

ОЦЕНКА КАВИТАЦИОННЫХ КАЧЕСТВ СВОБОДНОВИХРЕВЫХ НАСОСОВ

А.И. Котенко, В.Ф. Герман

Сумский государственный университет, г. Сумы

В статье приводятся результаты исследований влияния геометрических параметров рабочего колеса свободновихревого насоса типа «Тигро» на его кавитационные характеристики, в частности, влияние различных соотношений геометрических параметров рабочего колеса, режимов работы и частоты вращения на величину критического кавитационного запаса.

В настоящее время для перекачивания бытовых и промышленных стоков, различных материалов и полуфабрикатов в виде вязких жидкостей, жидкостей с твердыми частицами и волокнистыми включениями, газонасыщенных жидкостей применяются свободновихревые насосы (СВН). Свободновихревые насосы уступают центробежным насосам по экономичности, но обеспечивают надежную и долговечную работу на протяжении всего периода эксплуатации.

При оценке надежности работы насосов особое внимание уделяется кавитационным качествам. Возможность работы без кавитации с большими высотами всасывания позволяет повысить концентрацию перекачиваемой среды, увеличить ее газосодержание, а более позднее проявление последствий кавитации уменьшить глубину заложения фундамента насосных установок [1]. Все это в конечном итоге ведет к увеличению экономичности использования насосов этого типа.

Основная проблема, которая сдерживает применение СВН для перекачивания различного рода жидкостей, заключается в низком значении коэффициента полезного действия (КПД), вызванном большими потерями [2] при обмене количества энергии между частицами выходящего из рабочего колеса (РК) и поступающего из всасывающего патрубка потоков. Однако конструктивное исполнение СВН с открытыми РК и наличие свободной камеры перед колесом позволяют применять эти насосы для перекачивания жидкостей с твердыми включениями без заметного увеличения гидравлического сопротивления во всасывающем патрубке, что сопровождается более поздним возникновением кавитации.

Работа над повышением уровня КПД для насосов свободновихревого типа проводилась в двух направлениях. Во-первых, исследовался рабочий процесс СВН [2 - 8], что позволило создать методику расчета; во-вторых, на основе экспериментальных данных разрабатывались новые конструктивные решения [9 - 13], которые позволили совершенствовать проточную часть насоса и, соответственно, повысить его КПД.

Что же касается исследований кавитации в СВН, то информация о характере самого этого гидродинамического явления, особенностях его проявления в данных насосах практически отсутствует.

Из работ, относящихся к исследованию кавитационных характеристик СВН, следует отметить работы, выполненные зарубежными авторами [2, 14, 15].

В работе [2] приведены результаты экспериментальных исследований кавитации в СВН с РК, содержащих десять радиальных плоских лопаток. Обнаружено, что при уменьшении кавитационного запаса на режимах недогрузок кавитационные характеристики постепенно снижаются, а на режимах перегрузок происходит их возрастание.

В работе [14] экспериментально исследовано влияние геометрических параметров рабочего колеса (угла наклона и числа лопаток) на

кавитационные характеристики СВН. Обнаружено, что СВН с РК, содержащими число лопаток $Z = 8-12$, имеют лучшие кавитационные качества. Ухудшение кавитационных характеристик наблюдается в случае применения РК с $Z = 6$, а также РК с загнутыми назад лопатками. Наряду с изучением кавитационных характеристик СВН с различными РК проводились исследования и по влиянию формы подвода. Отмечается ухудшение кавитационных качеств насоса в случае сужения всасывающего патрубка.

В работе [15] приведены кавитационные характеристики СВН с кольцевым отводом. Отмечается, что характер кавитационных характеристик СВН аналогичен центробежным насосам, а более поздний срыв параметров работы СВН является его преимуществом. При анализе характеристик было обнаружено, что форма частной кавитационной характеристики зависит от режима работы насоса, а наилучшие кавитационные качества отмечены у насоса с РК, имевшим прямые плоские радиальные лопатки при $Z = 8$.

При испытаниях СВН [16, 17, 18] начало кавитации проявляется в незначительном понижении напора и КПД, как и в центробежных насосах. До момента срыва работы насоса влияние кавитации сказывается незначительно, а кавитационные характеристики имеют пологий характер изменения.

Проведенный анализ показал, что основное влияние на кавитационные характеристики СВН оказывают геометрические параметры РК. Полученные в работах [2, 14, 15, 16, 17, 18] экспериментальные данные позволяют оценить влияние некоторых соотношений геометрических параметров РК на кавитационные качества СВН.

Как известно [19], кавитация - это комплекс явлений, связанных с возникновением, развитием и уничтожением кавитационных пузырьков, заполненных парами и газами, выделившимися из жидкости при понижении давления. Проблема кавитации имеет два аспекта: гидромеханический и физико-технический [20]. Основными гидромеханическими задачами являются: понимание условий возникновения кавитации, определение зависимостей между размерами исследуемого насоса и его кавитационными характеристиками, а также установление связи интенсивности кавитационных явлений с интенсивностью шума и вибрации.

Возникает трудность в определении этих закономерностей, так как проявление указанных взаимосвязей может быть вызвано не только кавитацией, но и рядом других факторов. Единственным средством для определения истинной причины влияния кавитации на рабочие параметры служат данные кавитационных характеристик, полученных в ходе параметрических испытаний насосов.

