

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ НАСОСА С САМОУСТАНАВЛИВАЮЩИМСЯ РАБОЧИМ КОЛЕСОМ

С.А. Горовой, доцент Сумского НАУ

***Аннотация.** Гидродинамические силы в щелевых уплотнениях центробежных насосов играют ведущую роль в стабилизации вибрационной активности роторов насосов. Бесконтактные уплотнения проточной части могут выполнять функции внутренних опорно - уплотнительных узлов центробежного насоса. Ротор - колесо насоса самоустанавливается в симметричных щелевых уплотнениях под действием гидродинамических сил и моментов. По предложенной автором методике расчета элементов проточной части центробежного насоса со щелевыми опорами - уплотнениями был создан насос с самоустанавливающимся рабочим колесом. Модернизированный агрегат прошел длительные гидравлические испытания на экспериментальном стенде.*

***Ключевые слова.** Центробежный насос, щелевое уплотнение, опора-уплотнение, расход жидкости, давление жидкости, гидродинамические силы, самоустанавливающийся ротор, экспериментальный стенд.*

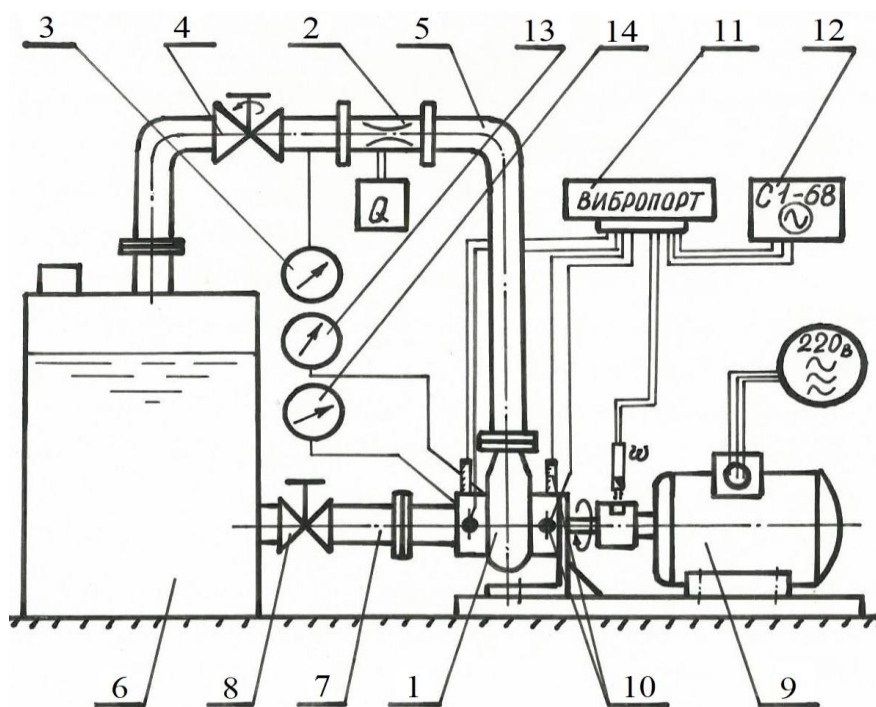
Постановка проблемы в общем виде. Статистические данные указывают на то, что на долю уплотнительных узлов и внешних подшипниковых опор приходится до 70% всех аварийных случаев центробежных насосов [1]. Научно - исследовательские работы по анализу влияния бесконтактных уплотнений роторов центробежных машин на их динамические свойства позволили сформулировать концепцию насоса с самоустанавливающимся рабочим колесом. Роль опор ротора играют щелевые уплотнения. Несущий вал традиционной конструкции преобразовался в торсион для передачи крутящего момента от привода на рабочее колесо. Источником рабочей среды для создания дросселируемого

перепада давления на опорах - уплотнениях является сам насос, подающий часть перекачиваемой жидкости под давлением нагнетания к узлам бесконтактных уплотнений, а основной поток направляется потребителю, составляя полезную подачу насоса.

