

УДК 622.671

## ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ ШАХТНОГО ВОДООТЛИВА ПРИ ЗАКРУЧИВАНИИ ПОТОКА НА ВХОДЕ В РАБОЧЕЕ КОЛЕСО

Малеев В.Б., докт. тех. наук., проф. Прищенко В.А., ассистент  
Донецкий национальный технический университет

*В работе проанализированы гидравлические потери в рабочих колесах шахтных центробежных насосов и обоснованы способы их снижения. С учетом создания предварительной закрутки потока на входе в рабочее колесо произведен расчет напорных и энергетических характеристик центробежных насосов.*

*In work the centrifugal pumps impeller hydraulic losses are analyzed and the ways of their decrease are offered. The pressure and efficiency characteristics of centrifugal pumps impeller are calculated taking into account creation preliminary flow vortex on an entrance in it.*

**Проблема и ее связь с научными или практическими задачами.** Особенностью работы шахтных центробежных насосов является перекачивание гидросмесей с содержанием твердых частиц угля и породы. Работа насоса на гидросмеси отличается от работы на чистой жидкости, т.к. изменяются его напорная и энергетическая характеристики, а также характеристика напорной сети. При этом рабочий режим насосной установки изменяется в области близкой к форме эллипса и возможно наступление параметрического резонанса. Поэтому задача уменьшения гидравлических потерь в проточной части насосов является актуальной.

**Анализ исследований и публикаций.** Существует довольно много работ, объясняющих характер появления и изменения отдельных потерь в рабочем колесе (РК) центробежного насоса. Например, К.Пфлейдерер [1] дает выражение для гидравлического КПД в зависимости от относительной скорости входа потока в колесо и абсолютной скорости его выхода из колеса. В.Шпанхаке [2] выражает гидравлические потери в РК центробежного насоса, сопоставляя каналы колеса с диффузорами. Однако, эти работы не учитывают влияние твердых частиц, содержащихся в шахтной воде, на потери насоса.

Вопросы перекачивания двухфазных потоков шахтными центробежными насосами рассматривались Зарей А.Н. [3, 3], Животовским

Л.С. и Смойловской Л.А. [5], а также Малеевым В.Б. [6].. Впервые о целесообразности такого закручивания для снижения гидравлических потерь в РК высказано в [7].

**Постановка задачи.** Целью данной статьи является изучение влияния на характеристики центробежного насоса закручивания потока перекачиваемой шахтной воды с включениями твердых частиц.

**Изложение материала и результаты.** Как известно, гидравлические потери напора в проточных элементах насосов обусловлены гидравлическими сопротивлениями и учитываются гидравлическим КПД:

$$\eta_r = 1 - \frac{\Delta h_r}{H_T} \quad (1)$$

где  $\Delta h_r$  - величина гидравлических потерь напора в проточной части насоса,  $H_T$  - теоретический напор колеса.

В общем случае потери напора в проточной части центробежного насоса при работе на гидросмеси равны

$$\Delta h_r = \Delta h_{тр} + \Delta h_{вих} + \Delta h_d + \Delta h_{уд} + \Delta h_{тв} \quad (2)$$

где выражение в правой части составляет сумму потерь соответственно на трение и вихреобразование внутри РК, дисковых снаружи колеса, ударных на входе в РК и потерь, обусловленных движением твердых частиц в гидросмеси.

Принимаем, что при закручивании потока на входе в РК дисковые потери остаются постоянными, ударные потери устраняются, а изменяются потери напора на трение в межлопаточных каналах РК и диффузорные потери. Их величины можно выразить упрощенными формулами [8]:

$$\Delta h_{тр} = \xi_1 \frac{W_1^2}{2g}, \quad \Delta h_{вих} = \xi_2 \frac{W_1^2}{2g} \quad (3)$$

где  $\xi_1$  и  $\xi_2$  - соответственно приведенные коэффициенты потерь на трение и диффузорных потерь,  $W_1$  - относительная скорость потока на входе в колесо.

