

УДК 656.62

СНИЖЕНИЕ ГИДРОАБРАЗИВНОГО ИЗНАШИВАНИЯ РАБОЧИХ КОЛЕС ГРУНТОВЫХ НАСОСОВ

Яковлев Сергей Герасимович¹, к.т.н., доцент, профессор кафедры эксплуатации судовых энергетических установок

e-mail: yack17@yandex.ru

Липин Егор Николаевич¹, студент

e-mail: lipin.lipin12@yandex.ru

¹ Волжский государственный университет водного транспорта, Нижний Новгород, Россия

Аннотация. Интенсивное гидроабразивное изнашивание деталей проточной части центробежных грунтовых насосов оказывает влияние на их срок службы. Причиной износа рабочего колеса являются неблагоприятные условия течения гидросмеси. Конструктивные решения, как и технологические, являются эффективными средствами уменьшения его износа. Исследование снижения негативных явлений проведено на примере грунтового насоса 500 ДВА – 1200/210. Расчет показал, что для уменьшения износа следует увеличить густоту решетки рабочего колеса путем удлинения лопасти при сохранении его размеров и насоса в целом.

Ключевые слова: грунтовой насос, рабочее колесо, гидроабразивный износ, отрывные течения, густота решетки.

REDUCTION OF HYDROABRASIVE WEAR OF THE WORKING WHEELS OF SUBSOIL PUMPS

Sergey G. Yakovlev¹, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Professor of the Department of Operation of Marine Power Plants

e-mail: yack17@yandex.ru

Egor N. Lipin¹, Student

e-mail: lipin.lipin12@yandex.ru

¹ Volga State University of Water Transport, Nizhny Novgorod, Russia

Abstract. The intensive hydroabrasive wear of the flow part parts of centrifugal subsoil pumps affects their service life. The impeller wear is caused by unfavorable conditions of the flow of the hydro-mixture. Design solutions, as well as technological ones, are effective means of reducing its wear. The manifestation of negative phenomena was studied on the example of the subsoil pump 500 DVA – 1200/210. The calculation showed that to reduce wear, it is necessary to increase the density of the impeller lattice by extending the blade while maintaining its dimensions and the pump as a whole.

Keywords: submersible pump, impeller, hydroabrasive wear, separation flows, grid density.

Опыт эксплуатации оборудования судов технического флота показывает, что наиболее интенсивному гидроабразивному изнашиванию подвергаются детали проточной части грунтовых насосов и в первую очередь - рабочие колеса (рис. 1, а) [1, 2, 3, 4]. Для предотвращения быстрого изнашивания крышек и корпуса устанавливают специальные облицовки, износ которых показан на рисунке 1, б, в.

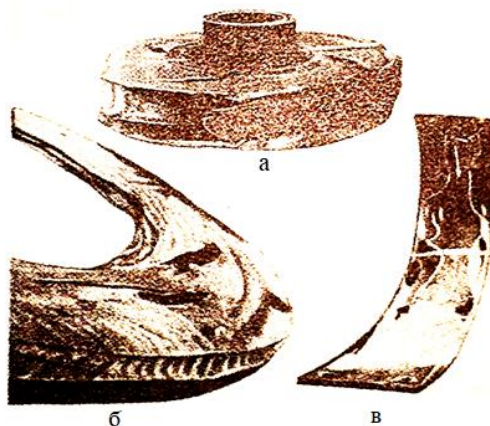


Рисунок 1 – Износ деталей грунтовых насосов

а – рабочего колеса; б и в – плоской и спиральной облицовки корпуса соответственно

Износ проточной части имеет ярко выраженный местный характер: в то время, когда на отдельных элементах появляются сквозные отверстия, общий износ иногда находится в пределах неточности отливки. В результате рабочие органы приходится заменять из-за местных износов, скорость которых достигает иногда $0,2 \div 0,25$ мм/ч при незначительной общей потере металла.

Значительный разброс в износостойкости проточной части рабочих колес грунтовых насосов свидетельствует о существовании неблагоприятных режимов течения в них гидросмеси, которых при правильных проектировании и эксплуатации можно избежать. Об этом же свидетельствует и тот факт, что повышенной износостойкости проточной части сопутствует и более высокий гидравлический к. п. д.

