

УДК 622.671.

ИССЛЕДОВАНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА С ПРЕДВКЛЮЧЕННОЙ СВОБОДНОСИДЯЩЕЙ РЕШЕТКОЙ РАДИАЛЬНЫХ ЛОПАТОК

Малеєв В.Б., докт. тех. наук., проф., Прищенко В.А., аспірант
Донецкий национальный технический университет

Приведены результаты экспериментальных исследований способа повышения всасывающей способности центробежного насоса с помощью предвключенной свободностоящей решетки на входе в рабочее колесо последнего.

It is given the results experimental researches method of increasing centrifugal pump suction ability with setting the pre-included freeset grate on the entrance of the impeller.

Проблема и ее связь с научными или практическими задачами. Важным параметром работы многосекционного центробежного насоса шахтного водоотлива является значение вакуумметрической высоты всасывания $H_{\text{вак}}$. При ее увеличении подача и КПД насоса остаются неизменными до момента появления и развития кавитации в первом рабочем колесе насоса. Дальнейшее увеличение вакуума приводит к уменьшению вышеназванных показателей работы насоса, в результате чего повышается расход энергии для откачки притока шахтных вод. Поэтому, для обеспечения бескавитационной работы величина $H_{\text{вак}}$ не должна превышать допустимого значения $H_{\text{вак. доп}} = 0,85 H_{\text{вак}}^{\text{max}}$. Повышение всасывающей способности приведет к увеличению максимальной вакуумметрической высоты всасывания насоса $H_{\text{вак}}^{\text{max}}$. Это позволит применять на главном и участковых водоотливах наклонные самосмывающиеся водосборники. Как известно, значения максимальной вакуумметрической и геометрической высоты всасывания насоса соответственно равны:

$$H_{\text{вак}}^{\text{max}} = H_{\text{в. max}} + H_{\text{пот}} + \frac{v_{\text{ср}}^2}{2g} \quad (1)$$

$$H_{\text{в. max}} = \frac{p_a}{\rho g} - \frac{p_{\text{н.п.}}}{\rho g} - H_{\text{пот}} - \Delta h_k \quad (2)$$

где $H_{\text{пот}}$ – величина потерь во всасывающем трубопроводе, $v_{\text{ср}}$ – средняя скорость жидкости во всасывающем трубопроводе, p_a – атмосферное давление, $p_{\text{н.п.}}$ – давление насыщенных паров жидкости, Δh_k – допустимый кавитационный запас.

Величина допустимого кавитационного запаса [1-2]:

$$\Delta h_K = \mu \frac{C_1^2}{2g} + \lambda \frac{W_1^2}{2g}, \quad (3)$$

где C_1 , W_1 – соответственно абсолютная и относительная скорости потока на входе в рабочее колесо (р.к.); μ , λ – коэффициенты, учитывающие дополнительные понижения давления соответственно в подводе насоса и при обтекании входной кромки лопатки ($\mu \approx 1 + \lambda$ по данным [1]).

Принимая скорость во всасывающем трубопроводе равной скорости на входе в колесо $v_{cp} = v_{вх}$, с учетом (2) и (3) получим из (1) выражение для максимальной вакуумметрической высоты всасывания:

$$H_{\text{вак}}^{\text{max}} = \frac{P_a}{\rho g} - \frac{P_{н.п.}}{\rho g} - \Delta h_K + \frac{v_{cp}^2}{2g} = \frac{P_a - P_{н.п.}}{\rho g} - \lambda \frac{W_1^2}{2g} \quad (4)$$

Но так как уравнение (3) получено для одного режима работы в условиях, близких к безударному входу потока на лопасти колеса [2], т.е. при номинальной подаче, то при отклонении подачи от расчетного значения происходит как изменение составляющих скорости потока, так и изменение коэффициентов потерь давления μ , λ . Природа изменения последних не изучена, и поэтому в результате сложности теоретического изучения этих коэффициентов приобретают значимость экспериментальные исследования с последующим обобщением полученных результатов.

