

ФИЗИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЯХ НАСОСОВ С ПОЛУОТКРЫТЫМИ И ОТКРЫТЫМИ РАБОЧИМИ КОЛЕСАМИ

В.В. Шендрик

Сумский государственный университет

В представленной статье уточняется физическая модель течения в проточной части насосов с полуоткрытыми и открытыми рабочими колесами, осуществляется анализ факторов, которые определяют характер течения в проточной части насосов с полуоткрытыми и открытыми рабочими колесами.

Формулируются основные закономерности течения в проточных частях центробежных насосов с полуоткрытыми и открытыми рабочими колесами на оптимальном режиме.

АКТУАЛЬНОСТЬ ИССЛЕДОВАНИЯ

Центробежные насосы с рабочими колесами полуоткрытого и открытого типа в силу своей универсальности широко используются в различных отраслях промышленности. Применение насосов с полуоткрытыми и открытыми рабочими колесами обусловлено требованиями технологических линий, в которых они используются. Их преимуществом является обеспечение перекачивания жидкостей со взвесями и кристаллизующихся с наименьшей опасностью забивания межлопастных каналов. Эксплуатируемые в настоящее время насосы недостаточно экономичны.

В настоящее время в Украине разработана и реализуется новая концепция развития насосостроения [1,2]. На повестку дня стала задача возможно более точного проектирования геометрии проточных частей с полуоткрытыми и открытыми рабочими колесами на заданные параметры и вопрос об их энергетических качествах. В силу этого при определении основных геометрических параметров проточной части необходимо использовать расчетные методы, основанные на достаточно четких представлениях о картине течения и характере рабочего процесса.

ПОСТАНОВКА ВОПРОСА

Как показал анализ литературных источников картина течения в проточной части насосов с полуоткрытыми и открытыми рабочими колесами сложна и многообразна. Мера влияния отдельных факторов определяется исследователями неоднозначно, так как нет единого, достаточно обоснованного взгляда на формирования потока в проточной части такого типа [3-8].

По характеру гидродинамических закономерностей насосы с полуоткрытыми и открытыми центробежными рабочими колесами часто ставят в один ряд со свободновихревыми насосами [9-13]. Соответственно в представленная работа является попыткой сформулировать и обобщить основные положения качественной модели течения в проточной части с полуоткрытыми и открытыми рабочими колесами, опираясь на имеющиеся представления о течении в насосах с закрытыми центробежными рабочими колесами и свободновихревых насосах, а также данные экспериментальных исследований полуоткрытых рабочих колес.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Движение реальной жидкости в канале закрытого рабочего колеса и обтекание его лопастей связано с образованием пограничного слоя и возможностью его отрыва. Пограничный слой набухает в зоне местной

диффузорности канала и существенно изменяет кинематику внешнего потока. Частицы жидкости в пограничном слое, обладая меньшей кинетической энергией, не способны проникнуть в область, в которой давление возрастает вследствие динамики основного потока. Они затормаживаются, что приводит к разделению потока на две зоны: низкоэнергетическую зону, получившую название «след», и зону активного потока – «струю» [14-15].

Важную роль в формировании описанной несимметричности играют вторичные течения, вызванные действием сил на поток в центробежном рабочем колесе. Баланс вязких сил согласно [7] состоит в следующем: градиент давления уравнивает силы инерции – центробежные силы, возникающие вследствие поворота потока из осевого направления в радиальное, а также центробежные силы, возникающие вследствие вращения, и силу Кориолиса.

Механизм развития вторичных течений в закрытых рабочих колесах в [16] объясняется следующим образом. В результате совместного действия центробежных и кориолисовых сил инерции в ядре потока поперек канала возникает разность давлений, которая и уравнивает эти силы в ядре. Значение инерционных сил, действующих на жидкость у ограничивающих дисков, будет меньше (поскольку скорость в пограничном слое у дисков меньше скорости в ядре потока). В то же время давление в пограничном слое у дисков будет оставаться равным давлению в основном потоке вне его. Таким образом, градиент давлений от рабочей стороны лопасти к тыльной перестанет уравниваться инерционными силами в пограничном слое, вследствие чего и возникает вторичное течение у диска, направленное от рабочей стороны лопасти к тыльной. Это приводит, в свою очередь, к перестройке течения в ядре потока, из-за чего возникает вторичное течение и у лопастей, направленное по нормали к дискам, а также компенсирующее течение в ядре потока, направленное от тыльной стороны лопасти к рабочей.

