электронный научно-технический журнал
ИНЖЕНЕРНЫЙ ВЕСТНИК
Издатель ФГБОУ ВПО "МГТУ им. Н.Э. Баумана". Эл No. ФС77-51036. ISSN 2307-0595

Высокооборотный мобильный электронасос с регулируемым частотным приводом

 # 08, август 2015

Васин В. А.[1], Панаиотти С. С.[1,*]

УДК: 621.5 (075.8)

[1]Россия, ОАО «Калужский турбинный завод»
[2]Россия, КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана
*panaiotti@post.ru

Введение

При проведении технического обслуживания и ремонта трубопроводов транспорта нефти и нефтепродуктов возникает необходимость откачки малых объемов нефти, оставшихся после работы главных нефтяных откачивающих насосов, которые входят в передвижные насосные установки. Откачка остатков нефти увеличивает эффективность использования нефтепродуктов и улучшает экологическую обстановку в месте проведения технического обслуживания и ремонта.

Для полной откачки нефти потребовалась разработка центробежного электронасосного агрегата со следующими техническими требованиями заказчика: номинальная подача $Q = 20$ м^3/ч, номинальный напор $H = 600$ м, допускаемый кавитационный запас $\Delta h_{доп} \le 5$ м при коэффициенте запаса для 3% снижения напора $k_{3\%} = 1,2$.

Электронасос должен работать в диапазоне подач от 0 до 25 м^3/ч, с возможностью регулировки напора от 150 до 800 м. Конструкция электронасоса должна иметь минимально возможные: габариты длина х ширина х высота =2000 х 600 х 700 мм (не более) и массу 750 кг (не более), потребляемую мощность, кроме того — взрывозащищенное исполнение. Буксировка электронасоса к месту работы производится по грунту на расстояние до 60 м от источника электроэнергии – дизель-генератора.

Требуемые показатели, а также массогабаритные характеристики были обеспечены конструкцией многоступенчатого высокооборотного центробежного насоса с частотным электроприводом. Подобные конструктивные решения применялись в электронасосных

агрегатах типа ЦНСА 25-1000…1800 разработки ГУП «ИПТЭР» и ФГУП «Воткинский завод» [2, 3].

Расчет и проектирование

Проточная полость насоса рассчитана по программе «Автоматизированное проектирование многоступенчатого центробежного насоса», подробно описанной в работе [5].

В соответствии с техническим заданием требовался широкий диапазон рабочих подач и напоров. Для этого понадобилось регулировать частоту вращения ротора насоса от 3000 до 6000 об/мин. Спроектирован «жесткий» ротор с первой критической собственной частотой вращения выше 6000 об/мин. Последнее потребовало увеличения диаметра вала, уменьшения масс «навешенных» деталей и расстояния между подшипниковыми опорами. С учетом этих обстоятельств диаметр втулки центробежного колеса (ЦК) назначен $d_1 = 54$ мм.

Кольцевой подвод насоса рассчитан согласно [4].

Входные размеры ЦК рассчитаны из условия работы без кавитационного срыва. Меридианный поток в ЦК считаем равноскоростным. Для выбранного коэффициента запаса по кавитационному срыву $k_{\text{ш}} = 1{,}65$ находим срывной кавитационный запас $\Delta h_{\text{ш}} = \Delta h_{\text{доп}} / k_{\text{ш}}$ и срывной кавитационный коэффициент быстроходности $C_{\text{ш}} = n\sqrt{Q} \big/ \left(\Delta h_{\text{ш}}/10\right)^{3/4} = 1115$. Выбираем втулочное отношение $\bar{d}_1 = 0{,}74$, коэффициент приведенного входного диаметра $K_0 = D_0 \big/ \sqrt[3]{Q/n} = 4{,}9$ и число лопастей $Z = 6$, а также углы установки лопасти на входе $\beta_{1\text{л}}$. Эти величины позволяют найти по уравнению Руднева [7] коэффициент кавитации для срывного режима

$$\lambda_{\text{ш}} = \left\{ \left[\sin\beta_1 + \sqrt{\sin^2\left(\beta_{1\text{л}} - \beta_1\right) + a\sin\left(2\beta_1 - \beta_{1\text{л}}\right)} \right] \Big/ \left[\sin\beta_{1\text{л}} - a\right] \right\}^2 - 1,$$