Анализ исследований и публикаций. Многими авторами с целью повышения КПД и всасывающей способности центробежных насосов были предложены способы выравнивания поля скоростей в межлопаточных каналах р.к. за счет установки на выходе [3-4] или входе [5] вспомогательных элементов либо профилирования межлопаточных каналов последнего [6]. Большинство этих работ носят лишь предположительный характер и не имеют основательного экспериментального подтверждения.

Постановка задачи. Целью данной статьи является экспериментальное изучение влияния поля скоростей только на входе в р.к. на всасывающую способность шахтных центробежных насосов. Для выравнивания поля скоростей при исследованиях использовалось устройство, разработанное кафедрой «Горной механики» ДонНТУ [5]. Оно представляет собой предвключенную свободностоящую решетку осевых лопаток, устанавливаемую на входе в р.к. (рис.1).

Изложение материала и результаты. Экспериментальная установка для изучения влияния предвключенной свободностоящей решетки представлена на рис. 2.

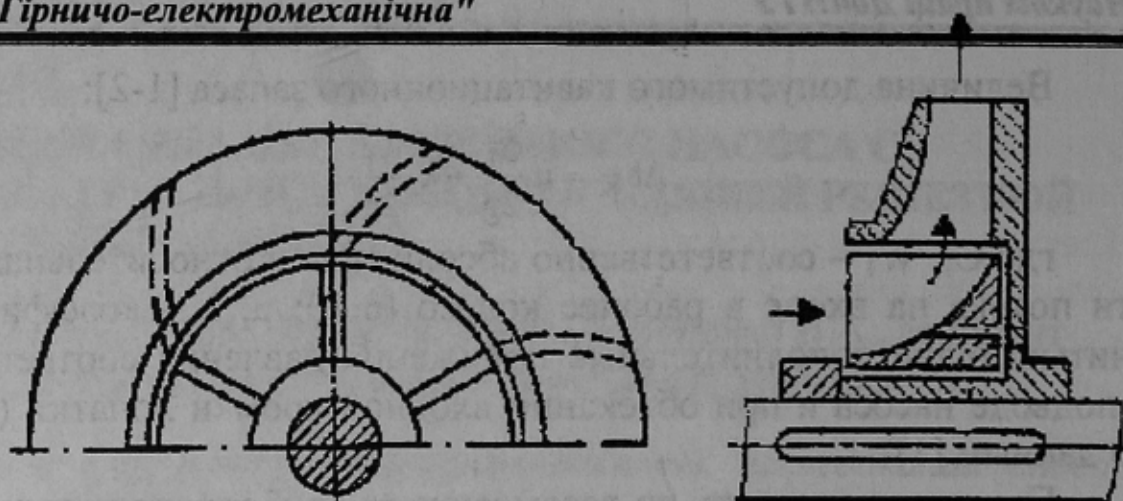


Рисунок 1.- Предвключенное свободносидящее колесо

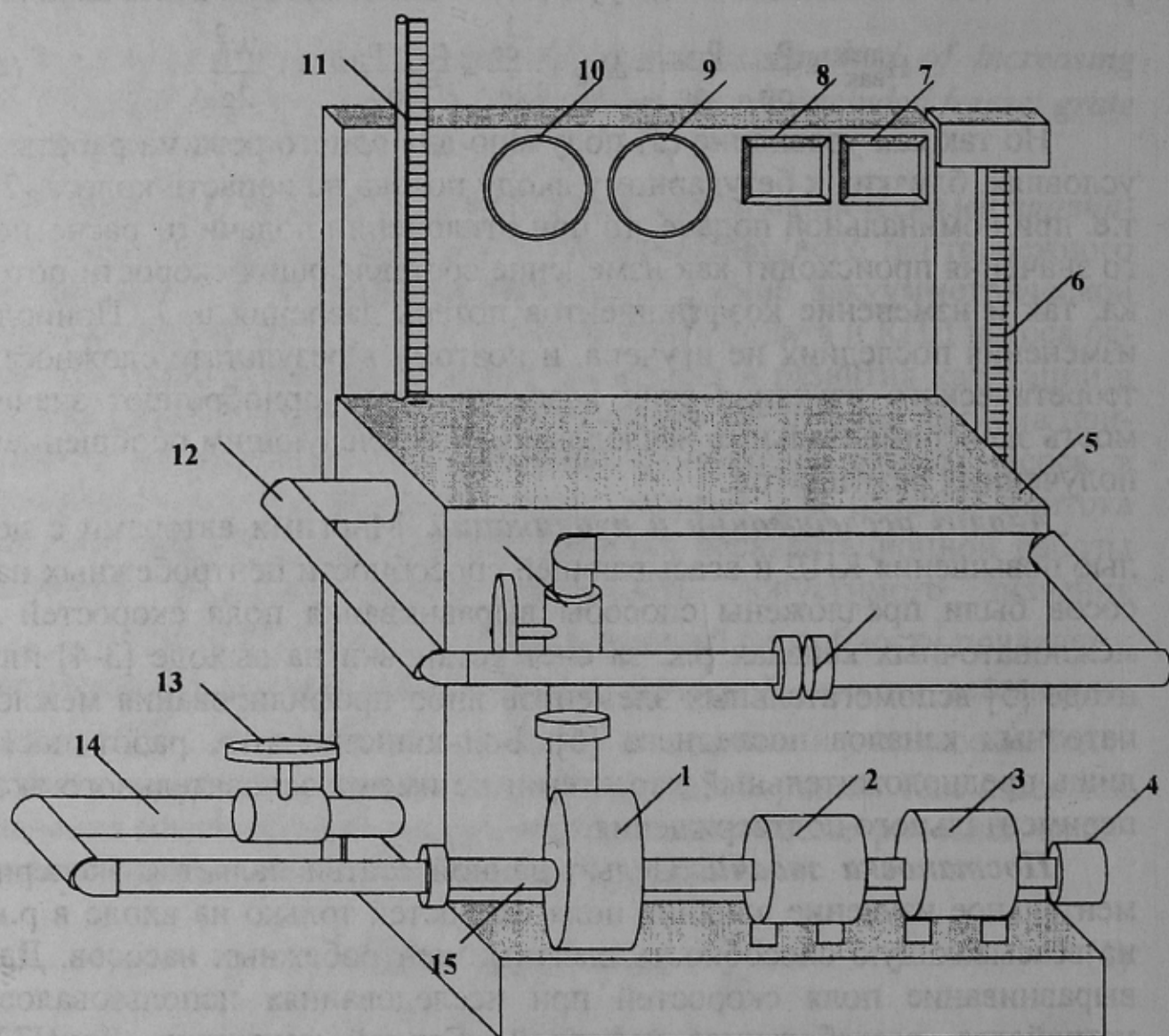