Исследование кавитации в насосах в настоящее время проводится, главным образом, на основе энергетического метода исследования. В этом случае кавитационные характеристики строятся по изменению их энергетических характеристик [21]. Задачей этих исследований является указание на кавитационной характеристике насоса точки, у которой начинается кавитация.

В насосах принято различать два критических режима кавитации - первый и второй. Первый критический режим соответствует моменту начала кавитации в насосе. На кавитационных кривых этот режим характеризуется началом понижения напора или КПД. Второй критический режим соответствует моменту срыва работы насоса. На кавитационных кривых этот режим характеризуется началом резкого падения контролируемого параметра.

При изучении кавитационных характеристик насосов возникает проблема определения величины критического кавитационного запаса. В

данной работе авторы использовали способ определения критического кавитационного запаса $\Delta h_{кр}$ по кривой напора в точке его падения на величину 3%.

Следует отметить условность определения кавитационных режимов работы насоса, в основу которого положено лишь одно из многочисленных вредных проявлений кавитации, а именно ее влияние на энергетические параметры, в частности, на напор насоса.

Учитывая сложность рабочего процесса СВН и разрозненность данных по влиянию различных соотношений геометрических размеров проточной части на кавитационные характеристики, возникла необходимость более детальных и комплексных экспериментальных исследований кавитационных качеств свободновихревых насосов. Иначе наиболее простым представляется путь экспериментального изучения влияния соотношений геометрических параметров РК, режимов работы и частоты вращения на кавитационные характеристики СВН.

Известно [22], что одним из способов изменения параметров СВН является варьирование геометрических параметров РК (наружного и внутреннего диаметров, количества лопаток, углов установки и наклона лопатки). В связи с этим возникла необходимость в проведении экспериментальных исследований, которые позволяли бы учесть влияние этих параметров на кавитационную характеристику насоса и определить их оптимальные соотношения.

Кавитационные характеристики для РК с 6, 8, 10 и 12 лопатками представлены на рис. 1. Из полученных зависимостей следует, что при постоянном расходе значение напора увеличивается с увеличением числа лопаток. Объяснение [11] происходящего заключается в изменении циркуляционных потерь в межлопаточных каналах РК. В результате увеличения числа лопаток при постоянном значении расхода происходит уменьшение циркуляционных потерь, что подтверждается исследованиями Степанова [23].

Анализируя полученные результаты, необходимо отметить, что существует оптимальное число лопаток РК, при котором СВН имеет наилучшие кавитационные качества. Для испытанных вариантов РК это число лопаток находится в пределах $Z = 9-12$. Для исследуемых вариантов РК напор и КПД имеют тенденцию к уменьшению с увеличением разряжения на входе в насос. Характер изменения кавитационных характеристик СВН несколько отличен от центробежных и осевых насосов. При этом полученные результаты отличаются от данных работы [2] и близки к характеру влияния числа лопаток РК на кавитационную характеристику центробежного насоса. Уменьшение числа лопаток ведет к уменьшению стеснения потока, уменьшению скорости на входе в РК и соответственно улучшению кавитационных качеств насоса. Именно это и наблюдается при изменении числа лопаток РК с $Z = 10$ к $Z = 6$. Несколько обособлено стоит результат испытаний РК с $Z = 12$. Для этого РК падение напора на кавитационной характеристике более позднее. Это можно объяснить степенью условности, которая имеет место при определении критического кавитационного запаса $\Delta h_{кр}$ по 3% падения напора на кавитационной характеристике.

Результаты экспериментальных исследований по влиянию угла установки лопатки РК приведены на рис. 2. Анализ результатов показал, что изменение угла установки лопатки с $\beta_y = 90^\circ$ до $\beta_y = 85^\circ$ приводит к уменьшению величины критического кавитационного запаса. Дальнейшее уменьшение угла β_y до 75° сопровождается увеличением значения $\Delta h_{кр}$ на всех режимах работы насоса. При этом оптимальный режим работы насоса сдвигается в область больших подач. Зависимость кавитационного запаса, соответствующего срыву работы насоса, аналогична изменению критического кавитационного запаса $\Delta h_{кр}$ для всех исследуемых РК.