где β_1 — угол относительного потока перед входной кромкой лопасти, $a = K\sigma_1 / T_1$, $K = 0{,}3$ — известный коэффициент проекции силы, σ_1 — толщина входной кромки, T_1 — шаг лопастей на входе. Так как уже найденный кавитационный запас $2g\Delta h_{\text{ш}} = V_1^2 + \lambda_{\text{ш}} W_1^2$ связан с абсолютной и относительной скоростями на входе V_1 и W_1, то можно найти соответствующую толщину входной кромки лопасти $\sigma_1 = 1{,}5$ мм. Далее по формуле [12] оцениваем скорость кавитационной эрозии лопастей рабочего колеса, которая оказалась пренебрежимо малой. Выбрав ширину ЦК, угол установки и толщину ло-

пасти на выходе, находим выходной радиус колеса. По теории плоских гидродинамических решеток лопастей [8]

$$R_2 = \frac{V_{2m}}{2\omega y \psi_2 \operatorname{tg}\beta_{2л}} + \frac{1}{\omega}\sqrt{\frac{1}{y}\left(\frac{gH_т}{1-k} + \omega\left(rV_u\right)_1\right) + \left(\frac{V_{2m}}{2y\psi_2 \operatorname{tg}\beta_{2л}}\right)^2}\,.$$

В этом уравнении параметры k,

$$y = \left(r_a/R_2\right)^2,\ i = 1/b_2\psi_2 \operatorname{tg}\beta_{2л},\ H_т = H/\eta_г,\ V_{2m} = Q_{к1}/2\pi R_2 b_2,$$

причем первые два параметра определяются по номограммам [8].

Далее по формуле Ломакина [6] оценены гидравлический КПД ступени, гидравлический КПД насоса $\eta_г = 0{,}8$, рассчитаны объемный $\eta_о = 0{,}84$ и механический КПД $\eta_м = 0{,}86$ насоса. Поэтому полный КПД насоса $\eta = 0{,}58$. Профилирование лопастей выполнено методом конформных отображений в соответствии с программой [11] для ПК и представлено на рис. 1. Лопасти пространственные на входе и цилиндрические на выходе. Радиальные сечения лицевой и тыльной сторон лопасти — прямые линии, т.е. поверхность лопасти линейчатая. Последнее упрощает изготовление лопасти и ее контроль. Малые геометрические размеры ЦК не позволяли изготовить их литыми. По технико-экономическим соображениям, с учетом сроков изготовления, ЦК были изготовлены по технологии селективного лазерного спекания металлического порошка на 3D принтере.

Затем по одномерной струйной теории рассчитываем лопаточный отвод (ЛО), показанный на рис. 2. Относительный входной радиус отвода $R_3/R_2 = 1{,}05$ соответствует рекомендациям для проектирования многоступенчатых высоконапорных насосов. Выбрано сочетание $Z_1/Z_{ло} = 6/4$, которое по виброакустическим показателям оценивается как хорошее. Лопаточный отвод рассчитан так, чтобы большая доля кинетической энергии $\Delta = \left(V_2^2 - V_0^2\right)/2g = \left(V_2^2 - V_4^2\right)/2g + \left(V_4^2 - V_0^2\right)/2g,$ преобразовывалась в энергию давления на участке от выхода из ЦК (сечение 2–2) до выхода из диффузорных каналов (сечение 4–4). Сечение 0–0 выбрано в горловие ЦК. Эта доля $\bar{\Delta}_{2-4} = \left(V_2^2 - V_4^2\right)/\left(V_2^2 - V_0^2\right) = 0{,}83$ и степень расширения $\bar{F}_4 = F_4/F_2 = 1{,}73$ спроектированного ЛО находятся в рекомендуемых пределах.

