., Шапиро А. С. Гидродинамические уплотнения высокооборотных валов. М.: Машиностроение. 1976.

Е. М. Краева, М. В. Краев

INVESTIGATION OF VORTEX TURBULENT FLOW IN THE CENTRIFUGAL FORCE FIELD

In the article we consider features of high-speed centrifugal pump flow with a semi-open impeller. Dependences for calculation of basic parameters of vortex turbulent flow in a centrifugal force field of semi-open impeller are obtained and presented.

Keywords: impeller, turbulence, vortex flow, diameter, width of a channel.

© Краева Е. М., Краев М. В., 2010

УДК 681.5

М. Ю. Сахнов, А. Т. Лелеков, С. А. Галочкин

РАСПРЕДЕЛЕННАЯ ЭНЕРГОТЕПЛОВАЯ МОДЕЛЬ НИКЕЛЬ-ВОДОРОДНОЙ АККУМУЛЯТОРНОЙ БАТАРЕИ 40НВ-70*

Рассмотрен способ построения динамической модели никель-водородной аккумуляторной батареи. Обсуждаются особенности моделирования, связанные с совместным использованием пакетов COMSOL Multiphysics и Simulink. Представлены результаты расчета типичного режима функционирования аккумуляторной батареи в составе космического аппарата.

Ключевые слова: моделирование, аккумуляторная батарея, никель-водородный аккумулятор, космический аппарат, теплопередача, объект с распределенными параметрами, COMSOL Multiphysics, Simulink.

Для разработки, отладки и оптимизации элементов высокоэнергетических платформ космических информационных систем требуются адекватные и точные модели аккумуляторных батарей (АБ). Для повышения точности необходимо строить модель, учитывающую взаимозависимость энергетических и тепловых процессов батареи. Такие модели очень удобно строить с использованием взаимодействующих программных комплексов COMSOL Multiphysics-MATLAB-Simulink, в каждом из которых задана своя часть модели [1–3].

Используя методику, отработанную в [3], была построена модель никель-водородной (НВ) аккумуляторной батареи 40НВ-70 (рис. 1). Батареи этого типа применены на космическом аппарате (КА) «Sesat», изготовленном ОАО «ИСС» для корпорации «Alcatel Space», а также на российских КА серии «Экспресс-АМ». Батарея состоит из двух блоков, которые представляют собой плиту из магниевого сплава с 20-ю установленными аккумуляторами типа НВ-70. По длинным сторонам плиты с торца проведен контур жидкостного охлаждения.

*Работы проведены при программной поддержке Научно-образовательного центра интегрированных компьютерных технологий Информационно-аналитического департамента Сибирского федерального университета.