Поскольку речь идет о перекачивании смеси, то не следует забывать о влиянии твердых частиц на потери в РК насоса. При оценке гидравлических потерь, сопровождающих течение смеси в канале, представляет существенный интерес возможность разделения гранулометрического состава твердого компонента на две группы: мелкие частицы, которые, несмотря на наличие интенсивного поля ускорений, все же продолжают участвовать в процессе турбулентного перемешивания, и более крупные частицы, которые под влиянием поля

центробежных сил перестают участвовать в турбулентном обмене и движутся в жидкости по индивидуальным траекториям. При участии всех твердых частиц в турбулентном обмене гидросмесь можно рассматривать как однородную жидкость и потери в потоке считать такими же, как для однородной жидкости той же плотности. При наличии твердых частиц, не участвующих в процессе турбулентного перемешивания, поток нельзя рассматривать как однородный и гидравлические потери в канале необходимо определить с учетом неоднородности потока.

Такое движение гидросмеси в РК шахтных центробежных насосов определяется размером и концентрацией твердых частиц. Граничный диаметр частиц для известного гранулометрического состава шахтной воды определяется по зависимости [9]. При этом частицы с меньшим диаметром будут участвовать в турбулентном перемешивании потока, а более крупные – перемещаться по индивидуальным траекториям.

$$d_{гр} = \sqrt{\frac{18\nu \cdot \alpha_{пуль} \cdot \rho}{n(\rho_T - \rho)}},$$

где  $\alpha_{пуль}$  – коэффициент, определяющий долю пульсационной скорости по отношению к относительной скорости потока смеси в РК,  $n$  – частота вращения РК,  $\nu$  – кинематическая вязкость жидкости,  $\rho$  и  $\rho_T$  – плотность жидкости и твердых частиц.

Приняв  $\rho_T = 1500 \text{ кг/м}^3$ ,  $\alpha_{пуль} = 0,1$  (согласно рекомендациям [9]) и  $n = 1450 \text{ мин}^{-1}$ , получим  $d_{гр} = 0,39 \text{ мм}$ . Для высокооборотных насосов с частотой вращения  $2950 \text{ мин}^{-1}$   $d_{гр} = 0,27 \text{ мм}$ . Эти значения будут несколько ниже при большей плотности твердых частиц

При определении суммарных гидравлических потерь в РК будем учитывать дополнительные потери, возникающие в результате относительного движения твердых частиц значением  $\Delta h_{ТВ}$ , которое определяется по зависимости [9]:

$$\Delta h_{ТВ} = S \left( 1 - \frac{S_1}{S} \right) \frac{\Delta T}{\rho_{см} g V_T}, \quad (4)$$

где  $S$  и  $S_1$  – объемная концентрация всех частиц и частиц, продолжающих двигаться вместе со смесью,  $\Delta T$  – потери кинетической энергии частицы в межлопаточных каналах РК из-за лобового сопротивления жидкости и удара о поверхность лопатки,  $\rho_{см}$  – плотность гидросмеси,  $V_T$  – объем твердых частиц.

Потери кинетической энергии твердых частиц на преодоление сил лобового сопротивления жидкости

$$\Delta T_{\text{лоб}} = \int_0^{S_r} C_{\text{лоб}} \cdot \rho \cdot S_{\text{тв}} \frac{\Delta W_T^2}{2} dS_r, \quad (5)$$

где  $C_{\text{лоб}}$  – коэффициент лобового сопротивления,  $S_{\text{тв}}$  – площадь миделево сечения частицы,  $\Delta W_T$  – проекция разницы скорости твердой частицы и жидкости на направление относительной скорости частицы,  $S_r$  – длина линии тока жидкости.

Согласно теории Карно-Остроградского кинетическая энергия, теряемая частицей в процессе удара, может быть найдена по формуле:

$$\Delta T_{\text{уд}} = \frac{m_{\text{ч}} \cdot v_{\text{уд}}^2}{2} (1 - K_{\text{ув}}^2), \quad (6)$$

где  $m_{\text{ч}}$  – масса твердой частицы шарообразной формы;  $v_{\text{уд}}$  – скорость соударения твердой частицы с изнашиваемой поверхностью;  $K_{\text{ув}}$  – коэффициент упругопластического восстановления.