Анализ последних достижений и публикаций. Расчетные и экспериментальные данные, определяющие величины и направления гидродинамических сил в бесконтактных уплотнениях проточной части центробежных насосов, в завершённом виде приведены в работах [2,3,4]. Достаточно полная характеристика радиальной силы со стороны отвода центробежного насоса представлена в работах [5,6,7]. Гидродинамические силы в уплотнениях могут привести как к автоколебаниям ротора, так и существенно уменьшить вибрационную активность агрегата в целом [2,3]. Теоретические и экспериментальные исследования, представленные в работе автора [8], дали обоснование и опытное подтверждение возможности бесконтактной работы самоцентрирующегося ротора в щелевых уплотнениях при дросселировании на последних необходимого перепада давления рабочей жидкости.

Формулирование целей статьи (постановка задачи). Целью данной работы является экспериментальное подтверждение разработанной автором методики расчета элементов проточной части центробежного насоса с самоустанавливающимся рабочим колесом путем проведения испытаний созданного модернизированного агрегата. Для практической отработки конструктивных элементов модернизированного насоса, воспринимающих радиальные и осевые гидродинамические нагрузки, был создан экспериментальный стенд, на котором воспроизводился процесс работы насосного агрегата в условиях эксплуатации. Проводились испытания на принципиальную работоспособность насоса с совмещенными опорами - уплотнениями со снятием энергетической характеристики, а также измерения амплитуд колебаний ротора в уплотнениях при различных конструктивных комбинациях в геометрических размерах последних.

Модернизированный насос был включен в схему испытательного гидравлического стенда рис. 1.



1- насос, 2 - расходомерное устройство, 3 - манометр напорный,
4 - вентиль напорный, 5 - трубопровод напорный, 6 - емкость с жидкостью,
7 - трубопровод всасывающий, 8 - задвижка входная,
9 - электродвигатель, 10 - датчики перемещений (ТВД), 11 - “Вибропорт”,
12 - осциллограф С 1 - 68, 13,14 - манометры.

Расход жидкости в гидравлической петле стенда через насос измерялся расходомерным устройством из измерительного комплекса “Turbo Quant”

типа НГ 75/63-135-61A001 (точность измерения расхода $\pm 0,5 \text{ м}^3/\text{ч}$). Давление нагнетания насоса, давление на входе перед щелевыми опорами - уплотнениями и давление в камерах устройств авторазгрузки насоса регистрировалось пружинными манометрами класса точности 1,0 с пределом измерений 0 - 6 бар. Изменение расхода осуществлялось регулировочным вентилем на напорном трубопроводе. Петля стенда запитывалась из бака емкостью 6 м^3 . Приводом стенда служил асинхронный электродвигатель переменного тока мощностью 10 кВт, частотой вращения 2920 об/мин, запитывавшийся от трехфазной сети с фазным напряжением 220 В. Сигналы с токовых датчиков перемещений обрабатывались универсальным прибором “Вибропорт” фирмы “Брюль и Кьер”, а их форма регистрировалась на экране электроннолучевого осциллографа типа С 1 - 68. Частота вращения вала электродвигателя - насоса измерялась стробоскопическим датчиком прибора “Вибропорт” (точность измерений 1 об/мин). Потребляемая электродвигателем трехфазная мощность измерялась прибором К - 50 (точность измерений на пределе 10 кВт до 100 Вт по каждой фазе).

В процессе испытаний насосного агрегата на стенде регистрировались следующие параметры:

- подача насоса: от 0 до $30 \text{ м}^3/\text{ч}$;
- напор (давление): от 0 до 32 м вод. столба;
- частота вращения электродвигателя: от 2900 до 2950 об/мин;
- потребляемая электродвигателем трехфазная мощность: до 3,2 кВт;
- перепад давления на радиальных щелевых уплотнениях насоса;
- давление в камерах устройства авторазгрузки.