В меридиональном сечении на входе в рабочее колесо и на начальном участке лопастей, где кривизна канала в меридиональной плоскости будет наибольшей, поперечный градиент давления, направленный от покрывающего диска к основному, будет уравнивать центробежную силу, обусловленную меридиональной кривизной. На радиальных участках рабочего колеса эта сила становится очень маленькой и стремится к нулю.

Величина и направление центробежных сил, вызванных вращением, и сила Кориолиса будут определяться частотой вращения и геометрией межлопастного канала. Для лопастей, загнутых назад, действие кориолисовой и центробежных сил будет противоположным, а для лопастей с углом выхода 90° и загнутых вперед – однонаправленным, что усиливает их действие и препятствует отрыву пограничного слоя. Это приводит к тому, что согласно экспериментальным данным [17] при больших углах установки лопасти на выходе из рабочего колеса (β_2) увеличивается зона следа, примыкающая к тыльной стороне лопасти, а в колесах с малыми β_2 [18] обычно имеется более равномерное поле течения на выходе.

В межлопастном канале с загнутыми назад лопастями радиус кривизны лопасти обычно очень большой, и сила Кориолиса будет преобладать над центробежной силой, возникающей вследствие вращения. Таким образом возникает поперечный градиент давления, повышающий давление на рабочей стороне лопасти под действием силы Кориолиса. Следовательно, как отмечается в [19], в центробежном колесе перепад давления на лопастях возникает не только от обтекания лопастей потоком в относительном движении, но и в результате воздействия Кориолисовой силы. Поэтому факторы, способствующие увеличению

перепада давления на лопастях, одновременно увеличивают и потери на вторичные течения. Такими факторами являются кривизна лопастей в радиальной плоскости и положительные углы атаки.

Согласно [7] вторичные течения формируют следующие вихревые движения: КВ – концевые вихри в межлопастном канале (канальные) на основном и покрывающем диске, создаваемые концевыми пограничными слоями на основном и покрывающем диске и кривизной линий тока в радиальной плоскости в межлопастном канале; ЛВ – вихри на поверхности лопасти, возникающие вследствие меридиональной кривизны канала и пограничных слоев на поверхности лопасти; СКВ – вихри, возникающие под воздействием силы Кориолиса и концевых пограничных слоев на радиальных участках рабочего колеса. СКВ имеют место в концевом пограничном слое на выходном участке рабочего колеса, где существует градиент в осевом направлении. Предполагается, что этот градиент мал, если лопасть на входе образует некоторый угол по отношению к осевому направлению.

В этой же работе делается вывод, что положение, размер «следа» и уровень потерь энергии обусловлено балансом между различными вторичными вихрями.

Приблизительный способ, позволяющий понять, каким образом различные вязкие члены влияют на поток, состоит в том, чтобы проанализировать скорость увеличения продольной завихренности ($d(\Omega_s/W)$), описывающей вторичные потоки, возникающие под действием градиентов давления во вращающемся потоке в пограничных слоях [7]. Баланс вихрей может быть описан отношением продольного приращения канальных вихрей КВ вдоль втулки и корпуса и вихрей СКВ, обусловленных силами Кориолиса, к вихрям вдоль рабочей и тыльной поверхностей лопасти ЛВ:

$$\frac{d\left(\frac{\Omega_s}{W}\right)_{КВ(ОД,ПД)} + d\left(\frac{\Omega_s}{W}\right)_{СКВ}}{d\left(\frac{\Omega_s}{W}\right)_{ЛВ(РСЛ,ТСЛ)}} \approx \frac{\delta_{РСЛ,ТСЛ}}{\delta_{ОД,ПД}} \cdot \left(\frac{R_m}{R_b} + \frac{\omega R_m}{W}\right) \approx \left(\frac{\Delta\beta}{\Delta\sigma} + \frac{\omega \cdot R_m \cdot D \cdot b \cdot \sin \beta_2}{Q}\right) \quad (1)$$

где $\delta_{РСЛ, ТСЛ}$ – толщина пограничного слоя на рабочей и тыльной стороне лопасти;

$\delta_{ОД, ПД}$ – толщина пограничного слоя на основном и покрывающем диске;

R_m – кривизна межлопастного канала в меридиональной плоскости;

R_b – кривизна межлопастного канала в радиальной плоскости;

$W/(\omega \cdot R_m) = R_o$ – число Россби, кинематический коэффициент;

ω – частота вращения;

W – относительная скорость;

$\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$ – полный поворот потока в радиальной плоскости;

$\Delta\sigma$ – полный поворот потока в меридианной плоскости.

