

Методы модификации проточной части нефтяных магистральных насосов типа НМ

11, ноябрь 2014

Трошин Г. А., Петров А. И.

УДК: 62-137

Россия, ООО Зульцер пампс
МГТУ им. Н.Э. Баумана
alex_i_petrov@mail.ru

Зачастую при перекачивании различных жидкостей по трубопроводам насосы используются в режиме, отличающемся от номинального. Одним из характерных примеров такой картины является перекачивание нефти по магистральным трубопроводам. Одной из особенностей строительства и ввода в эксплуатацию крупных нефтепроводов является поэтапное увеличение его производительности до номинальной. Такое увеличение связано со сроками завершения строительства всего количества запроектированных на нефтепроводе НПС, а также с наличием достаточного количества нефти и потребителей. Учитывая все эти факторы, были рекомендованы наиболее экономически целесообразные следующие три этапа ввода в эксплуатацию нефтепровода.

На первом этапе с минимально необходимым количеством НПС производительность нефтепровода составляет 50% от номинальной; на втором этапе, с вводом в строй дополнительного количества НПС, - 70% от номинальной и при вводе в строй всех НПС – 100%. При этом на всех этапах напор, развиваемый насосами, должен оставаться постоянным. Разрыв во времени между этапами, как показала практика, составляет полтора-два года. Исходя из этого, необходимо найти наиболее оптимальные варианты по экономичному регулированию подачи НПС в соответствии с этапами работы.

В настоящее время магистральные насосы комплектуются сменными роторами на подачи, составляющие 0,5 и 0,7 от номинальной. Конструктивно сменные роторы отличаются от основного только конструкцией рабочего колеса и статорных уплотнительных колец, этапная замена которых в насосах не представляет технических трудностей. Было отмечено [7], что для насосов с низким коэффициентом быстроходности ($n_s < 70$) для удовлетворения подачи НПС меньше расчётной предпочтительна подрезка колеса наружного диаметра основного рабочего колеса, что и применено в насосе НМ1250-260 для ротора на подачу 900 м³/ч.

Рассмотрим один из нефтяных магистральных насосов типа НМ 10000-210. В соответствии с требованиями одной из крупных компаний, занимающейся транспортировкой

нефти, такой насос может быть укомплектован роторами с номинальными параметрами, указанными в таблице 1.

Таблица 1 – Номинальные параметры сменных роторов нефтяного магистрального насоса типы НМ 10000-210

	Ротор 10000-205-0,5	Ротор 10000-210-0,7	Ротор 10000-210-1	Ротор 10000-210-1,25
Подача, м ³ /ч	5000	7000	10000	12500
Напор, м	205	210	210	210
NPSH _r , м, не более	45	60	65	97
КПД, %, не менее	80	84	89	87
Частота вращ., об/мин	3000			
Мощность, кВт	3000	4097	5524	7064
Примечания:				
1. Параметры указаны на воде с кинематической вязкостью $\nu=1 \cdot 10^{-6}$ мм ² /с и плотностью $\rho=1000$ кг/м ³ .				
2. *Указана при плотности $\rho=860$ кг/м ³ .				

На Рисунке 2 изображены теоретические характеристики рабочих колес приведенных в Таблице 1 роторов.

Отвод такого насоса выполняется двухзаходным спиральным. Такая конструкция предполагает две симметричные спиральные части отвода, которые разделены между собой ребром и в дальнейшем сливаются в одну трубу (в диффузорной части отвода). Таким образом, через каждую спираль будет протекать половина подачи насоса (см. Рисунок 1).

