



DOI 10.22363/2312-8143-2020-21-1-66-80

УДК 622.276.53.054.23:621.67-83

Научная статья

## Перспективы добычи вязкой жидкости установками скважинных электроприводных лопастных насосов (УЭЛН)

Ш.Р. Агеев, Е.Ю. Дружинин, Р.С. Камалетдинов

ОП ОКББН АО «Новомет-Пермь», Российская Федерация, 115201, Москва, Каширский пр-д, 21

### История статьи:

Поступила в редакцию: 25 мая 2020 г.

Доработана: 31 мая 2020 г.

Принята к публикации: 1 июня 2020 г.

### Ключевые слова:

лопастной насос, добыча нефти, высокая частота вращения, высокая вязкость, КПД, открытое рабочее колесо, проточная часть, треугольник скоростей, гелико-осевой насос, НКТ

В статье рассмотрены вопросы перспективы освоения значительных мировых запасов высоковязкой нефти (ВВН). Для ее добычи требуются специфичное оборудование и технологии, подбор эффективного оборудования, а также особый подход при его эксплуатации. При этом следует учитывать влияние повышенной вязкости на основные характеристики насосов и условия эксплуатации оборудования в скважине. Описаны причины нестабильной работы установок скважинных электроприводных лопастных насосов (УЭЛН) при запуске после длительных остановок. Предложены методики пересчета характеристик насосов для добычи нефти распространенной конструкции. Приведены некоторые результаты исследований таких насосов на вязкой жидкости, в том числе рекомендации по расчету проточной части. Определены возможности насосов со ступенями с открытыми рабочими колесами и повышенными частотами вращения вала. Указаны дополнительные причины снижения характеристик насоса на вязкой жидкости, продемонстрированы результаты испытания сборки ступеней с измерением осредненных окружных составляющих скоростей потока при разных вязкостях перекачиваемой жидкости. Рассмотрена также возможность использования гелико-осевых насосов. Рекомендовано применение современных программ и методик подбора оборудования и его эксплуатации, регулирование частоты вращения ротора УЭЛН и температуры жидкости в НКТ, автоматизация всего процесса добычи нефти. Представлены возможные конструктивные изменения УЭЛН при добыче ВВН с целью повышения их эффективности по сравнению с серийными. Статья может быть полезной специалистам по проектированию, подбору и эксплуатации оборудования для добычи высоковязкой нефти.

### Введение

К высоковязким (ВВН) условно относят нефти вязкостью более 30 мПа·с. В настоящее время доля таких запасов сырья значительно увеличилась. По некоторым оценкам они в 5 раз превышают

запасы нефти малой вязкости и расположены на территории нескольких государств, среди которых и Россия. Нефтяные компании не случайно проявляют интерес к разработке таких месторождений. Мировой объем производства ВВН в настоящее время достигает нескольких сотен миллионов тонн в год.

РФ обладает значительными запасами нефти, в том числе высоковязкой. Примерно 2/3 запасов высоковязких нефтей имеют вязкость 30–100 мПа·с, а 1/4 – от 100 до 500 мПа·с [1; 2].

Следует отметить, что наличие воды в ВВН ведет к образованию эмульсий, вязкость которых при содержании воды от 20 до 50 % может в

Агеев Шарифжан Рахимович, заведующий отделом прикладной гидродинамики ОП ОКББН АО «Новомет-Пермь».

Дружинин Евгений Юрьевич, заведующий сектором гидродинамики ОП ОКББН АО «Новомет-Пермь».

Камалетдинов Рустам Сагарьярович, заместитель директора департамента инновационных разработок ОП ОКББН АО «Новомет-Пермь», кандидат технических наук, Rustam.Kamaletdinov@novometgroup.com

© Агеев Ш.Р., Дружинин Е.Ю., Камалетдинов Р.С., 2020

This work is licensed under a Creative Commons Attribution 4.0 International License



<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>

5÷10 раз превысить величину вязкости ВВН в безводном состоянии. Это обстоятельство следует учитывать при подборе оборудования для откачки обводненной ВВН.