Рисунок 2.- Схема экспериментальной установки

1 – насос центробежный К 20-30; 2 – двигатель быстроходный; 3 – двигатель тихоходный; 4 – тахогенератор; 5 – бак; 6 – ртутный дифманометр; 7 – ваттметр; 8 – тахометр; 9 – вакууметр; 10 – манометр; 11 – пьезометр; 12 – напорный трубопровод; 13 – гидрозатвор; 14 – всасывающий трубопровод; 15 – всас из оргстекла; 16 – дроссельный вентиль; 17 – диафрагма.

Испытания проводились в соответствии с рекомендациями работы [7] и ГОСТ 6134-87. При проведении экспериментов первоначально в корпусе насоса было установлено рабочее колесо, имеющее четыре лопатки и плоскопараллельные диски. Совместно с этим колесом устанавливались следующие предвключенные прямые осевые решетки, имеющие:

- а) 4 лопатки шириной, равной $0,34d_{вс}$;
- б) 4 лопатки шириной, равной $0,6d_{вс}$;
- в) 8 лопаток шириной, равной $0,34d_{вс}$;
- г) 6 лопаток шириной, равной $0,6d_{вс}$,

где $d_{вс}$ – внутренний диаметр всасывающего трубопровода.

На рис.3 представлены экспериментальные зависимости кавитационного запаса насоса от его подачи с соответствующими вышеперечисленными предвключенными лопатками.