Обследование изношенных колес грунтовых насосов, существенно отличающихся значениями гидравлического к. п. д., показали, что характер течения в них качественно различен: в колесах грунтовых насосов с низким значением к. п. д. наблюдается отрыв потока на входных кромках лопастей.

Специальные испытания [2], выполненные с целью изучения структуры потока во всем межлопастном канале при отрывном и безотрывном обтекании входной кромки, позволили установить причины повышения интенсивности изнашивания при наличии отрыва потока.

При безотрывном обтекании входных кромок (рисунок 2, а) весь межлопастной канал на входе занят транзитным потоком. У выходных участков лопастей на тыльной стороне в расчетном режиме и режимах недогрузки толщина пограничного слоя простирается примерно до середины длины лопастей.

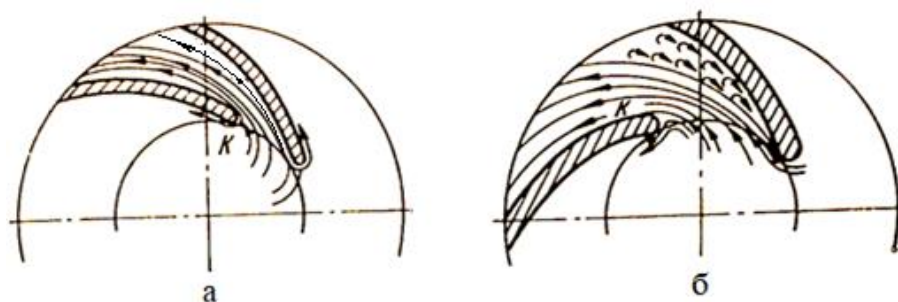


Рисунок 2 – Направление линий тока при безотрывном (а) и отрывном (б) обтекании выходных кромок лопастей

При отрывном обтекании входных кромок (рисунок 2, б) передняя критическая точка K , в которой скорость на поверхности допасти равна нулю, смещена на рабочую сторону лопасти и вниз по потоку. В результате вблизи рабочей поверхности на входе образуется зона возвратного течения, в которой жидкость движется из межлопастного канала к центру, а затем в смежный канал.

На тыльной стороне лопастей формируется зона отрыва и наблюдается течение типа струя - след с высокой интенсивностью вихрей. Входное сечение межлопастного канала оказывается стесненным с одной стороны зоной отрыва, а с другой - зоной возвратного потока. Площадь сечения, через которое проходит транзитный поток, уменьшается, а относительная скорость возрастает.

По границе зоны местного износа ведущего диска (рисунок 3) видно, что зона интенсивного износа совпадает с областью высоких скоростей транзитного потока.

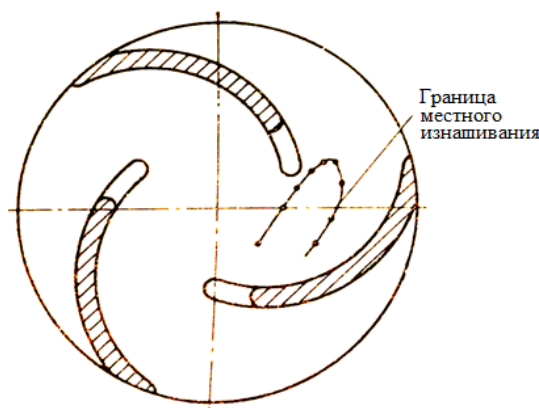


Рисунок 3 – Граница зоны местного износа ведущего диска

Для того чтобы исключить отрыв потока или снизить его влияние на интенсивность изнашивания рабочего колеса, необходимо знать, в какой мере и какие особенности геометрии способствуют возникновению и развитию зон отрыва.

Местные износы рабочего колеса, как правило, являются следствием неблагоприятных режимов работы или геометрии проточной части, а также несоответствия геометрии режимам эксплуатации. Поэтому, устранив это несоответствие или сведя его к минимуму, можно исключить или существенно уменьшить местный износ.