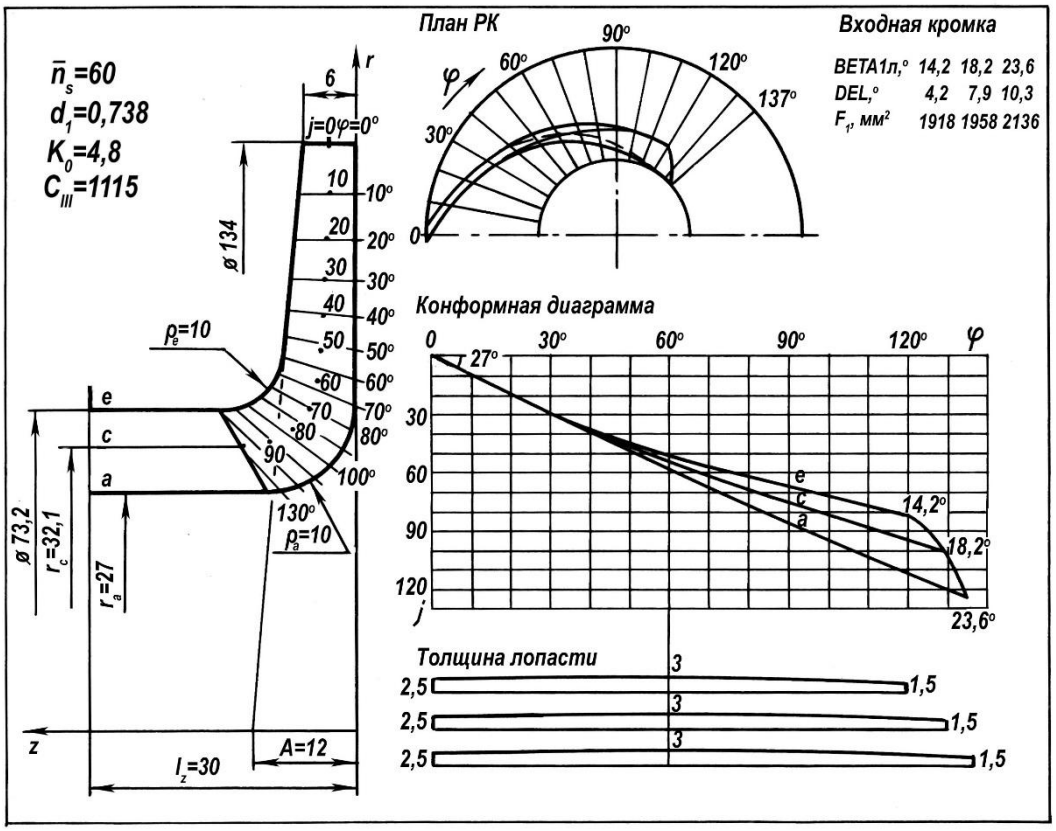


Рис. 1. Профилирование лопастей рабочего колеса 1-ой ступени

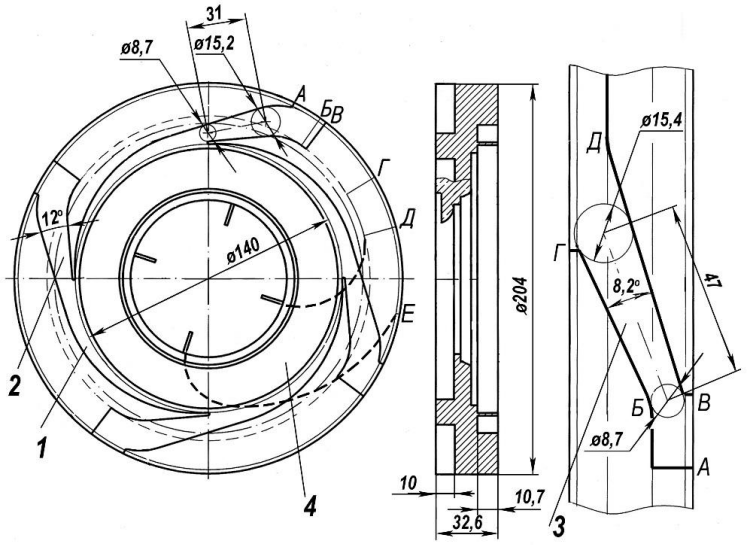


Рис. 2. Лопаточный отвод: 1 — спиральный канал; 2 — диффузорный канал; 3 — диффузорный переводной канал; 4 — обратный канал