Соотношение толщины пограничных слоев согласно [7] близко к единице для большинства практически используемых машин, поэтому баланс между вихрями (1) зависит от соотношения кривизны линий тока в меридиональной и радиальной плоскостях в межлопастном канале и от числа Россби.

При уменьшении полного угла поворота потока в радиальной плоскости, например, при использовании лопастей загнутых назад, каналные вихри на концевых поверхностях становятся менее значительными, в результате чего положение следа смещается из угла корпус-тыльная сторона лопасти к рабочей стороне лопасти. Так, авторы [7] указывают, что для рабочего колеса с $\beta_2 = 55^\circ$ картина течения на выходе будет зависеть от числа Россби, т.е. от частоты вращения и подачи.

Влияние числа Россби на положение следа было исследовано Джонсоном и Муром [20]. Они установили, проведя исследование закрытого рабочего колеса с радиальным выходом, что след располагается на тыльной стороне лопасти при подаче ниже номинальной, вблизи угла корпус-тыльная сторона лопасти при номинальной, и на корпусе – при подаче выше номинальной. Это обусловлено прогрессивно доминирующим влиянием вихря ЛВ при увеличении подачи на каналные вихри КВ и вихри СКВ, вызванные действием Кориолисовых сил.

Влияние частоты вращения рабочего колеса и подачи на положение следа отмечено и другими исследователями [14, 21-24], а в работе [25], кроме того, делается вывод о том, что перемещать след можно не только при изменении подачи и частоты вращения, но и воздействуя на поток на входе.

Согласно [7] структуру вторичных течений в полуоткрытом рабочем колесе при относительном торцевом зазоре $\delta_m = 0,018$ можно представить следующим образом (рисунок 1), и при математическом моделировании не учитывать вклад утечки через торцевой зазор.

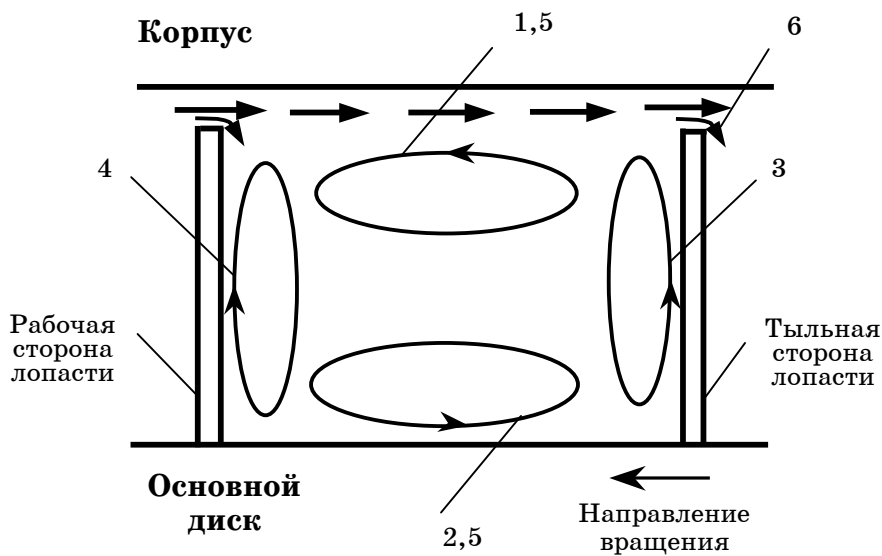


Рисунок 1 – Структура вихрей в канале рабочего колеса и на поверхности лопасти
1, 2 – КВ – концевые вихри в межлопастном канале (каналные) на корпусе и втулке, формируемые концевыми пограничными слоями на корпусе и основном диске и кривизной линии тока в плане в межлопастном канале;

3, 4 – ЛВ – вихри на поверхности лопасти, возникающие вследствие меридианной кривизны канала и пограничных слоев на поверхности лопасти;