Величина  $v_{\text{уд}}$  может быть принятой равной значению относительной скорости движения частицы в межлопаточном канале  $W_T$ .

Общее число частиц диаметром  $d_{\text{ч}} \geq d_{\text{гр}}$  способных за время  $t$  достичь поверхности лопатки, если вектор скорости  $v_{\text{уд}}$  направлен относительно поверхности площадью  $F_{\text{лоп}}$  под углом  $\alpha_{\text{уд}}$ , равно:

$$n_{\Sigma} = \frac{6v_{\text{уд}} S_r F_{\text{лоп}} t \sin \alpha_{\text{уд}}}{\pi d_{\text{ч}}^3}.$$

Однако, не все частицы входят в соприкосновение с ограничивающей поверхностью. С ней одновременно может соударяться только определенное число частиц, так как при достаточно высокой концентрации гидросмеси частицы будут уноситься потоком без соприкосновения с поверхностью. Вероятный анализ процесса контактирования твердых частиц с ограничивающей поверхностью позволил при достаточно большом содержании твердого в гидросмеси (при  $n_{\Sigma} \rightarrow \infty$ ) определить наивероятнейшее число таких частиц [10]:

$$n_t = \frac{6v_{\text{уд}} (1 - S) F_{\text{лоп}} t \sin \alpha}{\pi d_{\text{ч}}^3}. \quad (7)$$

С уменьшением диаметра частиц их инерционность уменьшается: как в пульсационном, так и в усредненном движении они практически следуют за несущей жидкостью, траектории их движения все больше совпадают с траекторией движения жидкости и большая часть твердого материала уносится потоком, не соприкасаясь при этом с деталью. Этому способствует наличие, кроме сольватной оболочки, у

мелких (легких) частиц так называемых ковалюмов, т. е. объемов несущей среды, соизмеряемых с объектами самих частиц и жестко связанных с ними.

Поэтому зависимость КПД насоса на гидросмеси от ее параметров имеет вид:

$$\eta_{см} = \frac{1,18 \cdot \eta \cdot \rho \cdot Q_n}{\rho_{см} Q_{см} d_{ср}^{0,02}}, \quad (8)$$

где 1,18 – коэффициент пропорциональности,  $m^{0,02}$ ,  $Q_n$  – номинальная подача насоса на чистой жидкости, и  $Q_{см}$  – подача насоса на смеси,  $d_{ср}$  – средний диаметр частиц,  $\eta$  – КПД насоса на чистой жидкости,  $\eta = \eta_r \cdot \eta_m \cdot \eta_o$ , где  $\eta_m$ ,  $\eta_o$  – механический и объемный КПД насоса.

Уравнение действительно в диапазоне  $\rho_{см}/\rho \leq 1,3$ ;  $Q_{см}/Q = (0,7...1,3)$ ;  $d_{ср} \leq 2,5$  мм, т.к. максимальный размер твердых частиц, осаждаемых в водосборниках главных водоотливных установок, не превышает (2..2,5) мм.

Как указывается в работе [7], потери на удар устраняются при соответствующей закрутке потока, пропорциональной подаче насоса, поэтому учитывать их не будем. Тогда гидравлические потери напора в проточной части насоса из (2) будут равны  $\Delta h'_r = \Delta h_r - \Delta h_{уд} = \Delta h_{тр} + \Delta h_{вих} + \Delta h_d + \Delta h_{тв}$ . При этом гидравлический КПД с учетом вышесказанного:

$$\eta_r = 1 - \frac{\Delta h'_r}{H'_T}$$

где  $H'_T$  – теоретический напор колеса с учетом поправки Стодоль-Майзеля, с учетом зон отрыва потока на выходе из РК [11] и закручивания потока на его входе:

$$H'_T = \frac{\omega}{g} \left[ R_2^2 \omega \left( 1 - \frac{\pi \sin(\beta_2 - \Delta\beta_2) \psi_2}{z} \right) - \frac{Q}{2\pi b_2 \psi_2 \text{tg}\beta_2} - R_1 C_{U1} \right],$$