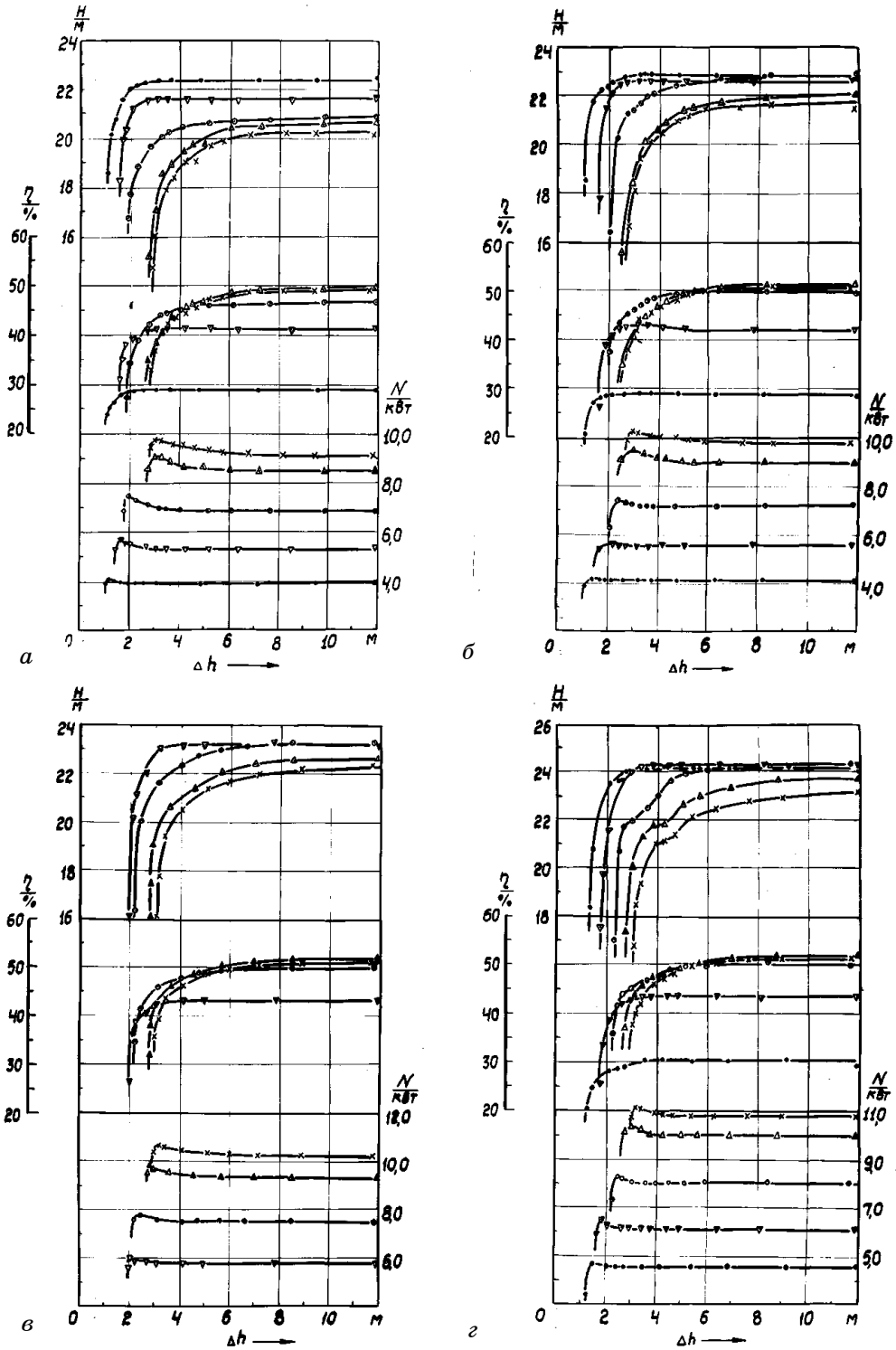


Рисунок 1 – Кавитационные характеристики при различных числах лопаток РК: а – $Z = 6$; б – $Z = 8$; в – $Z = 10$; г – $Z = 12$ (● – при $Q = 0,25Q_{0nm}$; ▼ – при $Q = 0,5Q_{0nm}$; ○ – при $Q = 0,75Q_{0nm}$; △ – при $Q = 1,0Q_{0nm}$; × – при $Q = 1,1Q_{0nm}$)