5 – СКВ – вихрь, возникающий под воздействием силы Кориолиса и концевых пограничных слоев на радиальных участках рабочего колеса;

6 – перетечка через торцевой зазор между лопастями рабочего колеса и корпусом

Однако такая схема не может быть принята, поскольку измерения скоростей в каналах рабочих колес различного типа [24, 26] показали, что имеются различия в характере вторичного течения в закрытом рабочем колесе и полуоткрытом рабочем колесе ($\bar{\delta}m = 0,023$), при практически одинаковых осредненных профилях скорости основного потока. Проведенные качественные исследования полуоткрытых рабочих колес [21, 22] дали следующие результаты. В испытанных рабочих колесах наблюдалось (как и в закрытых колесах) образование зоны следа, при этом отмечалось значительное отклонение поверхностных линий тока от радиального направления вдоль канала. Искажение поверхностных линий тока в работах [21, 22] связывалось с изменениями во вторичных течениях, которое объяснялось влиянием угла установки лопасти на выходе β_2 , а также эффектов, вызванных наличием зазора между торцами лопастей и корпусом, что согласуется с выводами [26, 27].

Наличие торцевого зазора приводит к дополнительным потерям, поэтому насосы с полуоткрытыми и открытыми рабочими колесами имеют КПД ниже, чем у закрытых рабочих колес. Это объясняется тем, что в зазоре возникает течение жидкости, а также кромочный переток между каналами рабочего колеса. Такой переток полностью определяет характер вторичных течений в колесе. По наблюдениям авторов работы [26], вблизи основного диска в результате влияния эффектов вязкости возникала завихренность, направленная к стенке корпуса, но наиболее интенсивная завихренность располагалась вблизи концов лопастей. Она распространялась в среднюю часть канала по направлению к основному диску рабочего колеса. В результате ими отмечалось образование крупного единичного вихря, заполнившего весь межлопастной канал. На наличие такого вихря с осью в радиальном направлении, смещенного к рабочей стороне лопасти, указывается и в работах [21, 22, 28, 29].

Поэтому вполне вероятно, что согласно [21, 22, 26, 30] течение в полуоткрытых и открытых рабочих колесах обусловлено не только балансом между различными вторичными вихрями, но и течением через зазор, а также правомерным будет вывод работы [26], согласно которому вторичные течения, вызванные градиентом скорости выше по потоку, обусловленные влиянием центробежных и кориолисовых сил, в меньшей степени изменяют характер уже образовавшегося вторичного течения, обусловленного кромочными перетоками.

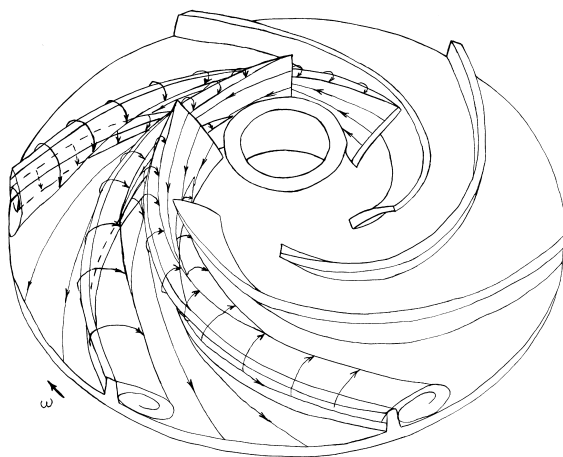


Рисунок 2 – Схема течения в полуоткрытом рабочем колесе

В целом формирование вторичных течений в полуоткрытых и открытых рабочих колесах можно представить следующим образом (рисунок 2).

В первой части межлопастного канала область, занятая жидкостью с низкой энергией, в основном находится в ядре канального вихря. Переток через торцовый зазор происходит в направлении, противоположном канальному вихрю у корпуса, и формирует торцовый вихрь, начинающийся на кромке лопасти в торцовом зазоре. Этот вихрь тангенциально проходит через межлопастной канал и достигает угла корпус - рабочая сторона лопасти вблизи середины канала. Посреди межлопастного канала жидкость с низкой энергией с поверхности лопасти смешивается с жидкостью, перетекшею через торцовый зазор, в результате чего область следа увеличивается и смещается из угла корпус - тыльная сторона лопасти к рабочей стороне лопасти. Дальше вниз по потоку ядро этого вихря остается в области следа вплоть до выхода из рабочего колеса. На оставшемся радиальном участке межлопастного канала доминирующее влияние на этот вихрь оказывает сила Кориолиса. Это подтверждается авторами работ [21, 30], которые отмечают, что влияние геометрии межлопастного канала и эффектов, связанных с наличием торцового зазора, на структуру течения в проточной части с полуоткрытым рабочим колесом взаимосвязаны. Так, согласно [21, 30] колеса с $\beta_2 = 22^\circ - 25^\circ$ являются более чувствительными к изменению торцового зазора, и абсолютное значение их КПД при величине относительного торцового зазора более 0,05 меньше, чем у колес с $\beta_2 = 72^\circ - 75^\circ$.