где  $z$  – число лопаток колеса,  $b$  – ширина лопатки,  $R_1$  – диаметр входа в РК,  $C_{U1}$  – величина оптимальной скорости закручивания [7],  $\psi_2$  – коэффициент сужения потока на выходе РК:

$$\psi_2 = \sqrt{C_{2m} z / U_2 \pi \sin \beta_2 \cdot \text{tg} \beta_2},$$

$\Delta\beta_2$  – отклонение потока на выходе из РК из-за отрыва от поверхности лопатки:

$$\Delta\beta_2 = \frac{1}{2} \text{arctg} \left( \frac{\text{tg}\beta_2 (1 - \psi_2)}{1 + \psi_2 \text{tg}^2 \beta_2} \right)$$

Величина  $H'_T$  с увеличением закрутки на входе в рабочее колесо изменяется в результате изменения величины слагаемого  $R_1 C_{U1}$ . С

учетом того, что:  $\omega = \frac{2\pi n}{60}$ ,  $C_{U1} = U_1 - \frac{C_{m1}}{\operatorname{tg}\beta_1}$ ,  $C_{m1} = \frac{4Q}{\psi_1 \pi D_1^2}$ ,

получим:

$$H_T = \frac{\pi n}{30g} \left[ R_2^2 \frac{\pi n}{30} \left( 1 - \frac{\pi \sin \beta_2}{z} \right) - \frac{Q}{\pi b_2 \psi_2 \operatorname{tg} \beta_2} - R_1 \left( \frac{\pi n}{30} R_1 - \frac{Q}{\pi R_1^2 \psi_1 \operatorname{tg} \beta_1} \right) \right]$$

где  $C_{m1}$  - меридиональная скорость потока на входе в колесо,  $\psi_1$  - коэффициент стеснения входного сечения лопатками.

На рис.1 изображены графики теоретических и действительных напорных характеристик насоса К 20-30 при частоте вращения  $n=2900$  об/мин, полученные в результате расчета по приведенным выше формулам с использованием программы MathCAD [12]. В расчете учитывались также дисковые потери, определяемые по известным из теории лопастных машин зависимостям.

Из этого рисунка видно, что при создании оптимальной закрутки (кривая 2) теоретическая напорная характеристика становится более пологой. Если характеристика сети, на которую работает насос, имеет малое гидравлическое сопротивление и подача насоса выше номинальной, то в результате изменения характеристики насоса рабочий режим сместится в сторону больших подачи и напора. С другой стороны, при нулевой подаче напор насоса уменьшается приблизительно на 10%, что влияет на устойчивость рабочего режима при

работе на сеть с геометрической высотой. Наличие в смеси твердых частиц (кривая 3) вызывает снижение напорной характеристики из-за дополнительных потерь.

На рис.2 приведены зависимости общего КПД рабочего колеса от подачи насоса, полученные расчетным путем. Из этого рисунка видно, что при создании закрутки (кривая 1) происходит некоторое увеличение всех значений