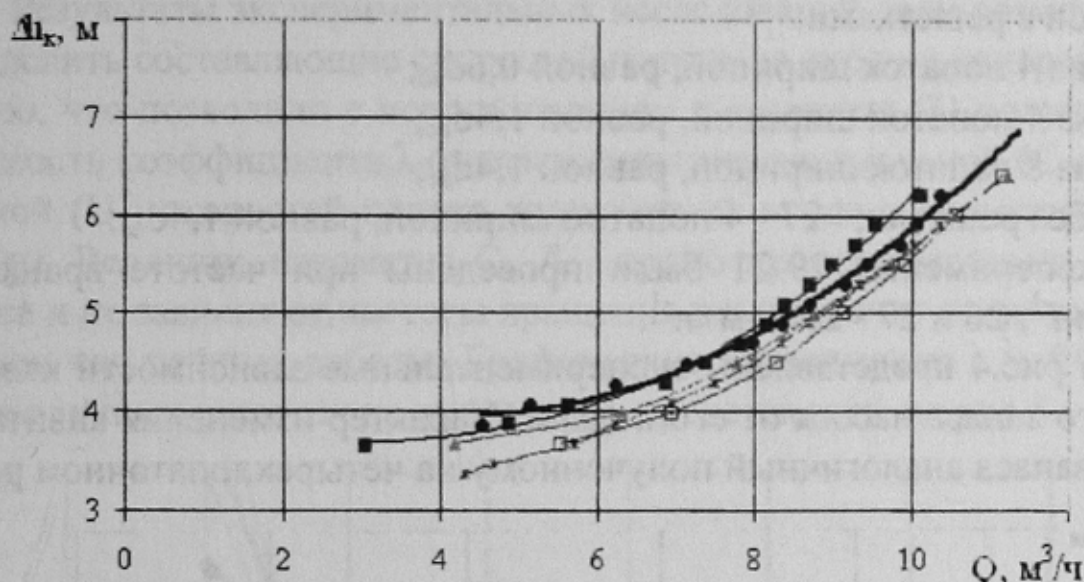


Рисунок 3. - Экспериментальные зависимости кавитационного запаса от подачи насоса.

◆ без решеток, ■ а, ▲ б, □ в, ◐ г

Как видно из рисунка, наибольшее снижение кавитационного запаса достигается при установке на входе в р.к. решетки из 8 лопаток. По нашему мнению, причина достигнутого улучшения заключается в том, что р.к. имеет очень большие площади входа в межлопаточные каналы с резким изменением направления поток жидкости в этой области, а при установке же решетки поток разбивается на равные части, что снижает вихреобразование и делает распределение скоростей более равномерным.

Заметим также, что снижение кавитационного запаса увеличивается при отклонении подачи от ее номинального значения. Это вызвано изменением величин скоростей потока на входе в колесо по сравнению с их расчетными значениями. В частности, при уменьшении подачи ниже номинального значения увеличивается скорость закручивания потока, что приводит к увеличению вихреобразования. Установка же решетки лопастей препятствует прорыву вихрей из р.к. во входную область колеса, чем обеспечивается снижение гидравлических потерь и уменьшение кавитационного запаса.

В ходе дальнейших экспериментальных исследований в корпус насоса было установлено р.к. с 8 лопатками, имеющее плавный вход в межлопаточные каналы. Данное колесо также исследовалось в сочетании с предвключенными осевыми решетками различных конфигураций. Номера кривых на графиках соответствуют номерам экспериментов с решетками:

19 – из 4 лопаток шириной, равной $0,6d_{вс}$;

20 – из 4 лопаток шириной, равной $1,4d_{вс}$;

21 – из 8 лопаток шириной, равной $1,4d_{вс}$;

26 – без решетки; 27 – 4 лопатки шириной, равной $1,4d_{вс}$;

Эксперименты 19-21 были проведены при частоте вращения 1450 мин^{-1} , 26 и 27 – 2920 мин^{-1} .

На рис.4 представлены экспериментальные зависимости кавитационного запаса насоса от его подачи. Характер изменения кавитационного запаса аналогичный полученному на четырехлопаточном р.к.