Влияние зазора на характеристики насоса значительно, но не однозначно [31-35]. С увеличением относительного торцового зазора напор и гидравлический КПД проточной части вначале быстро, а затем все медленнее падают до некоторой определенной величины и в дальнейшем становятся относительно стабильными [21, 34]. Это явление можно объяснить, если предположить, что при увеличении относительного торцового зазора в нем, кроме течения жидкости и кромочных перетоков, возникает замкнутое течение (4 на рисунке 3), аналогичное вихревому течению в свободной камере свободновихревого насоса, и при определенной величине зазора течение в насосах с полуоткрытыми и открытыми рабочими колесами становится более близким течению в проточной части свободновихревого насоса типа "TURO".

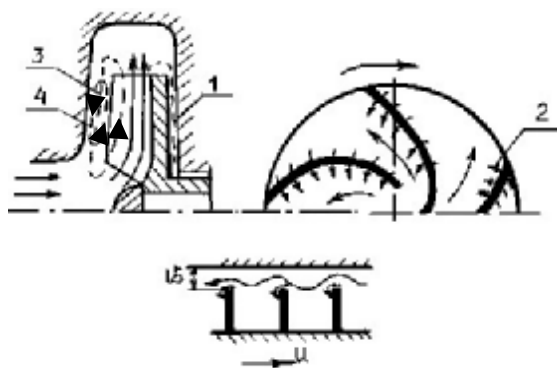


Рисунок 3 – Структура течения в полуоткрытом рабочем колесе

1 – течение в зазоре между ведущим диском и корпусом;

2 – кромочные перетоки;

3 – течение жидкости в зазоре между лопастями и корпусом;

4 – замкнутое течение в зазоре

Течение в межлопастных каналах рабочего колеса свободновихревого насоса имеет много общих черт с течением в полуоткрытых и открытых рабочих колесах. В них также наблюдается искривление линий тока в направлении рабочей стороны лопасти, что в работе [18] объясняется действием вторичных течений. По мнению автора работы [36], эти вторичные течения являются важнейшим инструментом осуществления рабочего процесса и имеют винтообразную вихревую структуру вытянутую у втулки рабочего колеса, круглую в середине межлопастного канала и сплюснутую на выходе из рабочего колеса (рисунок 4).

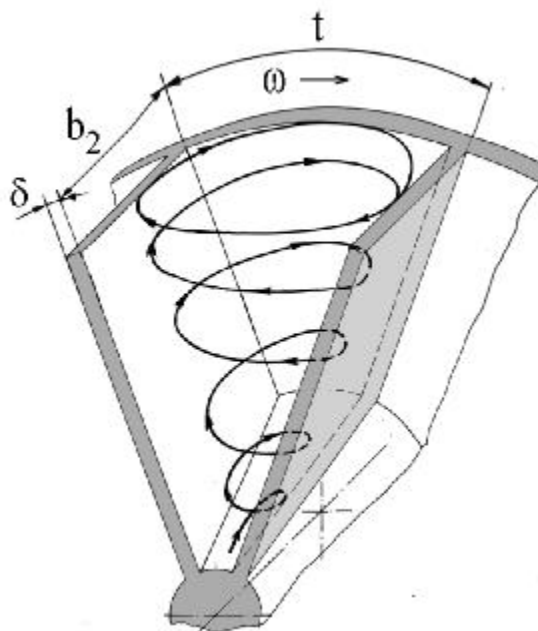


Рисунок 4 – Структура течения в межлопастных каналах рабочего колеса свободновихревого насоса типа TURO