Для повышения долговечности деталей грунтовых насосов и оборудования землесосных снарядов рекомендуется реализовать комплекс технологических мероприятий, включающий оптимизацию выбора материала, назначение режимов термической обработки, применение защитных покрытий и восстановительной наплавки

[1]. При изготовлении новых деталей, таких как рабочие колеса, бронедиски и уплотнительные кольца, взамен стали 25Л следует применять хромомарганцевые стали перлитного класса марок 25Х3Г2Л, 30Х4Г2Т, 30Х4Г2МТ, 20Х5Г2, содержащие 0,20÷0,35% углерода, 1,4÷1,8% марганца, 3,5÷5,0% хрома, а при необходимости молибден и титан для повышения прокаливаемости. Для условий эксплуатации с высокими ударными нагрузками (крупные камни, гравий) предпочтительны стали 25Х3ГНМТ или 20Х5Г2, обладающие повышенной пластичностью. В случаях, когда требуется максимальная стойкость при умеренных ударных воздействиях, детали могут изготавливаться из высокохромистых чугунов марок ИЧХ16МТ, ИЧХ28Н2, ИЧХ19Н6В, обеспечивающих высокую твердость за счет карбидов хрома, однако следует учитывать их повышенную хрупкость и низкую ремонтпригодность.

Термическая обработка является обязательным этапом для реализации потенциала износостойких сталей. Для хромомарганцевых сталей перлитного класса основным видом упрочнения является нормализация, которую проводят при температуре 880÷900°С с последующим равномерным охлаждением на воздухе; для снятия внутренних напряжений и повышения пластичности после нормализации назначается отпуск при 450÷500 °С, обеспечивающий оптимальное сочетание твердости и износостойкости. При необходимости работы в условиях интенсивных ударных нагрузок температура отпуска может быть повышена до 650°С. Для высоколегированных аустенитных сталей типа 30Х10Г10 и 25Х14Г8Т применяется закалка с нагревом до 1050÷1100°С и охлаждением в воде для получения стабильной аустенитной структуры.

Для восстановления изношенных деталей и упрочнения новых до начала эксплуатации рекомендуется электродуговая наплавка порошковыми проволоками. Наиболее эффективными при работе на песчаных грунтах являются проволоки марок 70Х20РЗ-0 и 50Х20РЗФТ-0, обеспечивающие твердость наплавленного слоя до HRC 62–67 и повышение износостойкости в 2÷3 раза по сравнению с неупрочненными деталями. Наплавку следует выполнять полуавтоматическим способом без предварительного подогрева детали, при температуре окружающего воздуха не ниже +5°С, с соблюдением режимов: ток 370÷420 А, напряжение 26÷28 В. При наплавке необходимо учитывать, что последующая механическая обработка затруднена, а детали требуют статической балансировки.

Для защиты корпусов насосов, трубопроводов и гидrocиклонов от интенсивного изнашивания целесообразно применение футеровочных абразивных смесей на полимерной связке. Состав смеси подбирается в зависимости от крупности частиц перекачиваемого грунта: при наличии крупных фракций (15÷20 мм) используется смесь из 50% крупного и 50% мелкого абразивного порошка на жидком бакелите с добавлением алебаstra; при мелких фракциях (1÷1,5 мм) доля связующего увеличивается. Нанесение смеси производится с последующим прессованием под давлением 5÷25 МПа или виброформованием и полимеризацией по двухстадийному режиму при температуре до 180°С.

В условиях перекачки пульпы с мелкими абразивными частицами (до 6 мм) и напорах не более 35 м.вод.ст. эффективным мероприятием является гуммирование проточной части насосов резиной или полиуретановыми эластомерами. Полиуретаны марок СКУ-7Л, СКУ-ПФЛ и адипрен обладают высокой стойкостью при скользящих ударах и могут наноситься методом заливки в формы с последующим отверждением при 110÷120°С. Применение гуммированных уплотнительных колец позволяет увеличить их ресурс в 6÷7 раз по сравнению со стальными.

Контроль качества реализуемых мероприятий включает проверку химического состава и механических свойств материалов, твердости после термообработки и наплавки, а также визуальный и измерительный контроль защитных покрытий в процессе эксплуатации. При



наплавке допускается наличие трещин в наплавленном слое, не влияющих на работоспособность детали.

