

УДК 622.532

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАЗГРУЗОЧНЫХ УСТРОЙСТВ ШАХТНЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ СЕКЦИОННЫХ НАСОСОВ

Долганов А. В., Ислентьев А. О., Чураков Е. О., Торопов Э. Ю.

В статье рассмотрены вопросы эффективности разгрузочных устройств секционных центробежных насосов. Дана количественная оценка объемных и механических потерь, а также объемного и механического КПД в зависимости от ширины щели в разгрузочном устройстве секционного насоса ЦНСГ 850-240...960. Предложены мероприятия по улучшению работы этих устройств.

Ключевые слова: насос; разгрузочное устройство; оценка; потери; КПД; мероприятия.

Тематике разгрузочных устройств шахтных центробежных секционных насосов посвящено достаточно большое число работ [1–7], однако некоторые аспекты этой тематики не получили еще должного освещения. Одним из них является количественная оценка потерь энергии в разгрузочных устройствах, характерных для некоторых насосов типа ЦНС.

Прежде всего следует отметить, что осевая сила насосов при износе уплотнений рабочих колес может возрасти в 2–7 раз (экспериментально доказано) в то время, как несущая способность разгрузочного устройства в

значительно меньшей степени (по некоторым данным не более 30–40 %) может превышать начальную расчетную осевую силу. По этой причине зачастую происходит нарушение функционирования разгрузочного устройства в гидростатическом режиме, и зазор в нем снижается до нуля, что означает на практике механический контакт и соответствующее ему механическое трение.

Негативное воздействие на работу разгрузочных устройств вносит также перекося рабочей поверхности разгрузочного диска по отношению к поверхности разгрузочного диска (см. рис. 1).

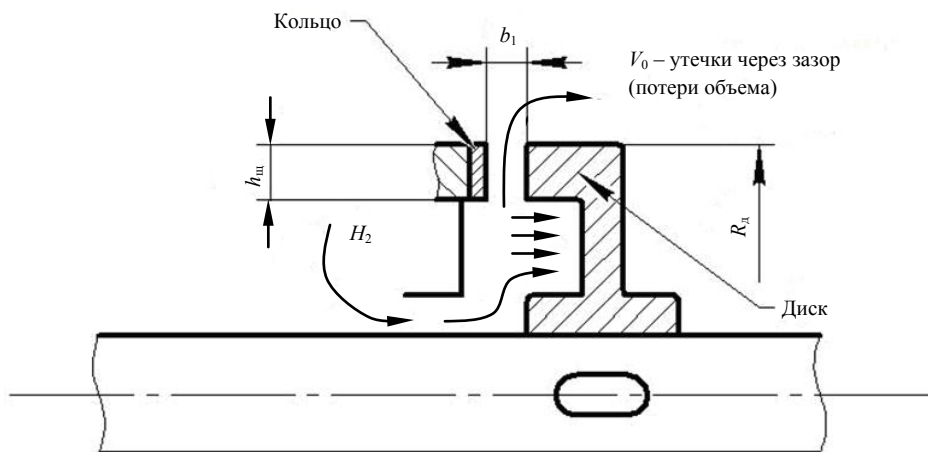


Рис. 1. Схема разгрузочного устройства секционного насоса

Для нормальной разгрузки необходимо обеспечить равный по окружности зазор между подвижной и неподвижной поверхно-

стями разгрузочного узла. Тогда поток жидкости, под давлением H_2 направляющийся из разгрузочной камеры по поверхностям диска

и кольца к их периферийной части, способен создать сплошную смазочную пленку, равномерно разделяющую подвижную и неподвижную части.

На практике, как правило, сопряженные детали разгрузочного устройства устанавливаются с перекосом относительно друг друга (величина отклонения может достигать 0,03–0,2 мм). Таким образом, во всех режимах работы имеет место механическое контактирование: в зоне трения возникают значительные контактные давления, превышающие предельные напряжения разрушения материала деталей, что приводит к их интенсивному изнашиванию.