С помощью специальных токовых датчиков перемещений фиксировались малые радиальные и осевые перемещения поверхностей рабочего колеса в определенных точках, а именно:

- амплитуда осевых колебаний торцевого выступа рабочего колеса в его входной воронке;

- амплитуда и фаза радиально - угловых колебаний рабочего колеса в цилиндрических щелевых опорах - уплотнениях.

Меридианальный разрез конструктивной схемы экспериментального насоса представлен на рис. 2.

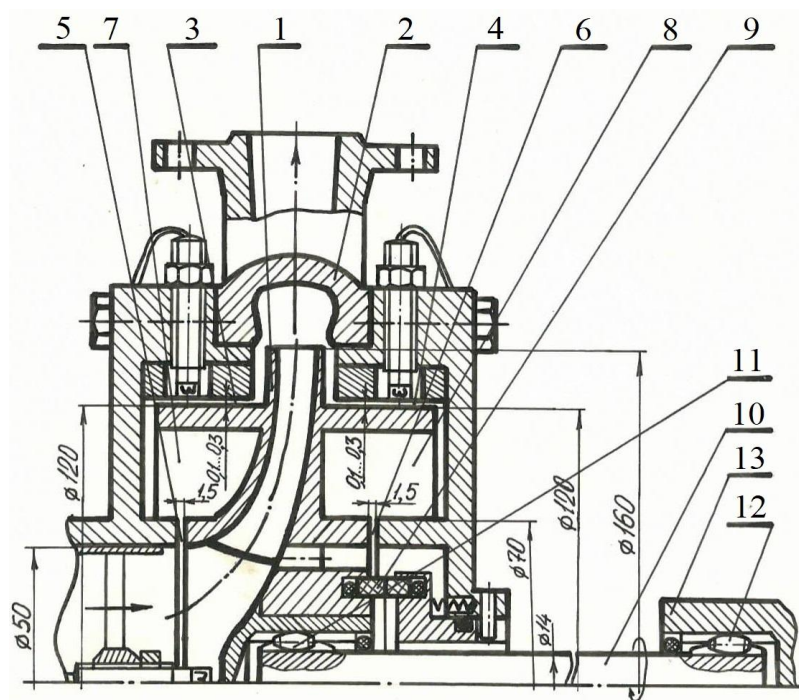


Рис. 2. Меридианальный разрез модернизированного насоса 2 К - 6:

1 - колесо рабочее, 2 - корпус насоса, 3,4 - щелевые опоры - уплотнения, 5,6 - торцовые дроссели, 7,8 - камеры устройства авторазгрузки осевых сил, 9 - концевое уплотнение, 10 - вал приводной, 11,12 - карданные шарниры, 13 - корпус муфты привода.

Конструкция модернизированного насоса (рис.2) позволяет рабочему колесу самоустанавливаться как в осевом, так и в радиальном направлениях по отношению к корпусу. Выполнение опорных щелевых уплотнений на одинаковом радиусе позволяет максимально снизить осевую гидравлическую неуравновешенность колеса, а применение двусторонней автоматической разгрузки осевых усилий на торцовых щелях и в камерах авторазгрузки - добиться полного осевого самоуравновешивания рабочего органа. Концевое

уплотнение торцового типа надежно предотвращает утечки рабочей жидкости из проточной части насоса и не препятствует малым перемещениям самоустанавливающегося колеса в радиальных и торцевых зазорах щелевых уплотнений. Вал малого сечения передает крутящий момент от электродвигателя на рабочее колесо через два упрощенных карданных шарнира, тем самым устраняя жесткостное влияние муфты привода на рабочее колесо. Расчет размеров щелевых опор - уплотнений по методике, изложенной в работе автора [8], учитывал силовой запас по несущей способности для постоянно действующих на рабочее колесо силы тяжести и радиальной гидравлической силы со стороны отвода по данным работ [6,7]. На неоптимальных по подаче режимах ($\pm 30\%$ от $Q_{\text{опт.}}$) радиальная сила со стороны отвода определялась по формулам работы [6] с учетом геометрии колеса.