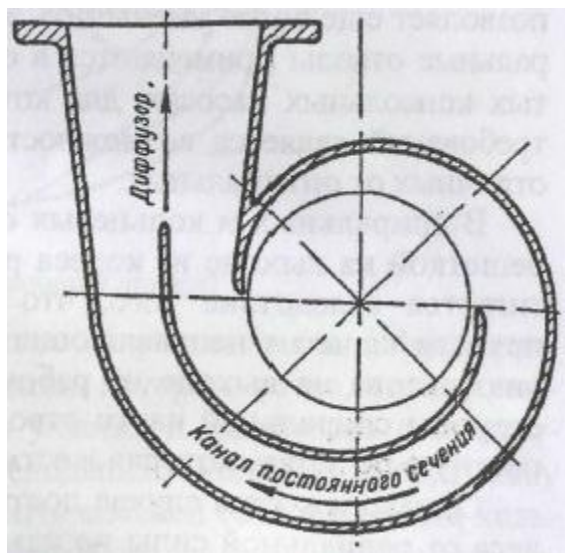
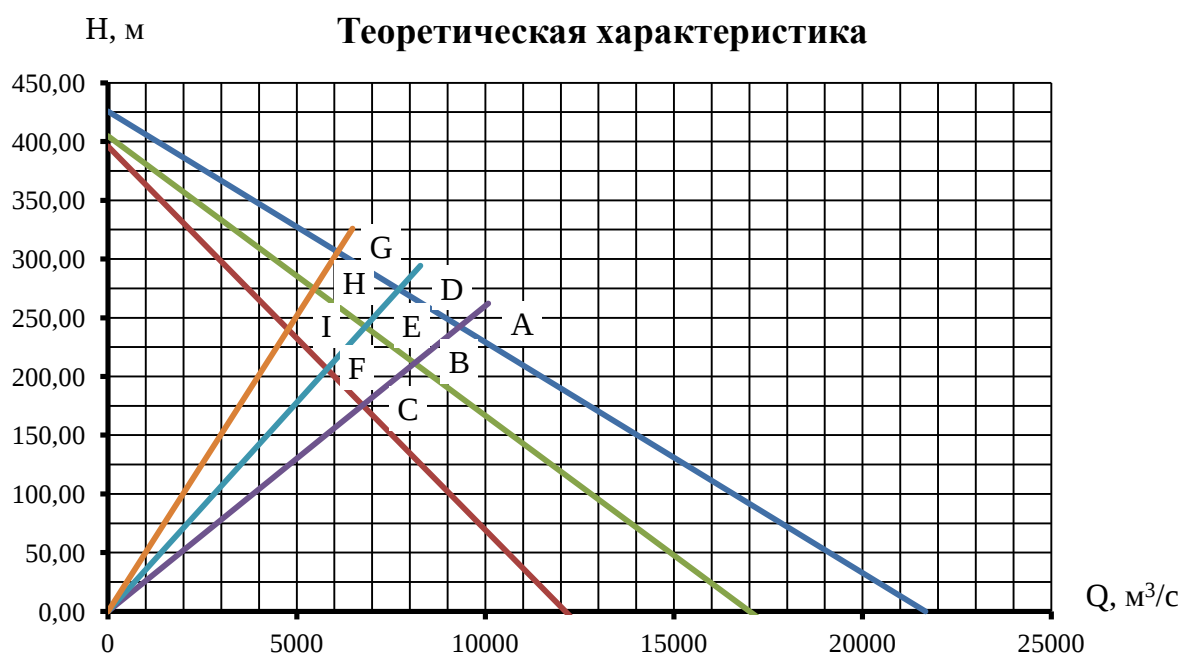


Рисунок 1

Как правило, отвод насоса НМ 10000-210 рассчитывается [2], [3] на параметры, соответствующие параметрам ротора 10000-210-1 (см. Таблицу 1). Пренебрегая изменением момента скорости при входе в рабочее колесо при изменении подачи, получаем зависимость [5], [6], описывающую уравнение луча отвода такого насоса:

$$H_{\text{ло}} = \frac{Q * \omega}{2 * A_s * g},$$

где ω – скорость вращения, рад/сек; Q – подача насоса, м³/час; A_s – пропускная способность отвода, м. График луча отвода насоса НМ 10000-210-1 – линия ABC на графике рисунка 2.