Разработки залежей ВВН требуют применения специфической техники и технологий. По мнению многих специалистов, наиболее подходящим оборудованием для добычи высоковязкой нефти являются установки с объемными насосами. Для этой цели применяют установки винтовых электронасосов (УЭВН), установки глубинных штанговых насосов и созданные АО «Новомет» установки объемно-роторных насосов. Винтовые насосы применяются для добычи пластовой жидкости с вязкостью до 10 000 сСт, объемно-роторные – до 5000 сСт.

Установки скважинных электроприводных лопастных насосов (УЭЛН) также используются при откачке вязкой нефти, но ограниченно.

Рассмотрим подробнее применение и технические возможности УЭЛН для добычи высоковязкой нефти как наиболее надежных и востребованных в нефтепромысловой практике РФ.

### 1. Возможности УЭЛН, выпускаемых серийно

Общеизвестно, что параметры (подача, напор, КПД) лопастного насоса при повышении вязкости перекачиваемой жидкости снижаются. Лопастные насосы разрабатываются применительно к работе на воде, а при перекачке вязкой жидкости характеристики насоса пересчитываются на необходимую вязкость.

Для этой цели в РФ в большинстве случаев используется наиболее распространенный применительно к погружным центробежным и диагональным насосам для добычи нефти способ пересчета характеристик насоса с воды на жидкость любой вязкости, разработанный П.Д. Ляпковым [3; 4].

Способ получен на основе экспериментов на однородных жидкостях различной вязкости и основан на использовании числа Рейнольдса:

$$Re = \frac{\sqrt[3]{Q_{в.опт}^2} \omega}{\nu}, \quad (1)$$

где  $Q_{в.опт}$  – оптимальная подача насоса на воде при нормальных условиях, м<sup>3</sup>/с;  $\omega$  – угловая скорость вращения рабочего колеса, рад/с;  $\nu$  – кинематическая вязкость жидкости, м<sup>2</sup>/с.

По способу П.Д. Ляпкова в виде номограмм представлены изменения в зависимости от числа Рейнольдса относительных параметров ступени погружного лопастного насоса:

– подачи оптимального режима:

$$K_Q = \frac{Q_{v.опт}}{Q_{B.опт}}; \quad (2)$$

– напора в сходственных режимах:

$$K_H = \frac{H_v}{H_B}; \quad (3)$$

– КПД в сходственных режимах:

$$K_{\eta} = \frac{\eta_v}{\eta_B}, \quad (4)$$

где  $Q_{v.опт}$  – подача насоса на оптимальном режиме на вязкой жидкости, м<sup>3</sup>/с;  $H_v$  – напор насоса на вязкой жидкости;  $\eta_v$  – КПД насоса на вязкой жидкости.

По найденным по номограмме относительным параметрам  $K_Q$ ,  $K_H$ ,  $K_{\eta}$  можно вычислить в интервале подач  $0,4 \leq Q_{v.опт}/Q_{B.опт} \leq 1,4$  характеристики  $H_v - Q_v$ ,  $\eta_v - Q_v$ .