Силовой баланс рабочего колеса на установившихся режимах зависит от падений давлений в боковых пазухах колеса по рис. 3.

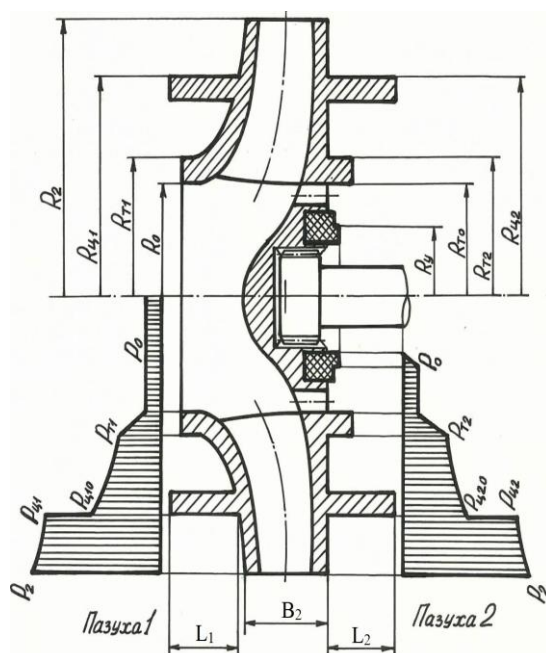


Рис. 3. Эпюра распределения давлений в боковых пазухах модернизированного рабочего колеса насоса 2 К - 6.

При этом величина давления на текущем радиусе, с учетом параболического закона распределения давления по данным работы [3], имеет выражение:

$$P_r = P_2 - \frac{1}{2} \rho \omega_{\text{ж}}^2 (R_2^2 - r^2), \quad (1)$$

где: r - текущий радиус,

P_r - давление на текущем радиусе.

Падения давлений в пазухах по рис. 3 с учетом (1) можно выразить зависимостями работы [9]:

$$\begin{aligned} \Delta P_{11} &= P_2 - P_{\text{ц1}} = \frac{1}{8} \rho \omega^2 (R_2^2 - R_{\text{ц1}}^2), \\ \Delta P_{12} &= P_2 - P_{\text{ц2}} = \frac{1}{8} \rho \omega^2 (R_2^2 - R_{\text{ц2}}^2), \\ \Delta P_{21} &= P_{\text{ц10}} - P_{\text{т1}} = \frac{1}{8} \rho \omega^2 (R_{\text{ц1}}^2 - R_{\text{т1}}^2), \\ \Delta P_{22} &= P_{\text{ц20}} - P_{\text{т2}} = \frac{1}{8} \rho \omega^2 (R_{\text{ц2}}^2 - R_{\text{т2}}^2). \end{aligned} \quad (2)$$

В данной модели движения жидкости принято соотношение:

$$\omega_{\text{ж}} = 0,5 \omega,$$

где: $\omega_{\text{ж}}$ - угловая скорость (циклическая частота) жидкости в пазухе,

ω - угловая скорость (циклическая частота) вращения рабочего колеса.

Важными гидравлическими параметрами боковых пазух колеса являются проводимости цилиндрического $g_{\text{ц}}$ и торцового $g_{\text{т}}$ дросселей щелевого уплотнения - опоры и устройства авторазгрузки осевых усилий. В случае равновесного положения рабочего колеса ($h_0 = 0,2$ мм, $h_{\text{т}} = 1$ мм) эти параметры определяются по зависимостям работы [3]:

$$g_{\text{ц}} = 2 \Pi R_{\text{ц}} h_{\text{ц}} (2 / (\rho (\zeta_{11} - \zeta_{12} + \zeta_{\text{ц}})))^{1/2}; \quad (3)$$

$$g_{\text{т}} = \Pi (R_{\text{о}} + R_{\text{т}}) h_{\text{т}} (2 / (\rho (\zeta_{11} - \zeta_{12} + \zeta_{\text{т}})))^{1/2};$$