Применение триботехнически несовместимых материалов сопряженных деталей оказывает свое негативное воздействие. Используемая для деталей разгрузочного устройства сталь 40Х13 имеет повышенные физико-механические свойства и износостойкость в условиях кавитационного, коррозионного и гидроабразивного изнашивания. Но при механическом контакте сопряженных поверхностей рабочих органов, выполненных из одинаковых материалов, процесс фрикционного взаимодействия сопровождается схватыванием и задиром, термическим растрескиванием и глубинным вырыванием приповерхностного слоя.

Потери мощности в разгрузочном устройстве складываются из объемных потерь и потерь на трение. Для нормального функционирования узла разгрузки нужно обеспечить протечку жидкости через щелевые каналы в объеме не менее 4–6 % подачи насоса, что значительно снижает экономичность и препятствует повышению энергетических характеристик насоса.

Потери на трение значительно возрастают при увеличенных перекосах сопряженных поверхностей, при уменьшении торцевого зазора b_1 , вследствие роста осевого усилия и при контакте деталей.

Работа насоса вне рабочей части напорной характеристики, в переходных режимах и при кавитации сопровождается значительными осевыми колебаниями ротора, амплитуда

которых соизмерима либо превышает величину торцевого зазора между диском и кольцом. Поэтому во всех неустойчивых режимах работы насоса дополнительно проявляется изнашивание, обусловленное действием интенсивных ударных нагрузок.

При энергетической оценке энергопотерь в гидравлическом разгрузочном устройстве секционного насоса следует отдельно рассмотреть объемные потери N_o и потери на трение N_T .

Потери мощности на трение складываются из потерь в кольцевой и торцевой щелях, а также потерь дискового трения по обе стороны разгрузочного диска. С учетом того, что все детали работают в жидкостном режиме трения, а величина N_T является существенно меньшей N_o , минимум суммарных потерь мощности ($N = N_o + N_T$, Вт) в гидравлическом разгрузочном устройстве реализуется при минимально допустимой величине торцевого зазора b_1 .

В реальных условиях из-за перекоса рабочих поверхностей, обусловленного неточностью изготовления и сборки, практически на всех режимах работы насоса существует зона, в которой жидкостная пленка разрушена и есть механический контакт рабочих поверхностей. Взаимодействие дисков происходит в условиях граничной смазки, что увеличивает потери мощности на трение.

Величина N_T , так же как и N_o , зависит от зазора b_1 , причем с уменьшением зазора N_T растет, а N_o снижается. Поэтому существует такое значение b_1 , которому соответствует минимум суммарных потерь мощности. Оно может быть определено для каждого типа насоса.

Выполним намеченные выше расчеты на примере насоса ЦНСГ 850-240...960 и рассмотрим различные виды потерь в разгрузочном устройстве в функции величины b_1 , варьируемое значение которой примем в диапазоне $(0,0008...0,0012) \times R_d$, где R_d – радиус разгрузочного диска (табл. 1, 2, рис. 2, 3).

Так как длина торцевой щели $h_{щ}$ слабо влияет на экономичность разгрузочного устройства, а потери дискового трения по обе стороны разгрузочного диска составляют незначительную долю от величины N_o и N_T , то в расчетах ими пренебрегаем.

Итак, проведенный анализ эффективности разгрузочных устройств секционных насосов показывает значительное снижение их меха-

нического и объемного КПД по причине неудовлетворительной работы устройств и их конструктивного несовершенства (табл. 3, рис. 4).