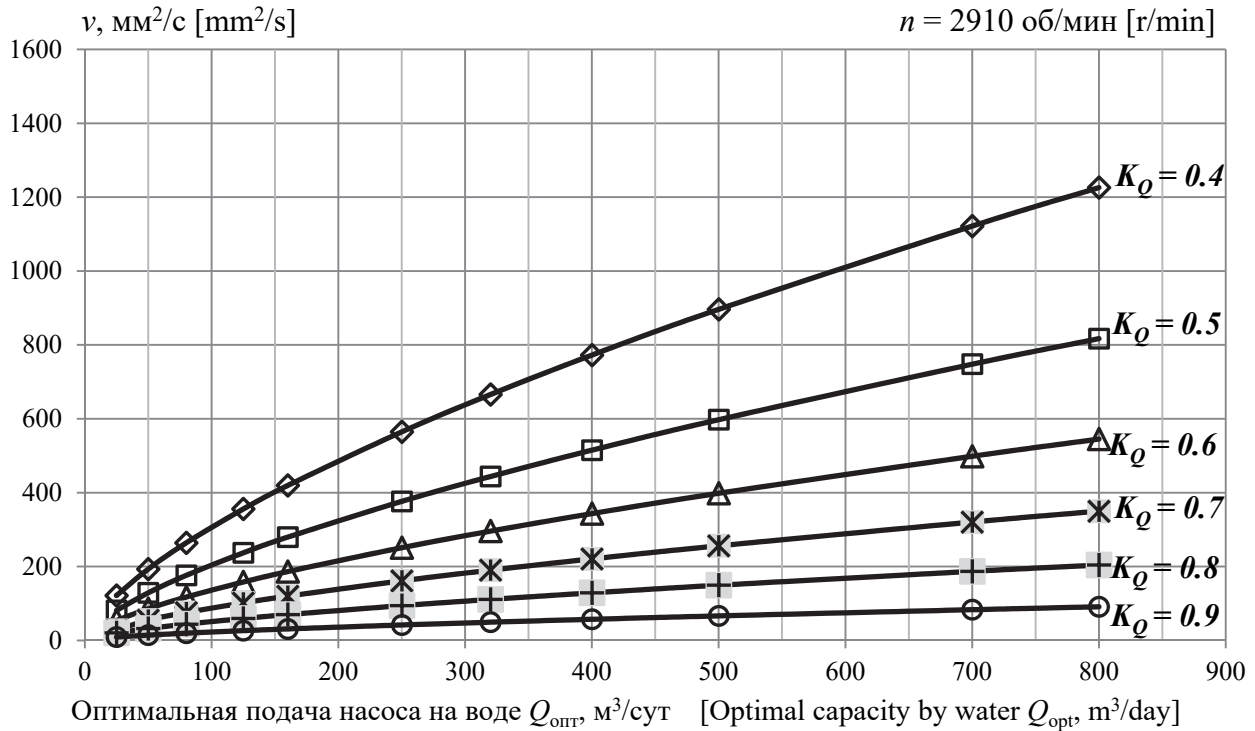
Аппроксимирующие формулы к способу П.Д. Ляпкова приведены в [5]. Используя метод П.Д. Ляпкова, расчетным способом были получены относительные подачи оптимального режима ступеней различной производительности в зависимости от вязкости перекачиваемой жидкости (рис. 1).

Из полученных зависимостей следует, что:

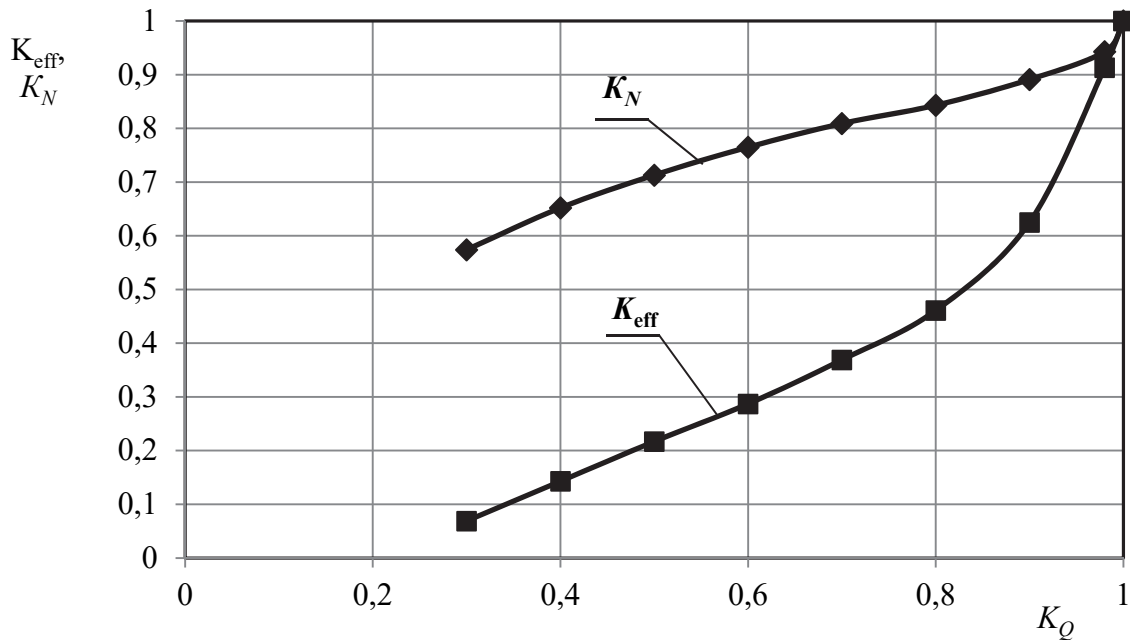
– при повышении вязкости откачиваемой жидкости снижаются напорная и энергетическая характеристики насоса (рис. 2);