$\zeta_{\text{цi}} = (2h_{\text{цi}})^{-1} \lambda_{\text{ц}} \lambda_{\text{цi}}$, $\zeta_{\text{ти}} = (2h_{\text{ти}})^{-1} \lambda_{\text{т}} |R_{\text{oi}} - R_{\text{ти}}|$ - коэффициенты потерь на трение для i - го цилиндрического и торцового дросселей;

$\zeta_{\text{ц0}} = \zeta_{\text{ц1}} - \zeta_{\text{ц2}} + \zeta_{\text{цi}}$ - коэффициент гидравлического сопротивления;

$\zeta_{\text{ц1}} = 1,1$; $\zeta_{\text{ц2}} = 0,05$; $\lambda_{\text{ц}} = 0,04$, $\lambda_{\text{т}} = 0,06$; $\alpha_1 = \zeta_1 / \zeta_{\text{ц0}}$, $\alpha_2 = \zeta_2 / \zeta_{\text{ц0}}$ - гидравлические коэффициенты.

В нашем случае были получены значения:

$$\zeta_{\text{ц0}} = 4,05, \alpha_1 = 0,27, \alpha_2 = 0,012, \zeta_{\text{т0}} = 0,22,$$

$$g_{\text{ц}} = 1,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^{3,5} / \text{кг}^{0,5}, g_{\text{т}} = 7,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^{3,5} / \text{кг}^{0,5}.$$

Выражение для перепада давления на щелевом уплотнении - опоре $\Delta P_{\text{ц0}}$ с учетом (2) и (3) для равновесного положения рабочего колеса имеет вид:

$$\Delta P_{\text{ц(2)}} = \frac{g_{\text{т}}^2}{g_{\text{ц(2)}}^2 + g_{\text{т}}^2} (\Delta P - \Delta P_{\text{ц(2)}}) \quad (4)$$

Полученные данные позволяют произвести **статический** силовой проверочный расчет щелевых опор - уплотнений рабочего колеса модернизированного насоса.

Количественные проектировочные расчеты для **модернизированного рабочего колеса насоса 2 К - 6** показали возможность бесконтактной работы самоустанавливающегося ротора - колеса в диапазоне подач +/- 30% от $Q_{\text{опт}}$ по статической несущей способности, а также разгрузку осевых сил при давлении подпора до 4 бар.

Осевой и экваториальный моменты инерции модернизированного рабочего колеса составили значения:

$$I_0 = 8,4 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2, I_{\text{э}} = 4,6 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Отношение: $I_0 / I_{\text{э}} = 0,55$ свидетельствует о дисковой конфигурации колеса, в этом случае влияние гироскопического момента повышает устойчивость колеса относительно угловых колебаний. Оценим значения собственных частот радиальных и угловых колебаний рабочего колеса модернизированного насоса. Расчеты производим согласно методики работы автора [8] для таких параметров:

$$L_{\text{упл.}} = 30 \text{ мм}, L = 23 \text{ мм}, h_0 = 0,2 \text{ мм}, R_{\text{ул}} = R_{\text{уз}} = 60 \text{ мм}, \Delta P_{\text{ц}} = 0,7 \cdot \Delta P_{\text{ц0}}.$$

Имеем с учетом (4):

$$\Delta P_{\text{ц}} = 0,16 \cdot 10^6 \text{ Па}, K_s = 4,7 \cdot 10^5 \text{ Н/м}, \bar{K}_s = 4,7 \cdot 10^4 \text{ Н},$$

$$\alpha_e = 2,165 \cdot 10^3 \text{ Н}, \beta_v = 71 \text{ Н·м}.$$

Теперь по выражениям (5) определяем значения собственных частот с учетом отсутствия жесткости вала привода:

$$\omega_e = \sqrt{\frac{2K_s}{m}}, \omega_v = \sqrt{\frac{2(-\alpha_e L - \beta_v + K_s L^2 + \bar{K}_s L)}{2m_* L^2 + 2\bar{m}_* L + I_g}} \quad (5)$$

$$\omega_e = 560 \text{ с}^{-1} (5345 \text{ об/мин}), \omega_v = 725 \text{ с}^{-1} (6923 \text{ об/мин}).$$

Рабочая частота вращения экспериментального насоса составляет 2920 об/мин, следовательно, агрегат работает до критической частоты радиальных и угловых колебаний.