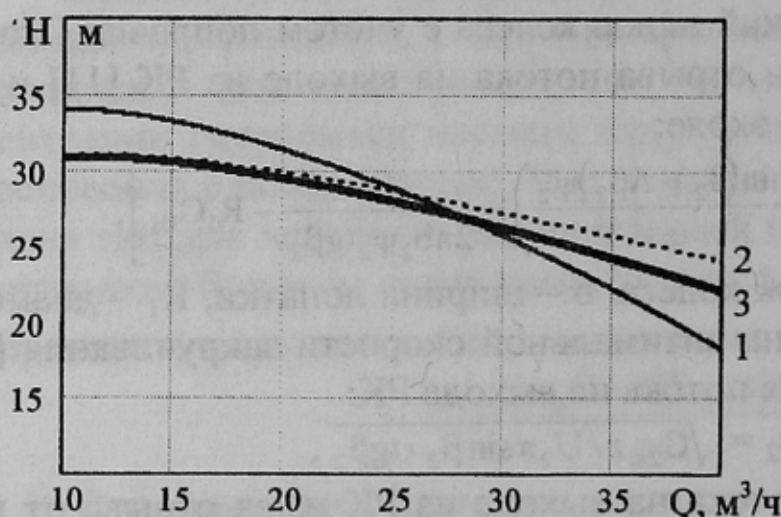


Рис.1 Действительные напорные характеристики насоса К 20-30:

- 1 - без закручивания потока,
- 2 - с закруткой потока, 3 - с закруткой потока при наличии твердых частиц

КПД в зоні підвищених подач і невелике збільшення величини оптимальної подачі. Наявність твердих частинок в перекачуваній сумі викликає (крива 3) зниження КПД на всьому діапазоні роботи насоса.

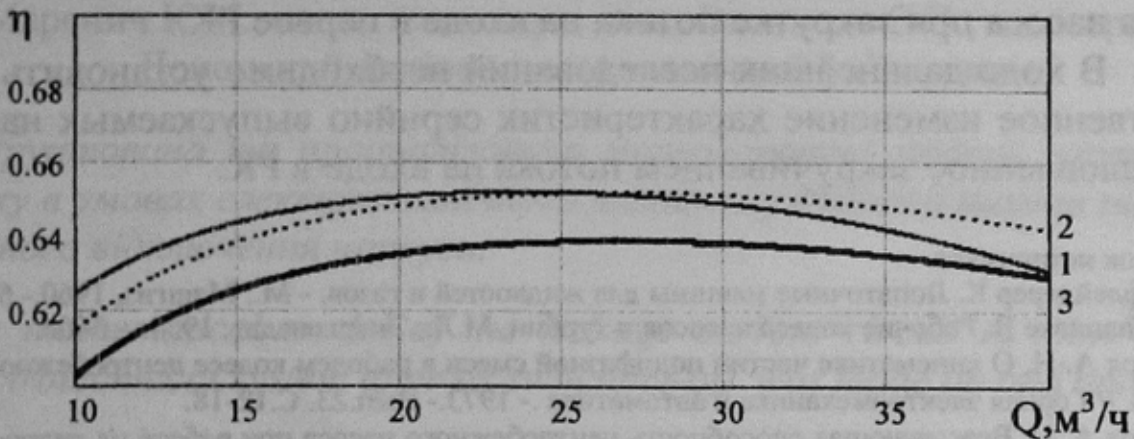


Рис.2. Действительные энергетические характеристики насоса К 20-30: 1 – без закручивания потока на входе в РК, 2 - с закруткой потока, 3 – с закруткой при наличии твердых частиц

Експериментальні характеристики насоса К 20-30 без закрутки і з постійною величиною закрутки на всьому діапазоні подач, підтверджують наші теоретичні передумови об збільшенні напора насоса при відповідному закручуванні потоку на вході в РК приведені на рис.3.