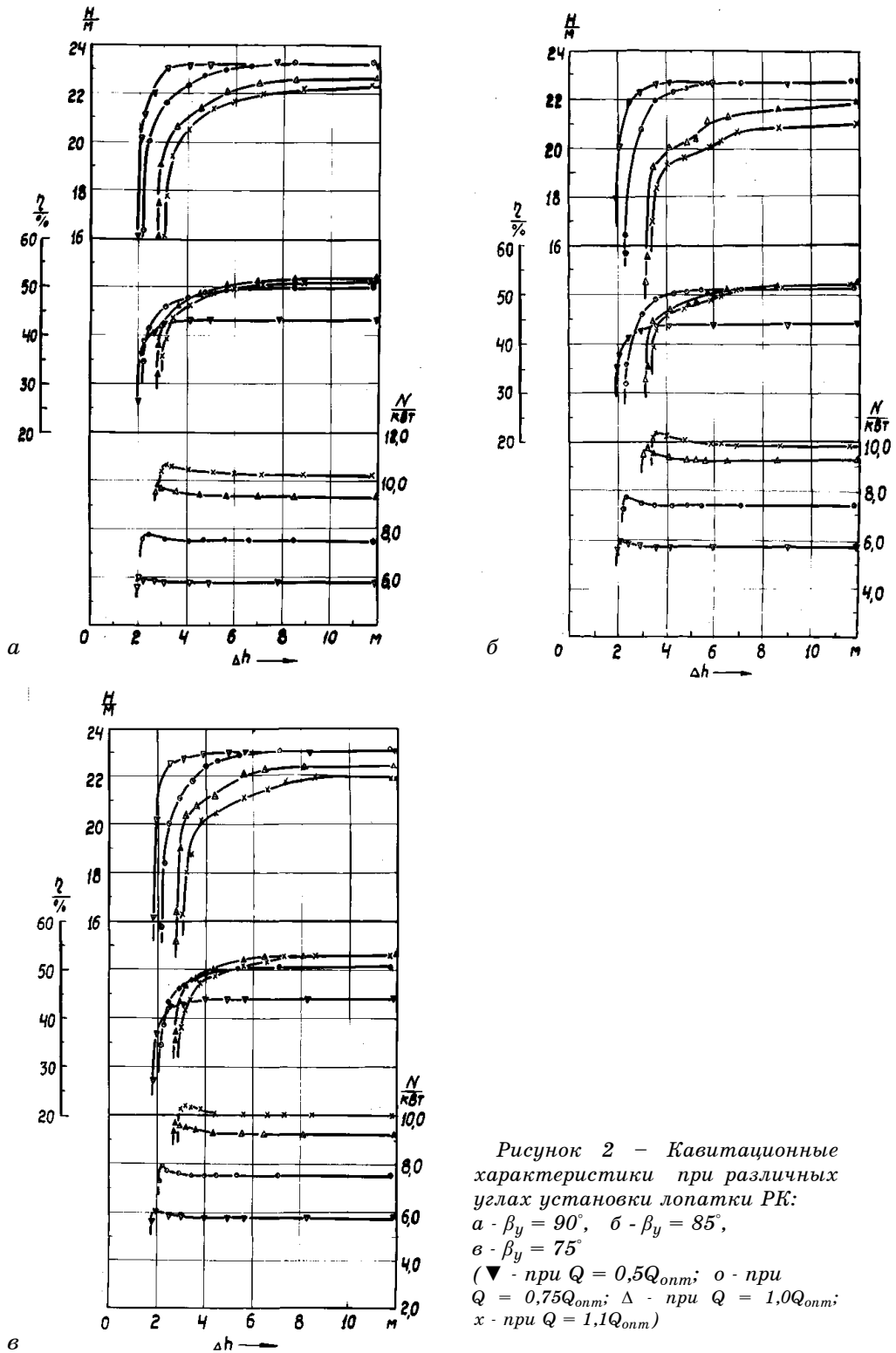


Рисунок 2 - Кавитационные характеристики при различных углах установки лопатки РК:
 а - $\beta_y = 90^\circ$, б - $\beta_y = 85^\circ$,
 в - $\beta_y = 75^\circ$
 (\blacktriangledown - при $Q = 0,5Q_{онм}$; \circ - при $Q = 0,75Q_{онм}$; Δ - при $Q = 1,0Q_{онм}$; x - при $Q = 1,1Q_{онм}$)

Кавитационные характеристики насосов с РК при различных углах наклона лопатки приведены на рис. 3.

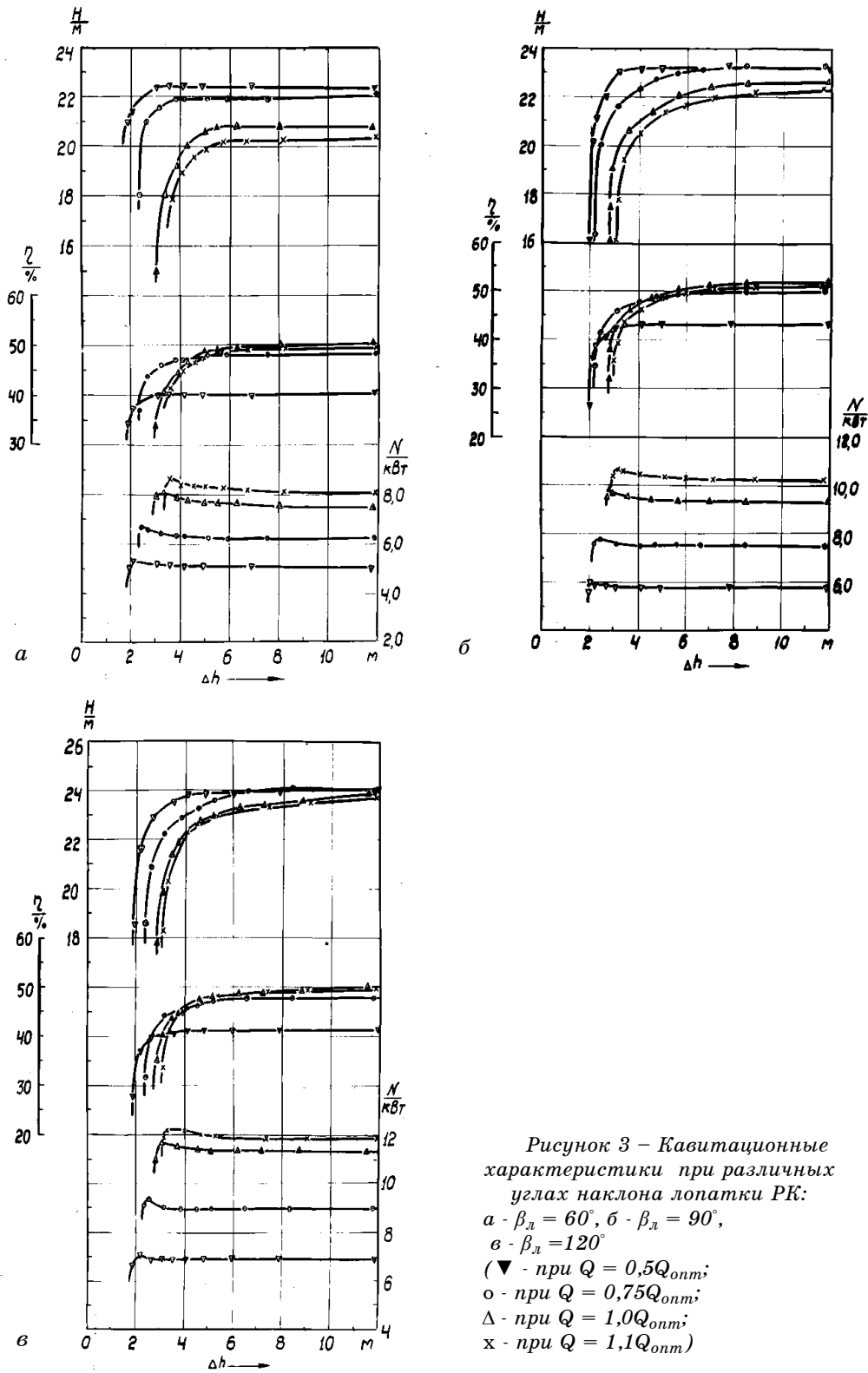


Рисунок 3 – Кавитационные характеристики при различных углах наклона лопатки РК:

$a - \beta_l = 60^\circ$, $б - \beta_l = 90^\circ$,
 $в - \beta_l = 120^\circ$
 (∇ - при $Q = 0,5Q_{0nm}$;
 \circ - при $Q = 0,75Q_{0nm}$;
 Δ - при $Q = 1,0Q_{0nm}$;
 \times - при $Q = 1,1Q_{0nm}$)

Анализ характеристик показывает, что значение $\Delta h_{кр}$ существенно зависит от угла наклона лопатки РК. На оптимальном режиме работы

для РК с $\beta_l = 60^\circ$ и РК с $\beta_l = 120^\circ$ величина критического кавитационного запаса меньше, чем для РК с $\beta_l = 90^\circ$. По-видимому, уменьшение $\Delta h_{кр}$ для РК с $\beta_l = 60^\circ$ по сравнению с РК при $\beta_l = 90^\circ$ вызвано уменьшением потерь на входе в РК в результате согласования угла наклона лопатки с углом натекания потока. Так как частицы жидкости в свободной камере перемещаются по винтовым линиям [3], то жидкость в относительном движении направлена в сторону, обратную вращению РК. При этом уменьшаются углы атаки при натекании потока на лопатки колеса. Уменьшение $\Delta h_{кр}$ для РК с $\beta_l = 120^\circ$ по сравнению с РК $\beta_l = 90^\circ$ объясняется условиями натекания основного потока, поступающего на лопатки колеса из свободной камеры. Основной поток направляется на лопатки с меньшими углами атаки при РК с $\beta_l = 120^\circ$, что сопровождается уменьшением гидравлических потерь при входе потока в межлопаточные каналы колеса.

Кавитационный запас, как разница полной удельной энергии потока на входе в РК и энергией, соответствующей давлению насыщенного пара перекачиваемой жидкости, является абсолютным параметром оценки всасывающей способности насоса. Для определения кавитационных качеств насосов используют различные критерии. Обобщающим параметром для оценки совершенства конструкции насоса в отношении кавитационных качеств является кавитационный коэффициент быстроходности С.С.Руднева С.

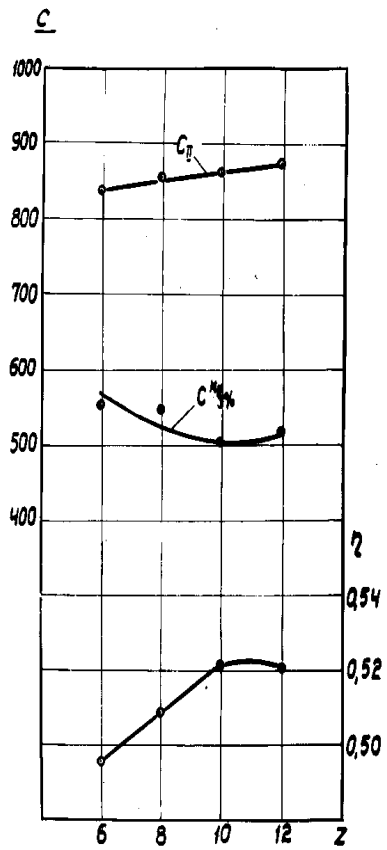
На рис. 4 приведена зависимость критических кавитационных коэффициентов быстроходности $S_{кр}$ и S_{II} при трехпроцентном падении напора и срыве рабочих параметров насоса. Из рис. 4а видно, что с увеличением числа лопаток РК происходит незначительное увеличение S_{II} . При этом максимальное значение КПД наблюдается в РК с наименьшей величиной $S_{кр}$.

Изменение кавитационных коэффициентов быстроходности $S_{кр}$ и S_{II} приведено на рис. 4б. Влияние угла установки лопатки РК на кавитационные качества СВН вызвано изменением угла атаки в результате закрутки основного потока в свободной камере насоса продольным вихрем. При уменьшении β_y с 90° до 85° для оптимального режима работы насоса кавитационные коэффициенты быстроходности увеличиваются.

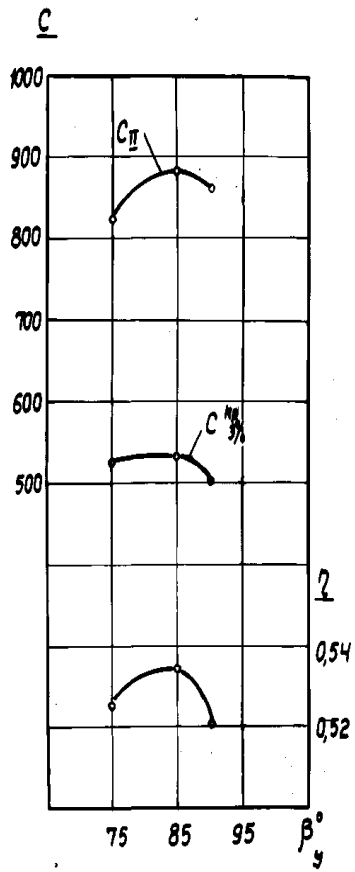
Изменение кавитационного коэффициента быстроходности $S_{кр}$, приведенного на рис. 4в, указывает на улучшение кавитационных качеств СВН с углами наклона лопатки, отличающихся от $\beta_l = 90^\circ$. Уменьшение же кавитационного коэффициента быстроходности S_{II} при уменьшении угла наклона лопатки указывает на то, что срыв параметров насоса для РК с $\beta_l = 60^\circ$ происходит раньше. Объясняется это тем, что каверна, образовавшаяся с тыльной стороны лопатки, полностью заполнила межлопаточные каналы и достигла выхода из РК.