Перед проведением рабочих испытаний центробежное рабочее колесо насоса в сборе с уплотнениями статически балансировалось до величины статического дисбаланса $1,5 \cdot 10^{-4} \text{ кг·м}$ (2 г на радиусе 80 мм).

В процессе испытаний модернизированного насоса исследовались режимы пуска - останова, производилось частичное снятие напорной характеристики (номинальная подача + 20% в сторону увеличения расхода и - 30% сторону уменьшения); изменялась длина щелевых уплотнений от 30 мм до 20 мм с шагом 5 мм; радиальный зазор в щелях принимал значения 0,2 мм, 0,3 мм и 0,4 мм; осевой ход варьировался от 2 мм до 4 мм с шагом 1 мм. Также велись измерения и наблюдения за формой и амплитудой радиально - угловых колебаний рабочего колеса в щелевых опорах - уплотнениях; одновременно регистрировался осевой ход рабочего органа.

Выводы из данного исследования. Проведенные стендовые испытания модернизированного насоса позволили сделать следующие заключения:

1) режимы пуска рабочего колеса насоса протекали без резкого возрастания амплитуды колебаний в щелевых уплотнениях (наблюдалось по форме траектории на экране осциллографа). “Всплытие” рабочего колеса в опорах - уплотнениях наступало практически синхронно с выходом насоса на рабочие параметры;

2) выбег рабочего колеса после выключения электродвигателя плавный, в самом конце выбега на экране осциллографа наблюдалась характерная траектория обкатки ротора в щелевых опорах - уплотнениях;

4) характерные траектории движения точек поверхностей роторных втулок щелевых уплотнений под датчиками перемещений приведены на рис. 4. Внешний вид кривых свидетельствует о том, что в небольшом диапазоне подач - напоров колесо “ всплывает” в опорах - уплотнениях, совершая вынужденные радиально - угловые колебания с малой амплитудой;

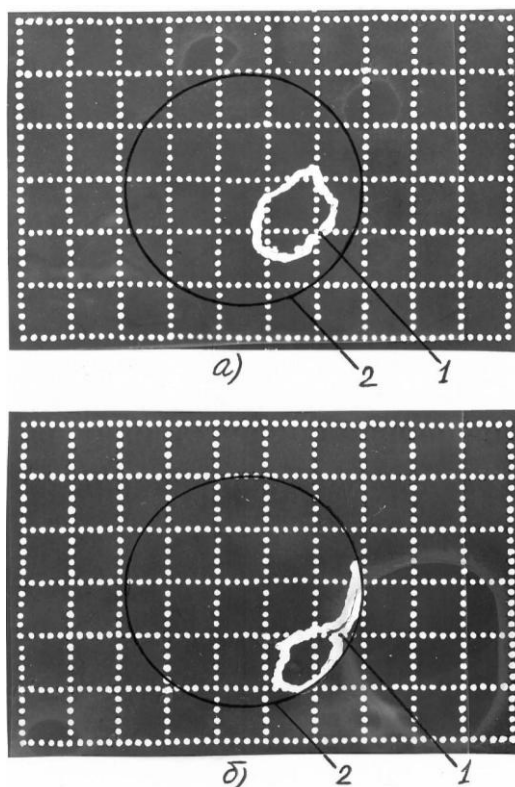


Рис. 4. Траектории движения точек поверхностей роторных втулок щелевых уплотнений под датчиками перемещений:

а) - режим номинальной подачи + 5% ... -10%,

б) - режим перегрузки по подаче до + 30% от номинальной,

1 - кривая движения ротора под датчиками перемещения,

2 - теоретическая кривая обкатки ротора по втулке уплотнения.