Не менее эффективными средствами снижения износа рабочих колес грунтовых насосов являются мероприятия конструктивного характера, позволяющие избежать или минимизировать изнашивание рабочих органов. Особенности геометрии проточной части рабочих колес грунтовых насосов - малое число лопастей, увеличенная и постоянная на всех радиусах их ширина - вызывают увеличение аэродинамической нагрузки на лопасть, что, как правило, приводит к отрыву потока на входных кромках лопастей. Следствием отрывного обтекания является интенсивное изнашивание ведущего диска колеса, иногда - входных кромок лопастей, а также рост потерь напора.

Анализ работ зарубежных и отечественных авторов показал, что характер течения на тыльной стороне, т.е. градиент скорости, удобно характеризовать степенью диффузорности потока на тыльной поверхности $\omega_{\max}/\omega_2$, где $\omega_{\max}$ — наибольшее значение скорости; ω_2 - средняя относительная скорость потока за решеткой, так как отрыв потока соответствует практически постоянному значению степени диффузорности. Выполненные исследования [1] показали, что это значение равно 2,0.

Аналитически показано [1] также, что отрывное обтекание лопастей при $\omega_{\max}/\omega_2 = 2,0$ наблюдается при условии

$$\tau \geq \frac{4gH_T}{\omega w(D_1 + D_2)}, \quad (1)$$

где τ – густота решётки лопастей на среднем диаметре;

H_T – теоретический напор насоса, м;

ω – угловая скорость рабочего колеса, с^{-1} ;

w – среднее значение относительной скорости потока на входе, м/с;

D_1, D_2 – диаметры лопастей на входе и выходе соответственно, м.

Густота решетки определяется по выражению

$$\tau = \frac{2Lz}{\pi(D_1 + D_2)}, \quad (2)$$

где L – длина лопасти в плане;

z – число лопастей;

D_1, D_2 – диаметры лопастей на входе и выходе соответственно, м.

Для исследуемого насоса «Сигма» 500 ДВА – 1200/210, установленного на землесосе проекта 1-520, длина лопасти составляет $L=1,075$ м; $D_1=0,18$ м; $D_2=1,195$ м; $z=4$.

Определим густоту решетки для рабочего колеса данного грунтового насоса по выражению (2)

$$\tau = \frac{2 \cdot 1,075 \cdot 4}{3,14(0,18 + 1,195)} = 2.$$

Найдем густоту решетки, соответствующую началу отрыва потока на входных кромках лопастей рабочего колеса, и сравним ее с густотой решетки рабочего колеса, подсчитанной по формуле (2).

Теоретический напор насоса

$$H_T = \frac{H}{\eta_r}, \quad (3)$$

где H – действительный напор насоса, м, $H=25,5$ м;
 η_r – гидравлический к.п.д.

$$\eta_r = \eta_{гв} \tilde{\eta}_r \eta_1 \eta_2 \left[r + (1 - r) \frac{\rho_v}{\rho} \right], \quad (4)$$

где $\eta_{гв}$ – гидравлический к.п.д. насоса аналогичных размеров;

$\tilde{\eta}_r$, η_1 , η_2 – поправка соответственно на уменьшение густоты решетки, на увеличенную ширину лопастей и особенности проточной части корпуса;

r – степень реактивности насоса, $r=0,75$;

ρ_v – плотность воды, $\rho_v=1000$ кг/м³;

ρ – плотность гидросмеси, $\rho=1250$ кг/м³.

Гидравлический к.п.д. $\eta_{гв}$ можно определить по формуле [2]:

$$\eta_{гв} = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_0 - 0,172)^2}, \quad (5)$$

где D_0 – диаметр горловины насоса, $D_0=500$ мм;

$$\eta_{гв} = 1 - \frac{0,42}{(\lg 500 - 0,172)^2} = 0,934.$$

Согласно рекомендациям [2] $\tilde{\eta}_r = 0,94$.

Поправка η_1 определяется выражением [2]:

$$\eta_1 = 1,04 - 0,16 \frac{b}{D_0}, \quad (6)$$

где b – ширина лопасти рабочего колеса, $b=0,21$ м;

$$\eta_1 = 1,04 - 0,16 \cdot \frac{0,21}{0,5} = 0,973.$$

Коэффициент $\eta_2=0,95$ для спиральных отводов грунтовых насосов [2].