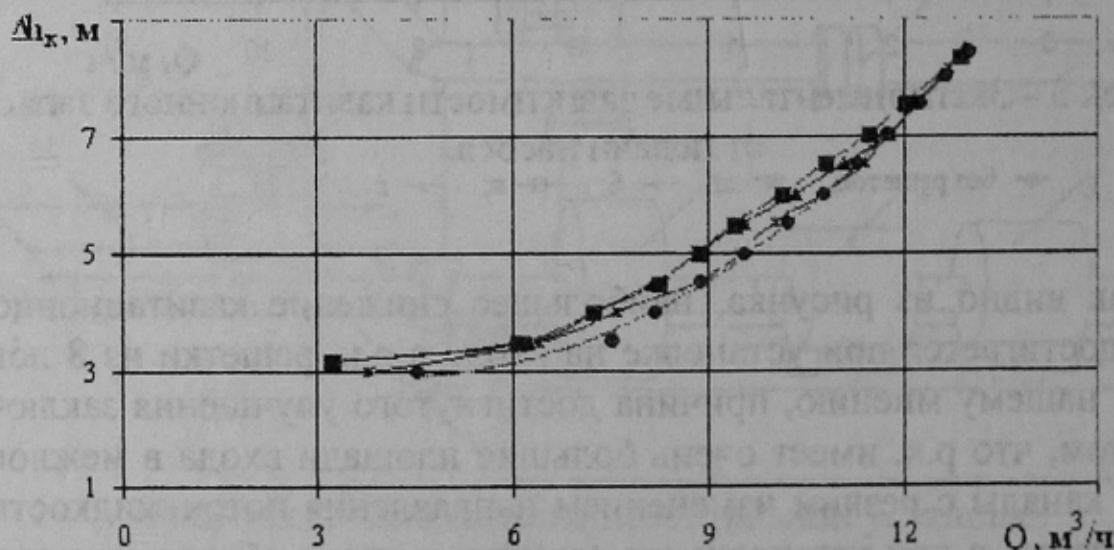


Рисунок 4. - Експериментальні залежності кавітаційного запаса від подачі насоса :

—■— колесо без решіток —▲— 19 —◆— 20 —●— 21

Анализ графиков показывает, что минимальное значение кавитационного запаса получено при установке на входе в колесо решетки из 8 лопаток, что на 10% ниже соответствующего кавитационного запаса для колеса без решеток. Математическая обработка результатов экспериментов позволила получить эмпирическую зависимость снижения кавитационного запаса от разницы ΔQ [м³/ч] фактической и номинальной подач насоса:

$$\Delta h'_k - \Delta h_k = \frac{a + b \cdot \Delta Q}{1 - c \cdot \Delta Q + d \cdot \Delta Q^2},$$

$\Delta h'$ - величина кавитационного запаса р.к. без решеток [м];
 a, b, c, d – эмпирические коэффициенты (для варианта №21: a = -0,025; b = 0,325; c = 0,059; d = 0,095).

Данная зависимость справедлива в диапазоне подач (0,5..1,2)Q_н (Q_н – номинальная подача насоса).

Результаты экспериментальных исследований дали возможность определить составляющие скоростей потока на входе в центробежное колесо, что позволило с использованием выражения (3) получить зависимость коэффициента λ от отношения меридиональной (C_{m1}) к окружной (U₁) скоростей потока жидкости на входе в межлопаточные каналы. Величина параметра C_{m1}/U₁ прямо пропорциональна подаче насоса и не зависит от частоты вращения р.к., а значит является показателем его режима работы. Графические зависимости $\lambda = f(C_{m1}/U_1)$ для различных решеток на входе в р.к. представлены на рис.5.