Теоретические характеристики колес: Лучи отводов с пропускной способностью:

— ns=234 — ns=196 — ns=165 — Ap=171мм — Ap=122мм — Ap=88мм

Рисунок 2

Из рисунка видно, что если при смене ротора пропускная способность отвода остается неизменной, то насос будет работать в неоптимальном режиме, что снижает КПД насоса. Это обуславливается ростом гидравлических потерь в отводящем устройстве.

Для приведения насоса к оптимальному режиму необходимо одновременно с применением сменного ротора уменьшить пропускную способность отвода. Это позволит сместить луч отвода на линию DEF (для ротора 7000-210-0,7) или GHI (для ротора 5000-205-0,5). В таком случае насос будет работать ближе к оптимальному режиму, что позволит избежать роста гидравлических потерь в отводящем устройстве.

Двухзаходный спиральный отвод не обеспечивает [2], [4] полной разгрузки от радиальной силы на нерасчетных режимах. Поэтому значительные величины радиальных сил могут возникать при работе насоса с роторами на производительности 50 и 70% от номинальной. Этому свидетельствует и график, приведенный на рисунке 3, построенном на основании формулы Агульника [1]:

$$R = K_R \left[1 - \left(\frac{Q}{Q_{opt}} \right)^2 \right] \rho g H D_2 b, \quad (1)$$

где K_R – безразмерный коэффициент радиальной силы; Q – текущая подача насоса в м³/час; Q_{opt} – оптимальная подача насоса в м³/час; H – напор насоса в м; ρ – плотность перекачиваемой жидкости в кг/м³; D_2 – внешний диаметр рабочего колеса в м; b – характерная ширина рабочего колеса в м.

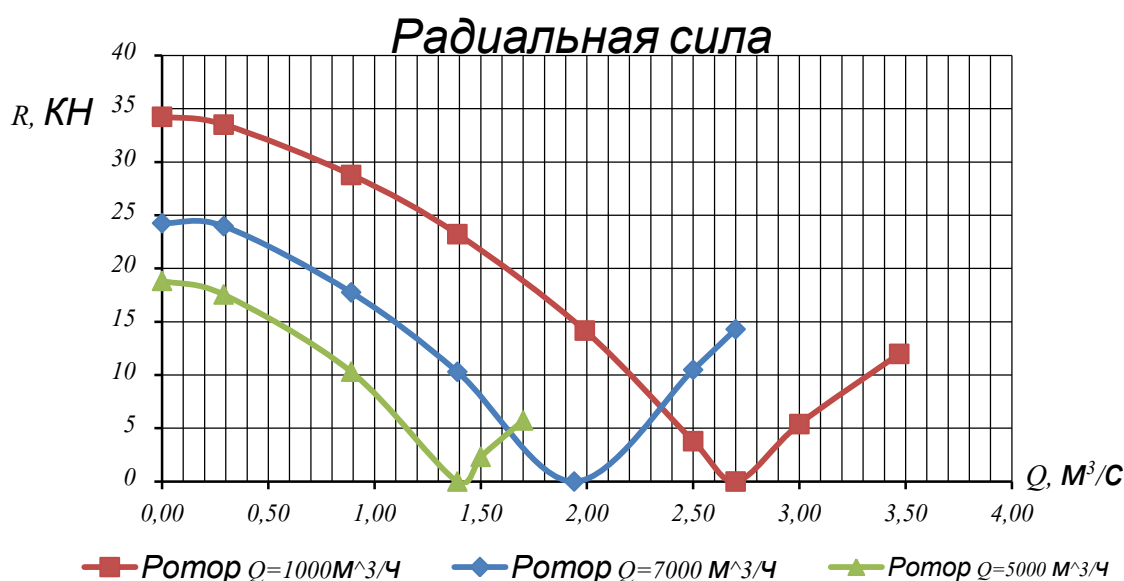


Рисунок 3

Из написанного выше следует, что для приведения таких насосов к работе в номинальном режиме при производительности трубопровода в 50 и 70 % нужно применять не только уже известный метод модификации насоса сменным ротором, но и модифицировать проточную часть корпуса насоса. Это приводит к следующим возможным методам модификации проточной части насоса:

- 1) Совместная установка сменного ротора и неподвижной лопастной решетки на выходе из колеса (см. Рисунок 4);
- 2) Совместная установка сменного ротора и дополнение языков отвода для снижения пропускной способности спиралей (см. Рисунок 5).