– уровень снижения параметров насоса от вязкости зависит от производительности насоса: чем выше производительность насоса, тем снижение этих параметров будет меньше. Например, снижение значения оптимальной подачи насосов вдвое произойдет у насосов разной производительности при следующих значениях кинематической вязкости ( $Q$ , м<sup>3</sup>/сут –  $\nu$ , мм<sup>2</sup>/с): 25 – 81, 50 – 129, 80 – 176, 125 – 237, 160 – 280, 250 – 376, 320 – 444, 400 – 515, 500 – 598, 700 – 748, 800 – 817.

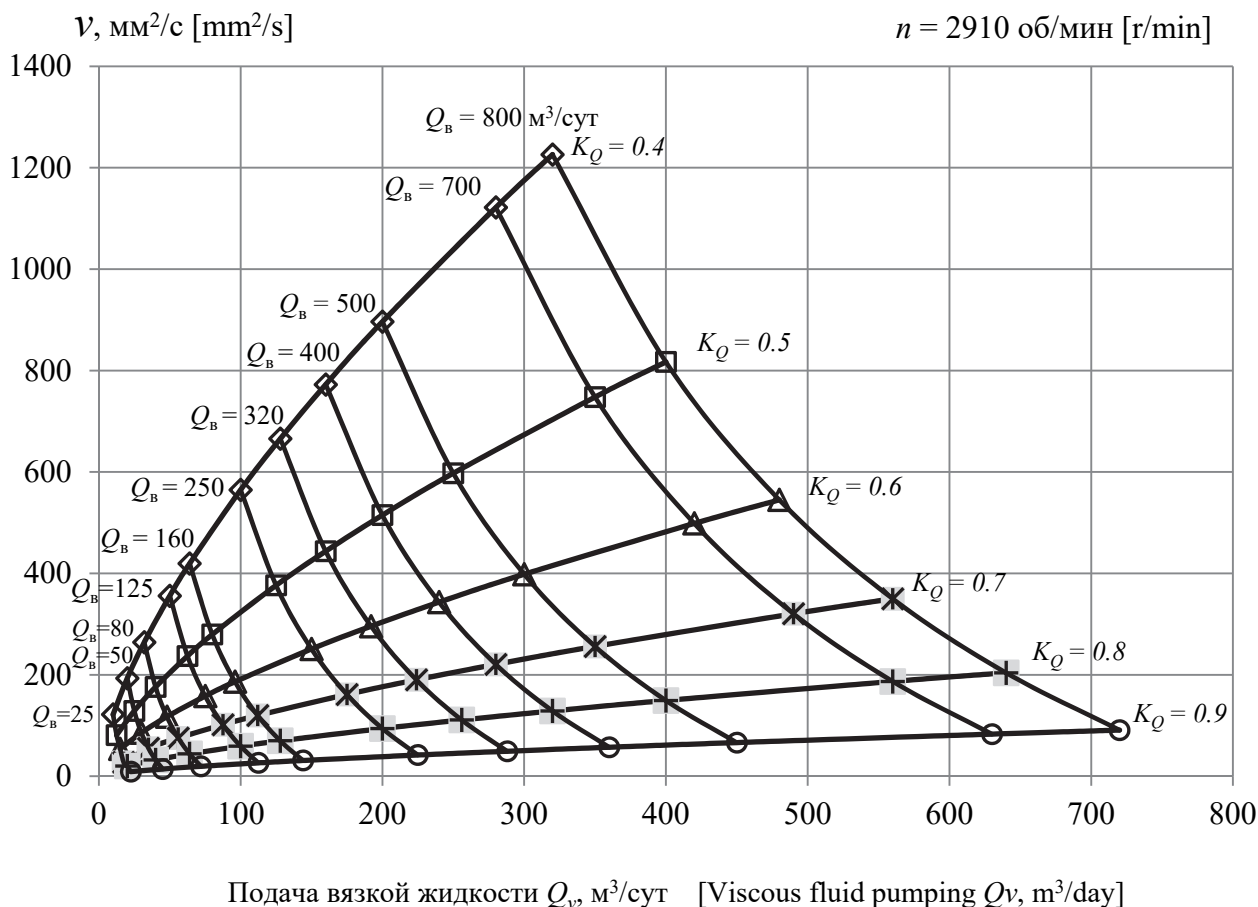
На рис. 3 приведена расчетная номограмма, по которой можно определить, ступени какой производительности следует взять для откачки вязкой жидкости конкретной подачи и какое при этом снижение оптимальной подачи насоса следует ожидать.