Диффузорные каналы ЛО расширяются в одной плоскости. Угол установки лопасти на выходе из обратных каналов $\alpha_{6л} = 90°$. В соответствии с [1] лопатки ЛО выполнены цельнофрезерованными с непрерывными винтовыми диффузорными переводными каналами, как показано на рис. 2.

В связи с тем, что предполагалось использовать как четное (8шт.), так и нечетное (7шт.) числа ступеней, их симметричное расположение не уравновешивало осевые силы. Для уравновешивания осевых сил был применен разгрузочный барабан, обеспечивающий работу насоса с различным числом ступеней. Остаточные осевые и радиальные усилия на роторе воспринимались шариковыми однорядными радиальными подшипниками SKF с «вечной» консистентной смазкой.

Рассчитаны щелевые уплотнения ЦК с 5-ю квадратными канавками 2,5х2,5 мм на кольцах в корпусе. Дисковое трение найдено по эмпирическим формулам с учетом токов жидкости в пазухах.

Для повышения гидравлического КПД ступени ЦК промежуточной ступени спроектировано с оптимальным по КПД $K_0 = 4$. Выходные геометрические размеры такие же, как у рабочего колеса 1-ой ступени. ЛО промежуточной ступени унифицирован с таковым для 1-ой ступени.

Вал с обеих сторон уплотнялся одинарными торцовыми уплотнениями с защитной ступенью производства ООО «НПК «Герметика».

Соединительная муфта между насосом и электродвигателем – упругая пластинчатая производства ООО «Кант». Муфта позволяет компенсировать расцентровки валов насоса и двигателя, которые могут возникнуть при буксировке электронасоса по грунту к месту работы.

Электропривод насоса ЭТР-75-6000 состоит из взрывозащищенного электродвигателя типа ВА180, смонтированного на общей раме с насосом и преобразователя частоты ТТПТР-150-360-200 с габаритами: длина х ширина х высота = 630 х 420 х 800 мм.

Преобразователь устанавливается непосредственно у дизель-генератора на амортизаторы во взрывобезопасной зоне. Двигатель соединяется с преобразователем кабелем взрывозащищенного исполнения длиной не более 60 м. Продольный разрез насоса со шнеком представлен на рис. 3.

Типовые энергетические характеристики, рассчитанные по данным [10], показаны на (рис.4). КПД привода (преобразователя с двигателем) можно оценить как 0,85. Соответственно полный КПД электронасоса составит $\eta_э = 0,49$, что согласуется с рис. 4. Частные кавитационные характеристики при относительных подачах $\bar{Q} = Q/Q_р = 0,5...1,2$ представлены на рис. 5. Полученные параметры и характеристики насоса соответствуют техническим требованиям. Насос успешно эксплуатируется на нефтепроводах, об отказах не сообщалось. Для дальнейшего повышения всасывающей способности насоса он модернизировался. Перед ЦК устанавливался шнек, как показано на рис. 3. На те же параметры $Q = 20$ м^3/ч, $H = 600$ м, $n = 5775$ об/мин по расчету получили $\Delta h_{ШШ} = 0,82$ м. Это позволяет предположить, что допускаемый кавитационный запас может уменьшиться с 5 м до 1,2 м.