Для обеспечения необходимых параметров насоса или расширения области его применения часто требуется внесение немодельных изменений в конструкцию. В этих случаях в практике разработки лопастных насосов широко используются эмпирические формулы или графики, позволяющие учесть влияние немодельных изменений конструкции насоса на его рабочую характеристику, в том числе и на кавитацию. Данный подход правомерно использовать и при создании СВН.

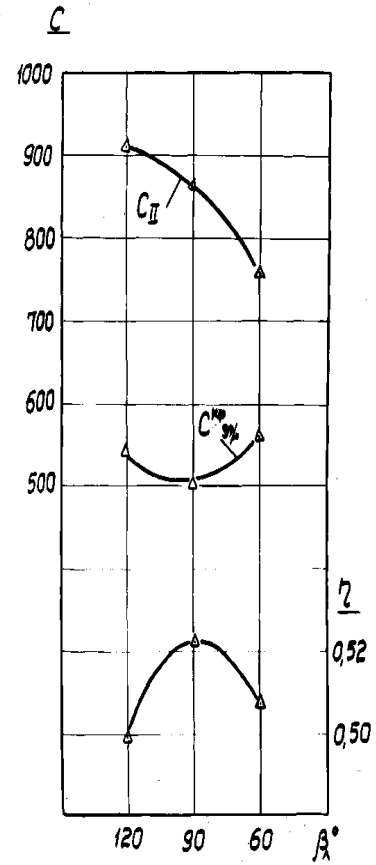
Известно [22], что наиболее эффективным способом изменения параметров СВН является подрезка наружного диаметра РК. В связи с этим возникла необходимость в проведении экспериментальных исследований по влиянию подрезки наружного диаметра РК на кавитационные качества насоса. Полученные при этом результаты экспериментальных исследований приведены ниже.



a)



б)



в)

Рисунок 4 - Зависимость кавитационных коэффициентов быстроходности: а - от Z ; б - от β_y ; в - от β_x

На рис. 5 приведены кавитационные характеристики СВН с РК при различных наружных диаметрах. Изменение наружного диаметра РК производилось путем обточки лопаток. При этом условия входа в РК оставались неизменными. Из анализа результатов следует, что при увеличении обточки величина критического кавитационного запаса уменьшается. При этом уменьшаются оптимальные значения подачи и напора насоса. При уменьшении наружного диаметра кавитационный коэффициент быстроходности $C_{кр}$ в оптимальном режиме практически не изменяется. Зависимость кавитационного коэффициента быстроходности $C_{кр}$ дана на рис.6. Указанные результаты показывают, что изменение наружного диаметра РК не влияет на кавитационные качества СВН.

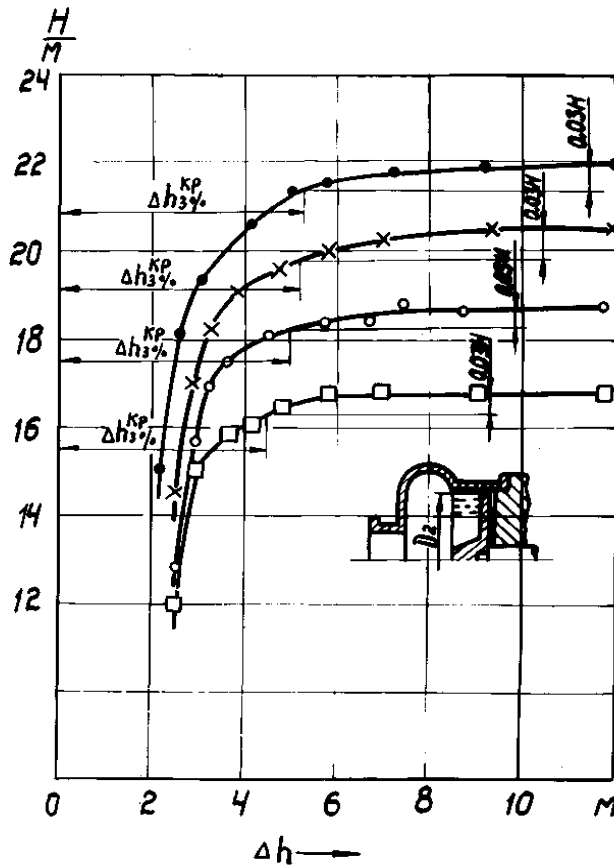


Рисунок 5 - Кавитационные характеристики при изменении наружного диаметра РК

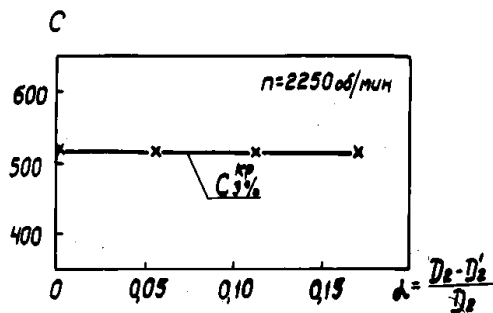


Рисунок 6 - Зависимость кавитационного коэффициента быстроходности $C_{кр}$ от величины подрезки РК по наружному диаметру