**Рис. 1.** Относительное снижение подачи оптимального режима ( $K_Q$ ) на вязкой жидкости ступеней серийных УЭЛН различной производительности, рассчитанных на воду  
**[Figure 1.** The relative decrease in the supply of the optimal capacity ( $K_Q$ ) on a viscous fluid of the single-stages of serial ESP of different capacities, designed for water]



**Рис. 2.** Зависимость коэффициентов  $K_{\text{кпд}}, K_N$  от коэффициента  $K_Q$   
**[Figure 2.** The dependence of the coefficients  $K_{\text{eff}}, K_N$  on the coefficient  $K_Q$ ]



**Рис. 3.** Предельные значения вязкости жидкости при откачке серийными насосами УЭЛН  
 [Figure 3. Limit values of fluid viscosity during pumping by serial ESP pumps]

Нужно отметить, что приведенные зависимости относительных параметров относятся к ступеням насосов, а не к самим многоступенчатым насосам. В таких насосах температура вязкой жидкости по мере продвижения по длине насоса повышается, что влечет снижение вязкости. Для корректного расчета вычисляются характеристики каждой ступени насоса, а характеристики насоса должны быть определены как сумма характеристик всех ступеней насоса.

До недавнего времени при применении асинхронных двигателей установки УЭЛН не находили большого применения при откачке вязкой нефти из-за отсутствия стабильного запуска после длительных остановок, во время которых происходил перегрев двигателя.

Нестабильная работа установки при запуске УЭЛН после длительных остановок наблюдается по следующим причинам:

1) вязкость нефти значительно зависит от температуры. Гидравлическое сопротивление в НКТ и скважине в начальной стадии после запуска достаточно большое и потребный напор насоса значителен. Требуется довольно много времени для повышения и стабилизации температуры по всей системе «скважина – УЭЛН – НКТ»;

2) из-за нестабильного запуска происходит перегрев погружного двигателя. Используемые в нефтедобыче станции управления с частотным регулированием и погружные вентиляционные двигатели позволяют производить плавный пуск установки УЭЛН и регулирование режима работы установки;

3) кроме того, при необходимости возможно организовать подогрев электрическими нагревателями застывшего вязкого столба жидкости в НКТ для обеспечения процесса освоения скважины после простоя.

## 2. Возможности насосов со ступенями с открытыми рабочими колесами

По экспериментальным работам Особого конструкторского бюро бесштанговых насосов (ОКБ БН) известно, что характеристики ступеней с открытыми рабочими колесами менее чувствительны к повышению вязкости жидкости, чем ступени традиционной конструкции – с закрытыми рабочими колесами. Это объясняется уменьшением объемных потерь в зазорах и уменьшением дисковых потерь в ступенях с открытыми рабочими колесами при повышении вязкости.