При первом методе модификации разгрузка от радиальной силы достигается вследствие того, что лопастная решетка, аналогичная прямым каналам направляющего аппара-

та, обеспечивает симметрию потока на выходе из рабочего колеса, а радиальная сила со стороны спиральной части отвода действует на неподвижную лопастную решетку, которая жестко связана с корпусом насоса. Однако и в этом случае достичь полной разгрузки рабочего колеса от радиальной силы не удастся, так как неподвижная лопастная решетка имеет недостаточную густоту. Повышение густоты лопастной решетки приводит к существенному увеличению гидравлических потерь в ней и, как следствие, к снижению КПД насоса.

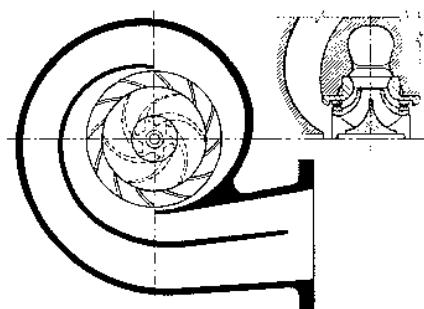


Рисунок 4

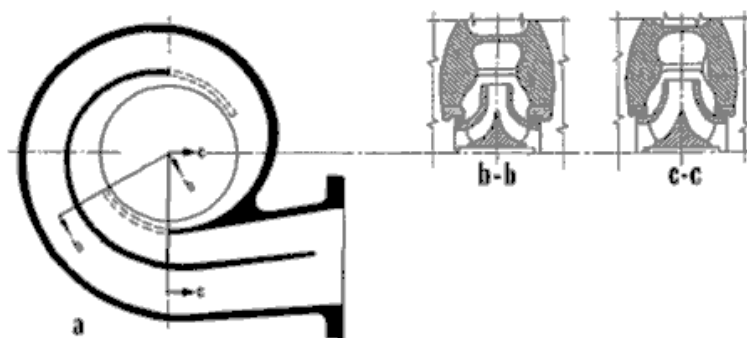


Рисунок 5

Второй метод модификации проточной части магистральных насосов в полной мере не изучен [7], и говорить о его достоинствах и недостатках в настоящее время не представляется возможным.

Каждый из приведенных методов модификации проточной части насосов с двухзаходным спиральным отводом (не только для перекачки нефти, но и другого назначения) имеет свои достоинства и недостатки, технические и конструктивные особенности, а главные границы применимости. Определение границ применимости каждого из приведенных методов позволит повысить КПД насосов при эксплуатации на нерасчетных режимах и повысит надежность насосов.

Список литературы

1. Труды ВНИИГидромаш, Исследование радиальных сил в центробежных насосах, канд. техн. наук В.Б. Шемель, инж. Р.М. Агульник;
2. С.Н. Козлов, А.И. Петров «Расчёт и проектирование отводящих устройств центробежных насосов: Учеб. пособие. – Ч. 1. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 40 с.: ил.;
3. Козлов С.Н., Петров А.И. Расчёт и проектирование отводящих устройств центробежных насосов: Учеб. Пособие. – Ч.2. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – 44 с.: ил.;

4. А.Н. Машин «Расчёт и проектирование спирального отвода и полуспирального подвода центробежного насоса» под ред. В.С. Квятковского, изд-во МЭИ, г. Москва, 1980 г.;
5. С.С.Руднев, И.В. Матвеев «Методическое пособие по курсовому проектированию лопастных насосов» под ред. О.В. Байбакова, г. Москва;
6. И.В. Матвеев «Характеристики лопастных насосов», г. Москва, 1987 г.;
7. Robert G. Hamreus, Eldon R. Deardorf «Advanced concepts in pipe line pumping», 23rd annual petroleum mechanical engineering conference, Dallas, 1968.