5) симметричная конструкция ротора - колеса в меридианальном сечении и значительное превышение диаметральных размеров над осевыми послужили причиной, в основном, радиальных колебаний ротора в опорах - уплотнениях. Осевые колебания колеса при полной авторазгрузке осевых сил на установившихся режимах являлись фактически торцовым биением под датчиком осевых перемещений (до 0,05 мм);

6) изменение длины щелевых опор - уплотнений в диапазоне изменения относительных размеров длины щели: $30/20 = 1,5$ привело к некоторому уменьшению амплитуд колебаний для более длинного варианта щелевого уплотнения;

7) варьирование зазором в щелевых уплотнениях от 0,2 мм до 0,4 мм на сторону существенно отразилось на величине амплитуды радиально - угловых колебаний рабочего колеса. При этом форма движения точек поверхности колеса под датчиками радиальных перемещений оставалась все время близка к круговой, а амплитуда колебаний при увеличении зазора до максимального выросла почти в 2,5 раза;

3) энергетические характеристики модернизированного насоса в диапазоне подач - 30% до + 20% от номинальной несущественно отличалась от рабочих характеристик базового варианта (рис. 5).

При сопоставлении полученных экспериментальных данных (точек) с номинальными кривыми следует отметить незначительное ухудшение энергетических характеристик модернизированного насоса, а именно:

- увеличение потребляемой мощности до 3%,
- снижение к.п.д. до 2%.

Полученные результаты находят пояснение в увеличении потерь трения жидкости в развитых боковых пазухах модернизированного рабочего колеса. На режимах очень малых и очень больших подач резко возрастает

радиальная сила со стороны спирального отвода, что резко ухудшает бесконтактный характер вращения колеса и в целом энергетические характеристики насоса. Такие режимы длительно использовать не следует.

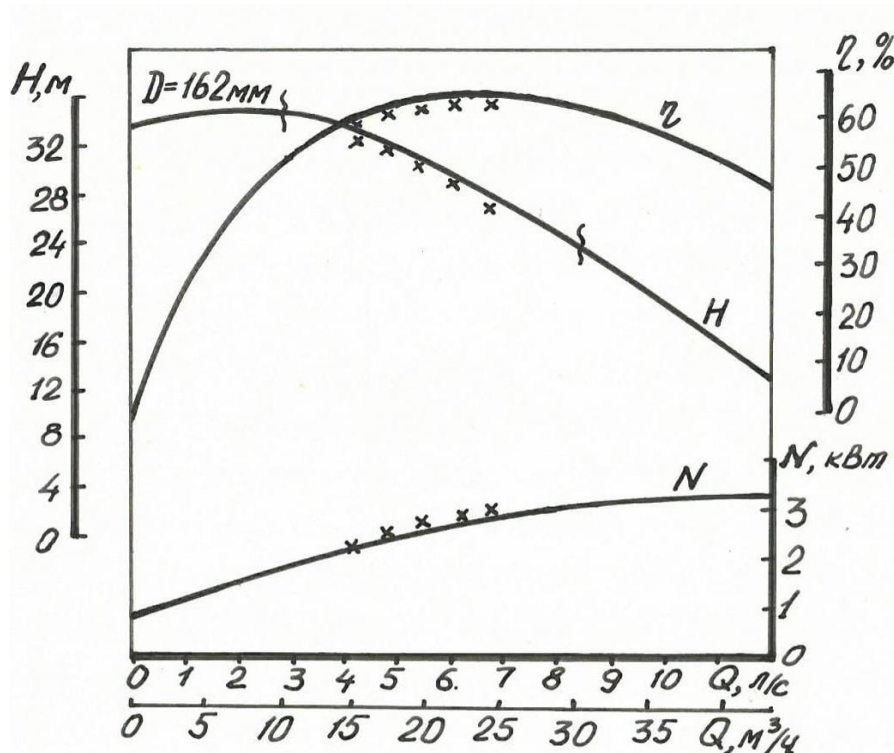


Рис. 5. Энергетические характеристики исходного и модернизированного насоса 2 К - 6:

----- - характеристики исходного насоса 2 К- 6 по данным работы [10],
 x x x x x - экспериментальные точки модернизированного насоса ($h_0 = 0,2$ мм).