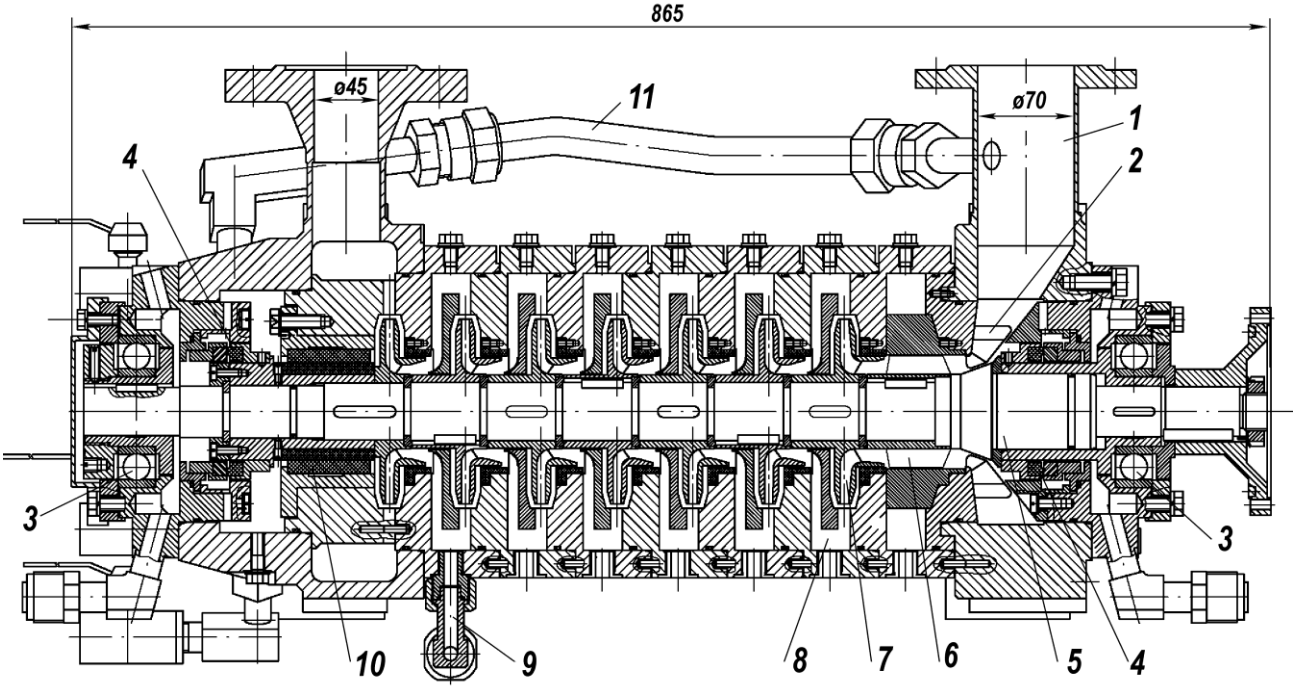


Рис. 3. Разрез 7-ступенчатого насоса со шнеком: 1 – входной патрубок; 2 – кольцевой подвод; 3 – радиальный шарикоподшипник; 4 – торцовое уплотнение; 5 – вал; 6 – шнек; 7 – центробежное рабочее колесо; 8 – лопаточный отвод; 9 – дренаж; 10 – разгрузочный барабан; 11 – отводящий трубопровод

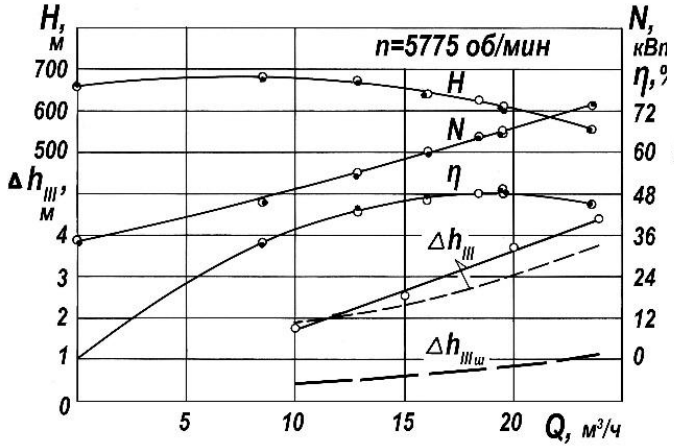


Рис. 4. Энергетическая характеристика 7-ступенчатого насоса без шнека: ● — пересчет с 4000 об/мин на 5775 об/мин; O — эксперимент; — — — расчет