Поэтому причины и характер образования дополнительного вихревого движения в проточной части с полуоткрытым рабочим колесом представляется нам близкими к формирующим поперечную вихревую структуру в межлопастных каналах рабочего колеса свободновихревого насоса типа TURO [37]. Вихревое взаимодействие в проточной части с полуоткрытым рабочим колесом происходит по радиусу колеса между потоком в колесе и течением в зазоре. Лопасти колеса взаимодействуют с основным потоком и передают ему энергию, а поток в зазоре отстает от основного потока и от колеса, в результате чего образуется течение, как в канале за плохо обтекаемым телом (выступом или в выемке). Такое течение характеризуется образованием возвратных токов и вихрей. Этот процесс в большой мере будет определяться относительными размерами зазора и межлопастного канала, а также толщиной пограничного слоя на стенке корпуса [29].

Поперечные вихри в свободновихревом насосе играют роль основных исполнителей в процессе раскручивания жидкости в свободной камере, перенося энергию в нее от рабочего колеса. Вследствие чего формируется вихревое течение в пространстве свободной камеры, осуществляющее рабочий процесс свободновихревого насоса [28, 37]. В насосах с полуоткрытым рабочим колесом из-за сравнительно небольшой величины свободного пространства в торцевом зазоре продольное вихревое движение не образуется. Поэтому энергия, расходуемая на образование и

поддержание в межлопастных каналах вихрей с осью в радиальном направлении, безвозвратно теряется. Кроме того, наличие торцового зазора между лопастями рабочего колеса и корпусом насоса приводит к сложному перетеканию жидкости через него, к ухудшению режима обтекания на части поверхности лопасти, близкой к зазору, к обмену количеством движения жидкости в рабочем колесе и перетекающей через торцовый зазор, к трению жидкости о стенки корпуса и торцы лопастей – все это вызывает дополнительные гидравлические потери, которые условно назовем потерями на вихревой обмен.

Термин «вихревой обмен энергией» предложен авторами работ [11 – 13]. Этот обмен происходит в межлопастном канале с потоком, перетекающим из одного канала в другой через торцовый зазор между лопастями и корпусом. Кроме того, эти потоки взаимодействуют с потоком, перемещающимся вне каналов рабочего колеса, – в пристенном слое в торцовом зазоре между лопастями и корпусом. Причем физическая картина вихревого взаимодействия условно выделенных выше потоков жидкости через рабочее колесо и в его окрестностях может меняться вдоль по радиусу от входа на лопасти рабочего колеса до выхода потока в отвод. Указанная неравномерность потока вызывает повышение потерь в отводящем устройстве. Поэтому при построении математической модели процесса распределения энергии следует рассматривать всю проточную часть, а оптимальное значение геометрических параметров элементов проточной части может быть определено из условия минимума гидравлических потерь в насосах с полуоткрытыми и открытыми рабочими колесами и тщательного анализа потерь вихревого обмена.

ВЫВОДЫ

Обобщая сказанное выше, можно представить следующие основные закономерности течения в проточной части насосов с полуоткрытыми и открытыми рабочими колесами:

- течение в полуоткрытых и открытых рабочих колесах соответствует модели «струя» – «след», на формирование такого течения оказывают влияние вторичные течения, механизм образования которых в полуоткрытых и открытых рабочих колесах намного сложнее, чем в закрытых рабочих колесах;

- уровень потерь энергии, а также положение и размер «следа» обусловлено балансом между различными вторичными вихрями и течением через зазор;

- характер движения течения во вращающемся канале полуоткрытых и открытых рабочих колесах в меньшей, чем у закрытых рабочих колес, степени определяется вторичными течениями, вызванными действием центробежных и кориолисовых сил, а в большей степени осуществляется вторичными течениями, обусловленными вихревым взаимодействием между потоком в колесе и течением жидкости в зазоре;

- течение в проточной части с полуоткрытыми и открытыми рабочими колесами является некоторой переходной формой от течения в закрытом рабочем колесе до течения в проточной части свободновихревого насоса, поскольку в результате вихревого взаимодействия между потоком в колесе и течением жидкости в зазоре в межлопастном канале образуется интенсивный вихрь с осью в радиальном направлении, аналогичный поперечному вихрю в межлопастном канале свободновихревого насоса;

- в проточной части с полуоткрытыми и открытыми рабочими колесами происходит вихревой обмен в межлопастном канале с потоком, перетекающим из одного канала в другой через торцовый зазор между лопастями и корпусом, эти потоки взаимодействуют с потоком,

перемещающимся вне каналов рабочего колеса – в пристенном слое в торцовом зазоре между лопастями и корпусом, что приводит к ухудшению режима обтекания на части поверхности лопасти, близкой к зазору, к обмену количеством движения жидкости в рабочем колесе и перетекающей через торцовый зазор, к трению жидкости о стенки корпуса и торцы лопастей, к формированию поперечного вихревого движения в межлопастных каналах полуоткрытых и открытых рабочих колес – все это вызывает дополнительные гидравлические потери.