Таблица 1

Расчет объемных потерь

b_1 , мм	0,208	0,234	0,26	0,286	0,312
μ	0,324	0,341	0,357	0,372	0,386
q , м ³ /с	0,0082	0,0097	0,01127	0,0129	0,0146
q , м ³ /ч	29,4	35	40,6	46,5	52,6
Q_H , %	3,5	4,1	4,8	5,5	6,2
N_O , Вт	44005	52128	60628	69396	78541
N_H , %	2,2	2,6	3	3,5	3,9

Что касается надежности и долговечности разгрузочных устройств, то хорошо известно из практики эксплуатации насосов, что наработка устройств до отказа (до замены дисков и

колец) составляет в среднем величину порядка 120–150 ч., то есть примерно четыре полных замены устройств приходится на один плановый текущий ремонт насоса. Поэтому для по-

Таблица 2

Расчет потерь мощности

b_1 , мм	0,208	0,234	0,26	0,286	0,312
N_O , Вт	44005	52128	60628	69396	78541
N_{T1} , Вт	321	220	155	111	84
N_{T2} , Вт	65909	–	–	–	–
N_{Σ} , Вт	110235	52348	60783	69507	78625
N_H , %	5,5	2,62	3,04	3,48	3,93

вышения эффективности функционирования насосных агрегатов могут быть предложены к реализации следующие конструктивные и технологические мероприятия:

– ограничение роста осевой силы в процессе эксплуатации путем создания высокоизносостойких к различным видам изнашивания щелевых уплотнений рабочих колес;

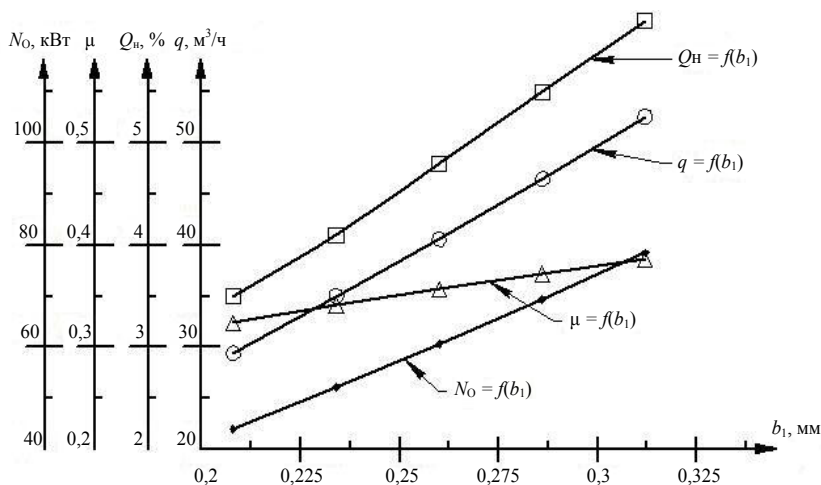


Рис. 2. Зависимости объемных потерь в разгрузочном устройстве насоса ЦНСГ-850-240...960

– проектирование разгрузочных устройств с увеличенным запасом по несущей способности;
– создание конструкции разгрузочного

устройства, рабочие элементы которого имеют возможность автоматически адаптироваться к перекасам и осевым биениям;

- разработка устройств, длительно обеспечивающих высокие эксплуатационные характеристики за счет компенсирующих износ элементов;
- рациональный подбор материалов для

рабочих органов (наиболее перспективны сочетания пар трения: термообработанная коррозионностойкая сталь-эластомер; химико-термически обработанная углеродистая

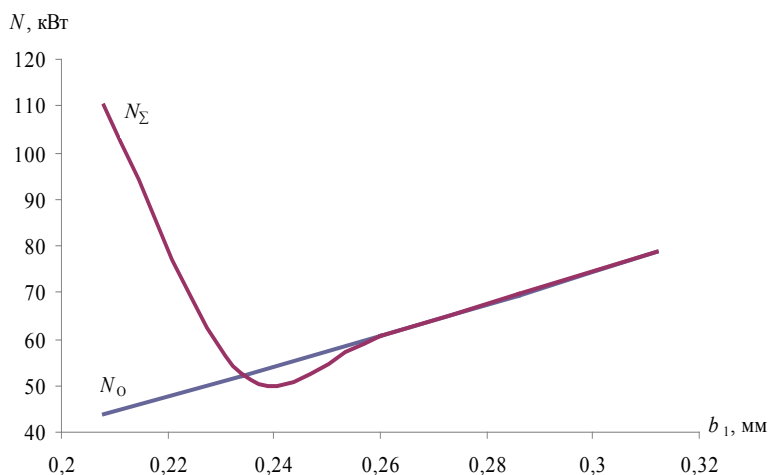


Рис. 3. Суммарные потери мощности с учетом потерь на трение диска о кольцо

сталь-эластомер);

- соблюдение правил эксплуатации насоса (работа в области промышленного использования).