В целом же конструкция модернизированного насоса выигрывает в металлоемкости, габаритных (осевых) размерах, уменьшении количества деталей и возможных запасных элементов, поскольку исчезают внешние подшипниковые узлы с жестким валом и полумуфтой привода (это достаточно трудоемкий в изготовлении и сборке консольный корпус с подшипниками). Также снижаются требования ко взаимной центровке осей насоса и приводного электродвигателя. В эксплуатации модернизированный насос практически не требует обслуживания (например, смена смазки подшипников или их замена в традиционном агрегате);

8) модернизированный насос в составе экспериментального стенда устойчиво функционировал на протяжении семи суток непрерывной работы на номинальном режиме;

9) в результате проведения комплекса исследовательских работ было получено экспериментальное подтверждение разработанной автором методики расчета элементов проточной части центробежного насоса с самоустанавливающимся рабочим колесом в составе созданого и испытанного модернизированного агрегата.

Список использованной литературы.

1. Гроховский Д.В. Динамика центробежных многоступенчатых насосов / Д.В. Гроховский. Обзорная информация / Сер.ХМ-4.-М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1990. - 56 с.

2. Марцинковский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин. / В.А. Марцинковский - М.: Машиностроение, 1980. - 200 с.

3. Марцинковский В.А. Насосы атомных электростанций. / В.А. Марцинковский, П.Н. Ворона - М.: Энергоатомиздат, 1987. - 256 с.

4. Ломакин А.А. Питательные насосы типа СВП-220-280 турбоустановки сверхвысоких параметров // Энергомашиностроение. - 1955. - N 2 - с. 1-10.

5. Степанов А.И. Центробежные и осевые насосы / А.И. Степанов - М.: Машгиз, 1960. - 464 с.

6. Шемель В.Б. Исследование радиальных сил в центробежных насосах / В.Б. Шемель, Р.М. Агульник - труды ВИГМ, вып. XXIV.- М.: Машгиз, 1959. - с. 26-37.

7. Михайлов А.А. Лопастные насосы / А.А. Михайлов, В.В. Малюшенко - М.: Машиностроение, 1977. - 192 с.

8. Горовой С.А. Разработка и исследование конструкций «безвальных» центробежных насосов /Дис...канд. техн. наук. - Сумы, 1995. - 233 с.

9. Будов В.М. Насосы АЭС / В.М. Будов - М.: Энергоатомиздат, 1986. - 408 с.

10. Азарх Д.Н. Насосы. Каталог – справочник / Д.Н. Азарх и др. – М. – Л.: Труды ВИГМ, 1960.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРЕ

Горовой Сергей Александрович, кандидат технических наук, доцент кафедры охраны труда и физики Сумского Национального аграрного университета. Домашний адрес: Украина, Сумская область, 40004, г. Сумы, ул. Новоместенская, д. 24, кв. 42. Телефон: (+38) 096 432 577 4, эл.почта: gorovyj64.@gmail.com.

Tests the pump with a self – adjusting impeller on an experimental stand

Gorovoy S.A.

Summary. Hydrodynamic forces in slit seals of centrifugal pumps play a leading role in stabilizing the vibration activity of pump rotors. Non - contact seals of the flow part can perform the functions of the internal support - sealing units of a centrifugal pump. Rotor - pump wheel self - aligning in symmetrical gap seals under the action of hydrodynamic forces and moments. According to the method proposed by the author for calculating the elements of the flow - through part of a centrifugal pump with slotted supports - seals, a pump with a self - adjusting impeller was created. The upgraded unit underwent lengthy hydraulic tests on an experimental stand.

Keywords. Centrifugal pump, slit seal, support - seal, fluid flow, fluid pressure, hydrodynamic forces, self - rotating rotor, experimental stand.