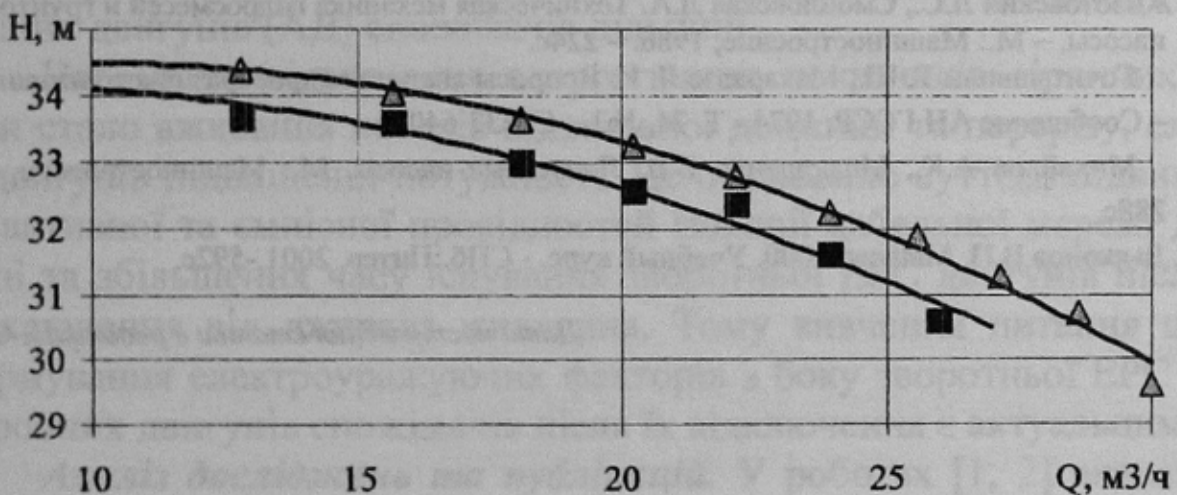


Рис.3. Экспериментальные характеристики насоса К 20-30: ■ – без закручивания,  $\Delta$  - с постоянной величиной закручивания

**Выводы:**

- создание закрутки потока на входе в первое РК центробежного насоса целесообразно осуществлять при работе насосов в режимах, превышающих номинальную подачу;

- гидравлический КПД РК увеличивается в зоне повышенных подач насоса за счет уменьшения потерь напора при создании закрутки на входе в РК, но снижается на всем диапазоне работы насоса из-за наличия твердых частиц в перекачиваемой смеси.,

- экспериментальные исследования подтвердили увеличение напора насоса при закрутке потока на входе в первое РК.

В ходе дальнейших исследований необходимо установить количественное изменение характеристик серийно выпускаемых насосов, обусловленное закручиванием потока на входе в РК.

Список источников

1. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов. - М.: Машгиз, 1960.- 684с.
2. Шпанхаке В. Рабочие колеса насосов и турбин. М.Л.: Энергоиздат, 1934. – 340с.
3. Заря А. Н. О кинематике частиц полифазной смеси в рабочем колесе центробежного насоса. // Горная электромеханика и автоматика .- 1973.- Вып.23. С.12-18.
4. Заря А. Н. Всасывающая способность центробежного насоса при работе на гидросмеси. // Разработка месторождений полезных ископаемых. К.: Техніка.- 1974.- Вып. 37 - С. 35 - 41.
5. Животовский Л.С., Смойловская Л.А. Техническая механика гидросмесей и грунтовые насосы. – М.: Машиностроение, 1986. – 224с.
6. Малеев В.Б. Развитие научных основ системы шахтного водоотлива: Дис...докт. техн. наук: 05.05.06. – Д., 2003. – 317с.
7. Малеев В.Б., Прищенко В.А. Влияние закручивания потока на входе в рабочее колесо на антикавитационные качества центробежных насосов. // Проблеми експлуатації обладнання шахтних стаціонарних установок. Донецьк: ВАТ "НДІГМ імені М.М.Федорова", 2003.- Вип.96. С.140-145.
8. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. - М.:Машиностроение, 1966. –320с.
9. Животовский Л.С., Смойловская Л.А. Техническая механика гидросмесей и грунтовые насосы. – М.: Машиностроение, 1986. – 224с.
10. Гочиташвили Т. Ш., Махарадзе Л. И. Вопросы анализа гидроабразивного изнашивания. – Сообщение АН ГССР, 1974.- Т. 74, №3. - С. 637-640.
11. Михайлов А.К., Малюшенко В.В. Лопастные насосы. М.: Машиностроение, 1977. - 288с.
12. Дьяконов В.П. Mathcad 2000. Учебный курс. - СПб.:Питер, 2001.-592с.

*Дата поступления статьи в редакцию: 02.11.06*