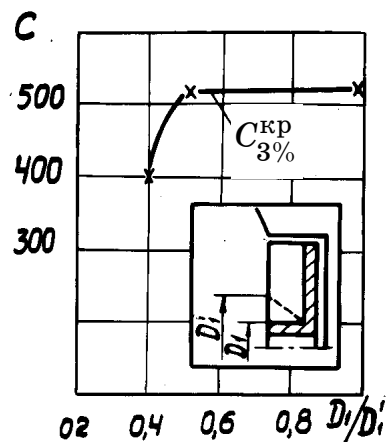


Рисунок 7 – Зависимость кавитационного коэффициента быстроходности $C_{кр}$ от величины подрезки РК по внутреннему диаметру

Далее было исследовано влияние условий входа в РК на кавитационные качества СВН. Изменение условий входа РК выполнялось путем наклонной подрезки по ширине лопатки (рис.7). Наклонная подрезка изменяет угол натекания потока на лопатки РК, зависящий от закрутки потока в свободной камере. Исследования показали, что, несмотря на уменьшение стеснения потока на входе РК, величина кавитационного коэффициента быстроходности $C_{кр}$ сохраняет постоянное значение.

Подрезка лопаток РК до внутреннего диаметра, равного диаметру отверстия всасывавшего патрубка, изменяет условия натекания на входе в колесо. Продольный вихрь в свободной камере деформируется в сторону большего диаметра входа в РК. При этом смешивание поступившего из всасывающего патрубка основного потока и потока от продольного вихря происходит с меньшими гидравлическими потерями.

Сравнение критических кавитационных запасов при подрезке наружного диаметра РК показывает, что пересчет $\Delta h_{кр}$ не подчиняется известным зависимостям теории подобия. Не наблюдается характерной зависимости между критическими кавитационными запасами и в случае изменения внутреннего диаметра РК. Поэтому указанные изменения в конструкции РК целесообразно использовать при доводке СВН.

Во время кавитационных испытаний различные значения кавитационных запасов можно получить путем изменения давления перед насосом при постоянных значениях подачи и частоты вращения. Для подобных насосов [23] изменение режима течения приводит к изменению гидравлических потерь перед входом в колесо, в самом колесе и в отводе. Результаты экспериментальной проверки применимости формул подобия для пересчета кавитационных характеристик СВН при различных частотах вращения РК приведены на рис.8.

Сравнение кавитационных характеристик показывает, что с уменьшением кавитационного запаса происходит незначительное уменьшение напора насоса, а крутизна характеристик увеличивается с ростом частоты вращения. Полученные результаты исследований подтверждают справедливость формул подобия при определении кавитационных качеств СВН.

Значения критических кавитационных запасов, соответствующих второму критическому режиму, при различных частотах вращения не подчиняются закону подобия, вследствие того что положенные в основу этой зависимости уравнения Эйлера и расхода справедливы только для оптимальных режимов.

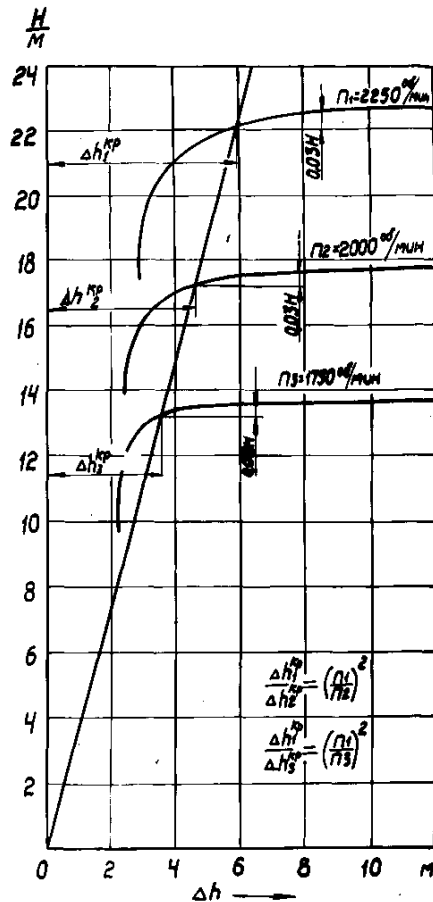


Рисунок 8 – Кавитационные характеристики при различных частотах вращения РК

Пологий характер кавитационных характеристик указывает на возможность эксплуатации СВН, вплоть до режима срыва его рабочих параметров. При этом наблюдается незначительное уменьшение КПД насоса.

По результатам проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

- пологий характер изменения частных кавитационных характеристик указывает на постепенное развитие кавитации, что позволяет использовать СВН в широком диапазоне изменения давления на входе;
- устойчивая работа СВН, вплоть до срыва параметров, допускает повышение концентрации включений в перекачиваемой жидкости;
- при оптимизации геометрических размеров проточной части СВН с точки зрения его кавитационных качеств следует выбирать РК с $Z = 6$ и $\beta_d = 120^\circ$;
- с уменьшением расхода перекачиваемой жидкости уменьшаются значения критических кавитационных запасов для всех исследуемых вариантов РК;
- при изменении частоты вращения формулы подобия справедливы для кавитационных запасов, соответствующих первому критическому

режиму;

– кавитационные качества СВН не зависят от величины наружного диаметра РК.