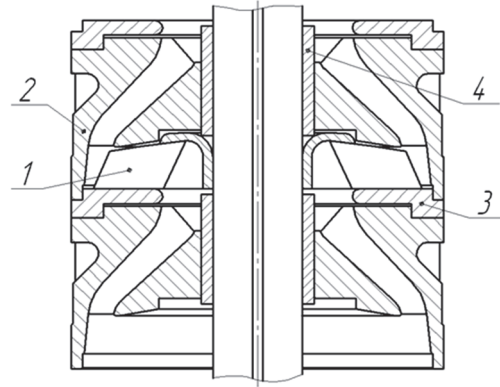


Рис. 4. Ступень СН5А-250 с открытым рабочим колесом [Figure 4. Single-stage with open impeller]

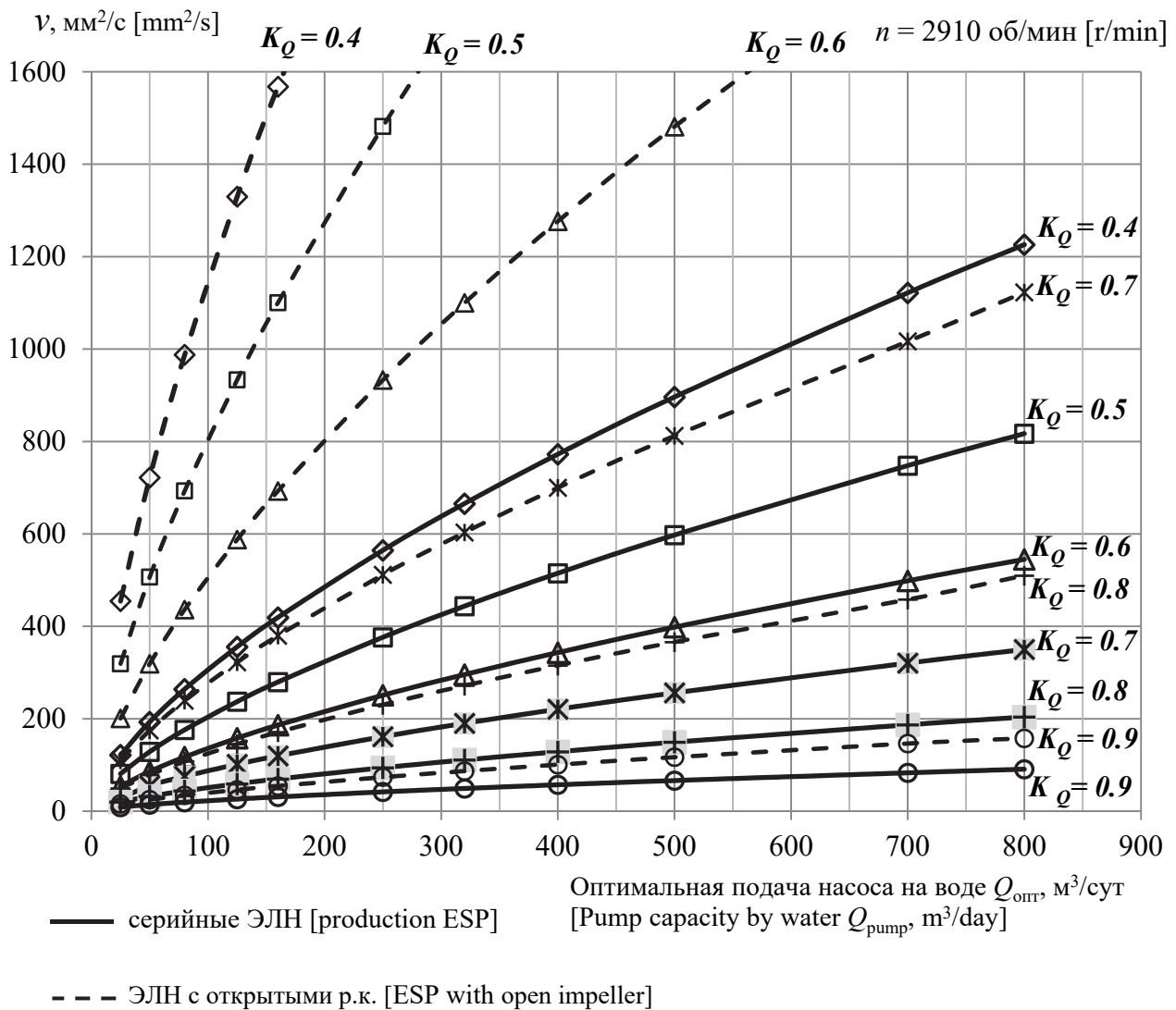


Рис. 5. Предельные значения вязкости жидкости при откачке насосами УЭЛН [Figure 5. Limit values of fluid viscosity during ESP pumping]

В 60–80 гг. прошлого века в ОКБ БН было разработано большое количество ступеней с открытыми рабочими колесами [6]. Отличия конструкций этих ступеней (рис. 4):

- нижний диск колеса отсутствует;
- величина верхнего диска колеса максимально уменьшена;
- плавающие рабочие колеса торцами своих лопастей свободно лежат на дисках направляющих аппаратов или на износостойких дисках;
- зазор между верхним торцом лопастей рабочего колеса и стенками рабочей камеры порядка 0,3 мм.

В результате исследований на водоглицериновых растворах экспериментально установлено, что при откачке вязкой жидкости подача и напор сходственных режимов ступеней с открытыми рабочими колесами снижаются меньше при увеличении вязкости по сравнению со случаем откачки ступенями с такими же параметрами, но с закрытыми рабочими колесами.

Для ступеней насосов с открытыми рабочими колесами коэффициенты изменения подачи  $K_Q^{отк}$ , напора  $K_H^{отк}$  и КПД  $K_{КПД}^{отк}$  оптимального режима относительно водяной характеристики приблизительно можно оценить по характеристикам на рис. 5.

Расчеты по определению характеристик насосов на вязкой жидкости (рис. 5) показали, что при одинаковых параметрах характеристики насосов с открытыми рабочими колесами менее чувствительны к повышению вязкости откачиваемой жидкости по сравнению с насосами с закрытыми рабочими колесами.