SUMMARY

The article describes a physical model of flows in hydraulic parts of pumps with open and semi-open impellers. Main parameters are determined on a flows in hydraulic parts of pumps with open and semi-open impellers.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Евтушенко А.А., Ржебаев Э.Е., Швиндин А.И., Шифрин М.И. Развитие насосостроения в Украине // *Машинобудування України*. – 1995. – №1. – С.30-33.
2. Евтушенко А.А. Гидродинамические аспекты новой концепции развития насосостроения // *Труды Междунар. научн. техн. конф. «Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования».* – Харьков, ИПМАШ НАН Украины. – 1997. – С. 477-480.
3. Лабутин В.Е., Солодченков В.Ф. Совместная работа спирального отвода и открытого рабочего колеса // *Труды ВНИИГидромаш. Сборник «Проблемы машиностроения и их решение».* – М., 1989.
4. Мур. Образование следа и вихрей во вращающемся канале с радиальными течениями. Часть I. Экспериментальное исследование // *Энерг. машины и установки*. – 1973. – №3. – С. 74–83.
5. Eckardt D. Instantaneous measurements in the jet-wake discharge flow of a centrifugal compressor impeller // *Trans. ASME*. – 1975. – P. 337–346.
6. Eckardt D. Flow Field Analysis of Radial and Backswept Centrifugal Compressor Impellers. Part 1: Flow Measurements Using Laser Velocimeter. Performance Prediction of Centrifugal Pumps and Compressors // *ASME*. – 1979. – P. 77–86.
7. Kang S., Hirsch C. Numerical simulation and theoretical analysis of the 3D viscous flow in centrifugal impellers // *Task Quarterly* 5. – 2001. – № 4. – pp. 433–458.
8. Krain H. Swirling impeller flow // *Trans. ASME*. – 1988. – Vol. 110. – P. 122–128.
9. Лабутин В.Е. Определение КПД насоса с открытыми рабочими колесами при нарушении геометрического подобия // *Труды ВНИИГидромаш. Сборник «Повышение технического уровня насосного оборудования».* – М., 1990.
10. Лабутин В.Е., Солодченков В.Ф. Совместная работа спирального отвода и открытого рабочего колеса // *Труды ВНИИГидромаш. Сборник «Проблемы машиностроения и их решение».* – М., 1989.
11. Матвеев И.В. и др. Пути повышения напора химических насосов с открытыми рабочими колесами, имеющими прямые лопасти // *МВТУ им. Баумана*. – М., 1986. – 9с.
12. Матвеев И.В., Лабутин В.Е. Определение оптимального числа прямых лопастей открытого рабочего колеса // *Труды МВТУ. Сборник «Лопастные гидромашин. Теория, расчет, конструирование».* – 1987. – №494.
13. Матвеев И.В., Лабутин В.Е., Гришин В.В., Иванов В.В. Методы прогнозирования характеристик лопастных насосов с открытыми рабочими колесами // *Труды МВТУ. Сборник «Гидропривод и гидропневмоавтоматика».* – 1986. – №468.
14. Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б. Центробежные компрессоры. – Л.: Машиностроение, 1982. – 271с.
15. Dean R.C. On the Unresolved Fluid Dynamics of the Centrifugal Compressor. *Advanced Centrifugal Compressors* // *ASME*. – 1971. – P. 1–55.
16. Жарковский А.А., Шкарбуль С.Н. Метод оценки гидравлических качеств проектируемого рабочего колеса турбомашин на основе расчета пространственного пограничного слоя // *Известия ВУЗов, Энергетика*. – 1983. – №3. – С. 96–100.
17. Кочевский А.Н., Синенко А.Ю. Исследование течения в пограничном слое рабочих колес центробежных насосов и его влияние на структуру потока в межлопастном канале // *Труды VIII Междунар. научн. техн. конф. «Насосы-96».* – 1996. – Т.1. – С.274–277.
18. Адлер. Современное состояние внутренней аэродинамики центробежного рабочего колеса. Часть II. Экспериментальные исследования и влияние вязкости // *Энергетические машины и установки*. – 1980. – №3 – С. 207–220.
19. Высокооборотные лопаточные машины/Под ред. Б.В. Овсянникова и В.Ф. Чебаевского – М.: Машиностроение, 1975. – 336с.
20. Джонсон, Мур. Потери при смешении вторичных токов в рабочем кольце центробежного компрессора // *Энерг. машины и установки*. – 1983. – С. 18–19.
21. Агаджанова С.В. Исследование и разработка методик расчета энергетических характеристик полуоткрытых рабочих колес центробежных насосов: Автореф. дис...