SUMMARY

EVALUATION OF CAVITATION CHARACTERISTIC OF TORQUE FLOW PUMPS

A.I. Kotenko, V.F. German

Sumy State University

The article presents the results of researches about influence of geometrical parameters of impeller of the torque flow pump «Turo» type on its cavitation characteristic, in particular, influence of different correlations of geometrical parameters of impeller, operations and frequency of rotation on the value of net positive suction head $NPSH_3(\Delta h_{кр})$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Богницкая Ф.Л. Исследование рабочих органов насосов для взвешенных веществ // Тр. ВИГМ. -1959. -Вып. XXIV. - С. 38-76.
2. Rüttschi K. Die Arbeitweise von Freistrompumpen // Bauzeitung, Schweiz. -1968. – Vol. 86, № 32. – P. 575-582.
3. Герман В.Ф. Исследование структуры потока в свободновихревом насосе // Гидравлические машины и гидропневоагрегаты: теория, расчет, конструирование: Темат. сб. научн. Трудов. – Киев: ИСИО,1994. – С. 67-81.
4. Соляник В.А. Методики расчета проточной части свободновихревых насосов типа «Turo» на основе обобщенных критериев связи режимных и геометрических параметров // Вісник СумДУ. –1998. -№ 2 (10). – С. 81-84.
5. Wegener G. Einsatz von Turo-Pumpen in der Industrie // Allgemeine Papier, Rundschau. - 1968. – № 40. – P. 1208-1210.
6. Пресман Л.С. Смерчевые (свободновихревые) насосы // Труды ВНИИГидромаш. -1967. – № 36. – С. 46-65.
7. Aoki M. Studies of the Vortex Pump (1st Report, Flow Model) // Bulletin of the JSME. - 1983. – Vol. 26, № 213. – P. 394-398.
8. Grabow G. Pumpen zur Förderung von Flüssigkeiten nach dem Peripheral – Wemco und Turo-Prinzip // Pumpen und Verdichter-Informationen. -1965. – № 2. – P. 19-26.
9. Egger E. Einsatz von Turo-Pumpen in der Industrie mit spezieller Berücksichtigung des Einsatzes für stark schleißende Fördergüter // Pumpen und Verdichter-Informationen. - 1967. – № 2. - 11 p.
10. Stepniewski M. Pompy od rodkowe o przepływie swobodnym // Przegląd mechaniczny. – 1969. – Vol. 28, № 16. – P. 493-497.
11. Rokita J. Wpływ geometrycznych cech konstrukcyjnych na parametry pracy pomp o swobodnym przepływie // Zeszyty Naukowe Politechniki Slaskiej. -1975. – № 420. – P. 43-65.
12. Корбутовский А.А. Влияние геометрии отвода на рабочие параметры свободновихревого насоса // Исследование, расчет и технология изготовления гидромашин: Сборник научных трудов ВНИИГидромаш. -1977. – С. 40-52.
13. Герман В.Ф., Гусак А.Г., Кочевский А.Н. Создание проточных частей свободновихревых насосов повышенной экономичности // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. –2007. –Ч.1, №3(109). – С.53-59.
14. Aoki M. Studies of the Vortex Pump (Cavitation characteristic) // Bulletin of the JSME. – 1983. – Vol. 26, № 216. – P. 254-258.
15. Zarzycki M., Rokita J., Morzyński S. Badania pompy kretnej o swobodnym przepływie produkowanej seryjnie // Zesz. nauk. PSJ. – 1974. – № 425. – P. 103-119.
16. Вертячих А.В., Котенко А.И. Некоторые результаты экспериментальных исследований кавитационных качеств свободновихревых насосов // Всес. научн.-техн. совещание "Повышение эффективности и надежности машин и аппаратов в основной химии": Тез. докл. – Сумы, 1986. – С.108–109.
17. Ковалев И. А., Герман В.Ф., Котенко А. И. Экспериментальное исследование влияния числа лопаток рабочего колеса на кавитационные характеристики свободновихревого насоса. - Деп. в ЦИНТИХимнефтемаш 18.03.88. – № 1803.
18. Ковалев И. А., Котенко А. И. О влиянии конструктивных параметров рабочего колеса на кавитационные характеристики свободновихревого насоса // Химическое машиностроение: расчет, конструирование, технология: Тематический сборник научных трудов. – Киев, 1992. – С.29-35.
19. Перник А.Д. Проблемы кавитации. –Л.: Судостроение, 1966. -439с.

20. Шальнев К.К. Некоторые проблемы кавитации // Вестник АН СССР. – Москва, 1967. – № 6. – С. 68-74.
21. Карелии В.Я. Кавитационные явления в центробежных и осевых насосах. – М: Машиностроение, 1975. – 336с.
22. Герман В.Ф., Кочевский А.Н., Щеляев А.Е. Влияние различных способов доводки рабочего колеса на картину течения и характеристики свободновихревого насоса «Туго» // Проблемы машиностроения. – Харьков, 2007. – Т.10, №1. – С.24-31.
23. Степанов А.И. Центробежные и осевые насосы. – М.: Машгиз, 1960. – 463с.

Котенко А.И., кандидат техн. наук, доцент;
Герман В.Ф., кандидат техн. наук, доцент

Поступила в редакцию 26 мая 2008 г.