Однако самым рациональным мероприятием был бы перевод производства шахтных секционных насосов по другим гидравлическим схемам, в которых осевая сила компен-

Оценка значений КПД

Таблица 3

b_1 , мм	0,208	0,234	0,26	0,286	0,312
КПД _{об}	0,9654	0,9588	0,9522	0,9453	0,9381
КПД _{мех}	0,9449	0,9738	0,9696	0,9652	0,9607
КПД _{общ}	0,9150	0,9344	0,9241	0,9135	0,9026

сировалась бы наиболее простым и эффективным способом – симметричным расположением на валу рабочих колес и применением рабочих колес двустороннего всасывания. Работы в этом направлении выполняются в настоящее время на кафедре горной механи-

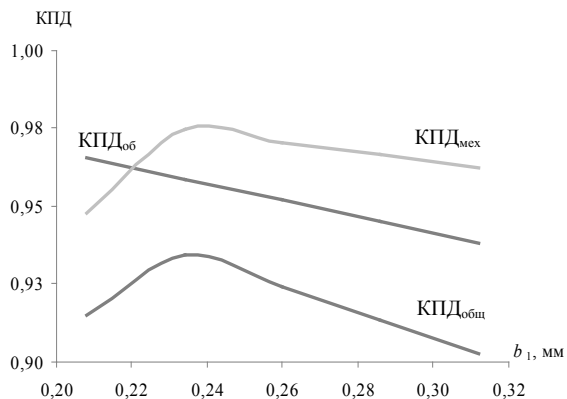


Рис. 4. Оценка объемного и механического КПД в зависимости от ширины щели

ки Уральского государственного горного университета.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы: 2-е изд., перераб. и доп. Л.: Машиностроение, 1966. 364 с.
2. Носырев Б. А. Насосные установки горных предприятий: учеб. пособие. Екатеринбург: УГГА, 1997. 162 с.
3. Паламарчук Н. В., Тимохин Ю. В. Повышение эффективности работы гидравлического разгрузочного устройства шахтных насосов // Теоретические и эксплуатационные проблемы шахтных стационарных установок: сб. науч. труд. ВНИИГМ им. М. М. Федорова. Донецк, 1986. С. 153–157.
4. Попов В. М. Водоотливные установки: Справочное пособие. М.: Недра, 1990. 254 с.
5. Стационарные установки шахт / под ред. Б. Ф. Братченко. М.: Недра, 1977. 440 с.
6. Тимохин Ю. В., Паламарчук Н. В. Выбор оптимальных конструктивных размеров гидравлического разгрузочного устройства шахтного насоса с учетом энергетических потерь // Стационарное оборудование шахт: сб. науч.

труд. ВНИИГМ им. М. М. Фёдорова. Донецк. 1987. С. 144–122.

7. Тимохин Ю. В. Исследование и совершенствование гидравлических разгрузочных устройств шахтных центробежных насосов: автореф. дис. ... канд. техн. наук. М.: ВЗПИ, 1990. 15 с.

Поступила в редакцию 10 апреля 2014 г.

Долганов Алексей Владимирович – кандидат технических наук, доцент кафедры горной механики. 620144, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30, Уральский государственный горный университет.

Ислентьев Александр Олегович – студент 4 курса. 620144, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30, Уральский государственный горный университет. E-mail: alexislentyev@mail.ru

Торопов Эдуард Юрьевич – студент 4 курса. 620144, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30, Уральский государственный горный университет. E-mail: edtoropov@mail.ru

Чураков Евгений Олегович – студент 4 курса. 620144, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30, Уральский государственный горный университет. E-mail: tschurakov.102.evgeniy@mail.ru