- кан. техн. наук. - Сумы, 1995. -12с.
22. Ржебаева Н.К., Агаджанова С.В. Разработка физической модели течения в полукрытых рабочих колесах центробежных насосов с коэффициентом быстроходности $n_s \leq 80$ // Гидравл. машины и гидропневмоагрегаты: теория, расчет, конструирование: Тематический сборник научных работ.- 1994.-С.101-105.
 23. Муроками, Кикумеа, Асакуа. Распределение скоростей и давлений в каналах рабочих колес центробежных насосов // Теоретические основы инженерных расчетов. - 1980. - №4. - С.15-21.
 24. Говард, Ленеман. Измеренные и расчетные вторичные течения в рабочем колесе насосов // Энерг. машины и установки. - 1971. - Т. 93, №1. - С. 116-122.
 25. Johnson M.W. Secondary flow in rotating bends //Trans. ASME. - 1978. - Vol. 100. - P. 553-560.
 26. Хауэрд, Китмер. Измерение скоростей в канале радиального рабочего колеса центробежного компрессора закрытого и полукрытого типов // Энергетические машины и установки. - 1988. - №5. - С. 67-72.
 27. Харада. Рабочие характеристики открытых и закрытых рабочих колес центробежного компрессора // Энергетические машины и установки. - 1985.-№2. - С. 156-160.
 28. Герман В.Ф. Исследование структуры потока в свободновихревом насосе // Гидравл. машины и гидропневмоагрегаты: теория, расчет, конструирование: Тематический сборник научных работ.- 1994.-С.67-81.
 29. Краев М.В., Лукин В.А., Овсянников Б.В. Малорасходные насосы авиационных и космических систем - М.: Машиностроение. - 1985. - 128с.
 30. Ржебаева Н.К., Иванюшин А.А. Исследование и разработка насосов с полукрытыми рабочими колесами // Труды VIII Междунар. научн. техн. конф. «Насосы-96».- 1996.- т.1 - С.124-126.
 31. Гантер М. Влияние ширины зазора на характеристики открытых радиальных рабочих колес насосов. // Энерг. машины и установки. - 1985. - №3. - С. 22-31.
 32. Ржебаева Н.К., Ржебаев Э.Е., Агаджанова С.В. Исследование полукрытых рабочих колес центробежных насосов // Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты: теория, расчет, конструирование: Тематический сборник научных работ. - 1994. - 324с.
 33. Folsom R.G. Some Performance Characteristics of Deep-Well Turbine Pumps //Trans. ASME. - 1941. - Vol. 63.
 34. Rutsch K. Die Arbeitsweise von Freistrompumpen.- Schweiz. Mauzeitung. - 1968, 86. - № 32. - S. 575-582.
 35. Wood, Welna, Lamers. Tip-Clearance Effects in Centrifugal Pumps // Trans. ASME.- 1965.
 36. Соляник В.А. Рабочий процесс и энергетические качества свободновихревого насоса типа «Туро»: Автореф. дис... канд. техн. наук. - Сумы, 1999. - 12 с.
 37. Евтушенко А.А., Неня В.Г., Соляник В.А. Структура течения в межлопастном канале рабочего колеса свободновихревого насоса типа «ТУРО» // Вестник НТУУ «КПИ»: Машиностроение.-1999. - Вып. 35. - С. 295-301.

Шендрик В.В., канд. техн. наук
Сумский государственный университет

Поступила в редакцию 29 ноября 2006 г.