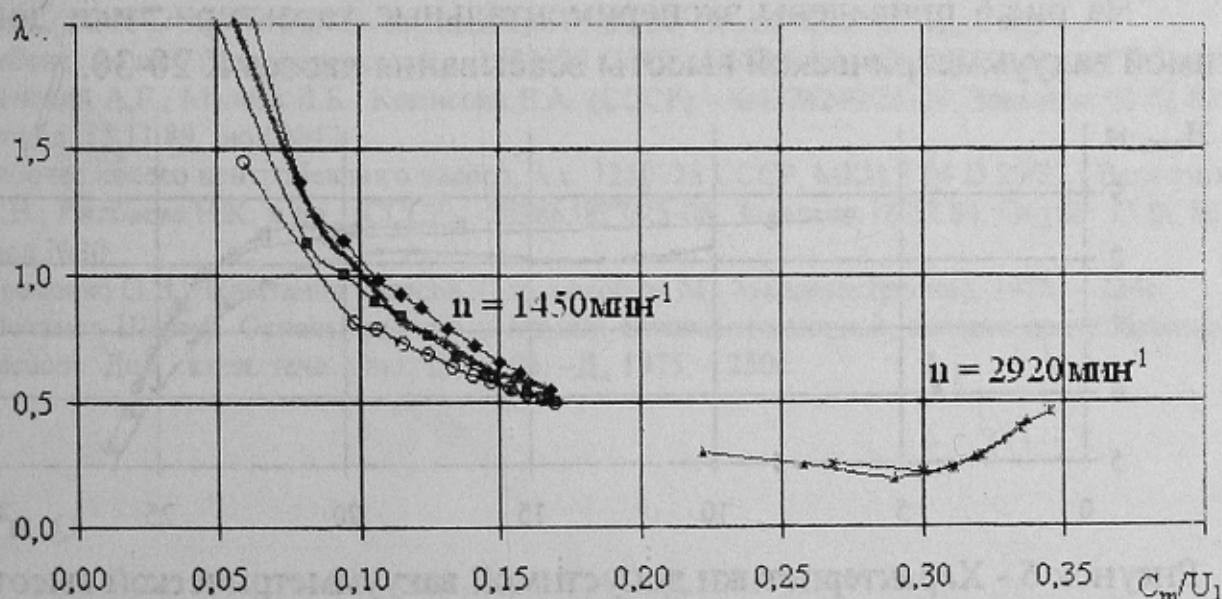


Рисунок 5. - Экспериментальные зависимости коэффициента λ от режима работы насоса:

— колесо без решеток — 19 — 20 — 21 — 26 — 27

Анализ графиков показывает, что при пониженных подачах насоса применение предвключенных осевых решеток снижает коэффициент λ , а следовательно и кавитационный запас. При этом разрыв между кривыми на графике, соответствующими различным частотам вращения, объясняется тем, что при пониженной частоте вращения параметры установки не позволили получить точки с большими значениями подачи. Минимальное значение коэффициента λ получено при $C_{m1}/U_1 = 0,3$, что соответствует величине номинальной подачи. Отклонение же значения подачи в ту или другую сторону приводит к росту λ , причем кривая в зоне повышенных подач имеет более крутой наклон. Последнее объясняет резкое увеличение кавитационного запаса и уменьшение допустимой вакуумметрической высоты всасывания насоса при его работе на повышенных подачах. Полученные на рис.5 экспериментальные кривые могут быть интерполированы зависимостью:

$$\lambda = 35,9 (C_{m1}/U_1)^2 - 18,4 C_{m1}/U_1 + 2,6 \quad (4)$$

Подобное выражение было получено в работе [8] при анализе большого количества насосов консольного, диагонального и двухстороннего типа. Выражение (4) является экспериментальным подтверждением этой работы. Оно может быть использовано для теоретического расчета допустимой вакуумметрической высоты всасывания шахтных насосов.

На рис.6 приведены экспериментальные характеристики допустимой вакуумметрической высоты всасывания насоса К 20-30.