Тогда

$$\eta_r = 0,934 \cdot 0,94 \cdot 0,973 \cdot 0,95 \left[0,75 + (1 - 0,75) \frac{1000}{1250} \right] = 0,77.$$

Тогда $H_T = \frac{25,5}{0,77} = 33$ м.

Угловая скорость рабочего колеса, с⁻¹

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \quad (7)$$

где n – частота вращения рабочего колеса, $n=380 \text{ мин}^{-1}$

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 380}{30} = 39,8.$$

Среднее значение относительной скорости потока на входе, м/с [2]:

$$w = \sqrt{\left(\frac{q}{\pi D_1 b}\right)^2 + \left(\frac{\pi D_1 n}{60}\right)^2}, \quad (8)$$

где q – подача насоса, $q=0,9 \text{ м}^3/\text{с}$

$$w = \sqrt{\left(\frac{0,9}{3,14 \cdot 0,18 \cdot 0,21}\right)^2 + \left(\frac{3,14 \cdot 0,18 \cdot 380}{60}\right)^2} = 8,4.$$

Густота решетки, соответствующая отрыву потока на входных кромках лопастей

$$\tau_0 = \frac{4 \cdot 9,81 \cdot 33}{3,8 \cdot 8,4(0,18 + 1,195)} = 2,8.$$

В исследуемом рабочем колесе относительная густота решетки $\bar{\tau} = \tau/\tau_0 = 0,71$. Износ рабочих колес зависит от того в какой мере густота решетки τ отличается от τ_0 , соответствующей началу отрыва потока. Поэтому при проектировании грунтовых насосов стремятся принять $\bar{\tau} = 1$, т.к. при этом гидравлические потери в грунтовом насосе мало отличаются от потерь в колесе насоса для однородных жидкостей. Если по условиям обеспечения заданных размеров проходных сечений это невозможно, следует предусмотреть меры по максимально допустимому увеличению $\bar{\tau}$ [2].

Из уравнения (2) следует, что увеличить густоту решетки, сохраняя при этом размеры колеса и насоса в целом, можно за счет изменения геометрии рабочего колеса, а именно, за счет увеличения длины лопасти колеса. Для построения профиля лопасти в плане с густотой решетки $\tau = \tau_0 = 2,8$ т.е. при относительной густоте решетки $\bar{\tau} = 1$ использована методика построения, изложенная в [2]. При первом построении размер проходного сечения в плане оказался неудовлетворительным, поэтому было принято решение уменьшить густоту решетки до значения $\tau = 2,7$ ($\bar{\tau} = 0,96$). В результате рабочее колесо грунтового насоса с длиной лопасти $L=1450 \text{ мм}$ и уменьшенным размером проходного сечения на 20% позволит избежать интенсивного изнашивания при сохранении его эксплуатационных качеств.

Анализ характеристик показывает, что у большинства грунтовых насосов есть обратные течения на выходе. Однако опыт эксплуатации насосов показал, что вызываемый этими течениями износ резко снижается с уменьшением угла β_2 наклона лопасти на выходе. Поэтому не следует применять колеса грунтовых насосов с углами $\beta_2 > 20^\circ$, а по возможности ориентироваться на значения $\beta_2 = 15 \div 17^\circ$, что позволяет также увеличить густоту решетки лопастей. Также по рекомендациям [1] уменьшен угол наклона входной кромки лопасти и принят равным 20° , что в 2 раза меньше расчетного для исключения режимов эксплуатации насоса с обратными течениями на входе.

Список литературы:

1. Погодаев Л.И., Лукин Н.В. Режимы работы и долговечность деталей землесосных снарядов. – М.: Транспорт, 1990. – 192 с.
2. Иванов В.А., Лукин Н.В., Разживин С.Н. Суда технического флота. – М.: Транспорт, 1982. – 366 с.
3. Шкундин Б.М. Машины для гидромеханизации земляных работ. /-М.: Стройиздат, 1995. – 224 с.
4. Ялтанец И.М. Гидромеханизированные и подводные горные работы: учебник для вузов/ И.М. Ялтанец. – М.: ООО «Центр инновационных технологий», 2012. – 716 с.