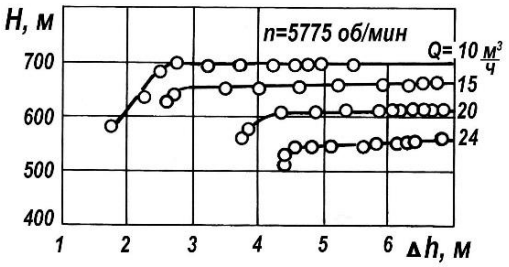


Рис. 5. Частные кавитационные характеристика 7-ступенчатого насоса без шнека

Заключение

Спроектирован, изготовлен и испытан центробежный высокооборотный мобильный электронасос с регулируемым частотным приводом. Насос 7-ступенчатый с последовательным расположением рабочих колес. Насос может работать в широком диапазоне подач и напоров. Насос успешно эксплуатируется на нефтепроводах.

Список литературы

1. Анкудинов А.А., Васин В.А., Семенов Ю.М., Циммерман С.Д. Направляющий аппарат центробежного насоса: Пат. 2220330 Российская Федерация. 2002. Бюл. № 36. 4 с.
2. Багманов А.А., Бажайкин С.Г., Бобылев И.В. Насосный агрегат ЦНСА 25-1400 с высокооборотным регулируемым приводом. // Насосы & оборудование. 2008. №4(51)–5(52). С. 74–77
3. Багманов А.А., Бажайкин С.Г., Иванов А.И., Закиев В.Р. Результаты эксплуатационных испытаний центробежного насоса с высокооборотным регулируемым электроприводом. // Международная научно-техническая конференция «Эффективность и экологичность насосного оборудования». (Москва, 14 октября 2009 г.): тезисы докладов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2009. 55 с. С. 8–10.
4. Боровский В.И., Ершов Н.С., Овсянников Б.В., Петров В.И., Чебаевский В.Ф., Шапиро А.С. Высокооборотные лопаточные насосы / под ред. Б.В. Овсянникова и В.Ф. Чебаевского. М.: Машиностроение. 1975. 336 с.
5. Кузнецов А.В., Панаиотти С.С., Савельев А.И. Автоматизированное проектирование многоступенчатого центробежного насоса: учебное пособие. Калуга: КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2013. 170 с. Режим доступа: http://mgtu-ssp.narod.ru/olderfiles/1/MCN-Uchebnoe_posobiev95.pdf (дата обращения: 5.07.2015).
6. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. 2-е изд. перераб. и доп. М. - Л.: Машиностроение. 1966. 364 с.
7. Руднев С.С. Кавитация в решетке профилей конечной толщины // Лопастные насосы. Л.: Машиностроение. 1975. С. 198–209.
8. Руднев С.С. Основы теории лопастных решеток: учебное пособие. М.: Ротапринт МВТУ. 1976. 78 с.
9. Руднев С.С., Матвеев И.В. Методическое пособие по курсовому проектированию лопастных насосов. М.: Ротапринт МВТУ. 1974. 72 с.
10. Степанов А.И. Центробежные и осевые насосы. М.: Машгиз. 1960. 464 с.
11. Тимофеев Д.В., Савельев А.И., Панаиотти С.С. Автоматизированное профилирование лопастей центробежных рабочих колес: Руководство пользователя. / под ред. С.С. Панаиотти. Калуга: КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2008. 66 с. Режим доступа: http://mgtu-ssp.narod.ru/olderfiles/2/PL_v33.pdf (дата обращения: 5.07.2015).
12. Gulich J.F. Moglecheiten und Grenzen der Vorausberechnung von Cavitationsschaden in Kreizelpumpen // Forch Ingenieurwes. 1997. P. 27–29.