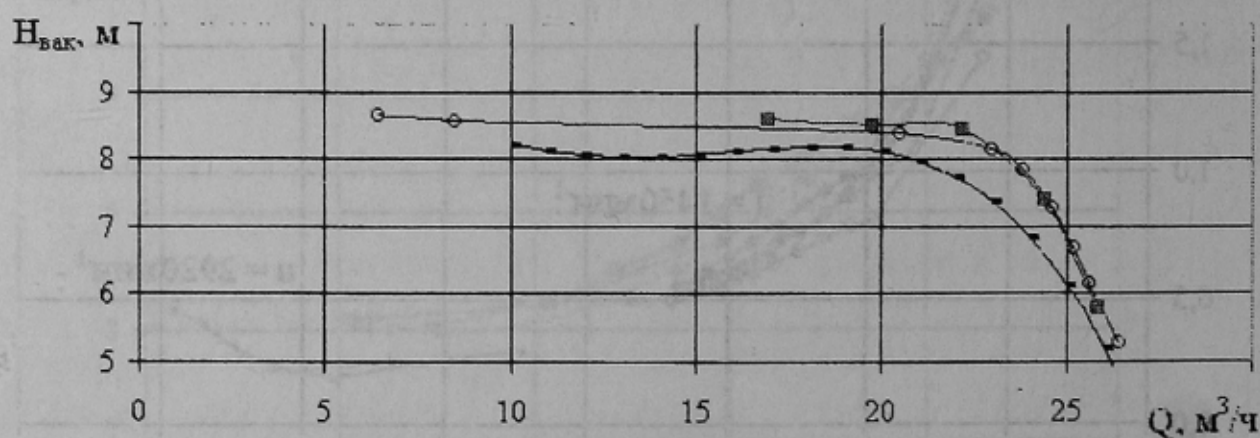


Рисунок 6. - Характеристики допустимой вакуумметрической высоты всасывания насоса К 20-30:

- расчетная характеристика
- колесо без решеток
- с решеткой из 4 лопаток шириной 1,4d_{вс}

Здесь же показана расчетная характеристика, построенная по зависимости (3) с учетом выражения (4). Расхождение теоретических и экспериментальных точек не превышает 8%. Таким образом, теоретическая зависимость имеет достаточную для инженерных расчетов сходимость с экспериментальными данными.

Выводы:

- установка предвключенных свободностоящих решеток лопастей на входе в центробежное колесо увеличивает его допустимую вакуумметрическую высоту всасывания;
- степень уменьшения кавитационного запаса р.к. зависит от величины фактической и номинальной подач насоса;
- максимальное повышение всасывающей способности насоса достигается в случае равенства количества лопаток предвключенной решетки и р.к.

Список источников

1. Шемель В.Б. Исследование срывных кавитационных режимов центробежных насосов// Труды ВИГМ. – 1958. – Вып 21. – С.13-29.
2. Карелин В.Я. Кавитационные явления в центробежных и осевых насосах. - М.: Машгиз, 1975. –336с.
3. Рабочее колесо центробежного колеса. А.с. 1141221 СССР, МКИ F 04 D 29/22 / Синенко А.Ю., Смирнов В.С., Байбаков О.В. (СССР). -№3550230/25-06; Заявлено 09.02.83; Опубл. 23.02.85, Бюл.№7.
4. Рабочее колесо центробежного насоса. А.с. 1204812 СССР, МКИ F 04 D 29/22/ Купряшов В.Д., (СССР). -№3767217/25-06; Заявлено 05.07.84; Опубл. 15.01.86, Бюл.№2.
5. Рабочее колесо гидромашин: А.с. 1521925 СССР, МКИ F 04 D 29/22 / Гейер В.Г., Боруменский А.Г., Малеев В.Б., Комисова Е.А. (СССР). -№4374240/25-29; Заявлено 01.02.88; Опубл. 15.11.89, Бюл.№42.
6. Рабочее колесо центробежного насоса. А.с. 1250728 СССР, МКИ F 04 D 29/22 / Вертячих А.В., Ржебаева Н.К. и др., (СССР). -№3865877/25-06; Заявлено 18.12.84; Опубл. 15.08.86, Бюл.№30.
7. Яременко О.В. Испытания насосов. Спр. пособие. М.: Машиностроение, 1976. – 224с.
8. Мохамед Шариф. Основы расчета и оценки антикавитационных качеств центробежных насосов: Дис... канд. техн. наук: 05.05.06. –Д., 1975. – 250с.