Следует отметить, что меньшее влияние вязкости было получено для конструкции ступеней с открытыми рабочими колесами с вышеприведенными отличиями.

### 3. Возможности насосов с повышенными частотами вращения вала

Число Рейнольдса является базовым критерием при вычислении влияния вязкости на напор и потребляемую мощность насоса. Удобно так записать этот критерий подобия, чтобы он зависел от оптимальной подачи насоса, угловой скорости вращения его вала и вязкости рабочей жидкости.

Таким образом, можно сделать вывод, что для работы с вязкой жидкостью более эффективны

насосы с повышенной частотой вращения вала. Для работы с ВВН целесообразно использовать насосы с максимально возможной частотой вращения по сравнению с серийными насосами с частотой вращения 3000 об/мин (синхронная). Так, у насосов 5А-500 при перекачке жидкости вязкостью 320 сСт оптимальная подача, напор и КПД при частоте вращения 5820 об/мин увеличатся по сравнению с частотой вращения 2910 об/мин на 7,7; 3 и 12,6 % соответственно.

### 4. Возможности конструктивных изменений насоса

В мировой промышленной практике имеются попытки изменения традиционной конструкции ступеней насосов для повышения эффективности откачки нефти, а именно – путем использования специальных конструкций ступени [7].

На промыслах Венесуэлы в начале 2000-х гг. был использован лопастной насос 562-V30 фирмы Centrilift со ступенями, конструктивно отличающимися от традиционной конструкции. Имели место следующие изменения конструкции ступени: максимальное уменьшение протяженности проточных трактов с целью сокращения гидравлических потерь за счет замены диагональной конструкции направляющего аппарата ступени осерадиальной, повышение высоты каналов колеса и аппарата, увеличение углов лопастей рабочих колес.

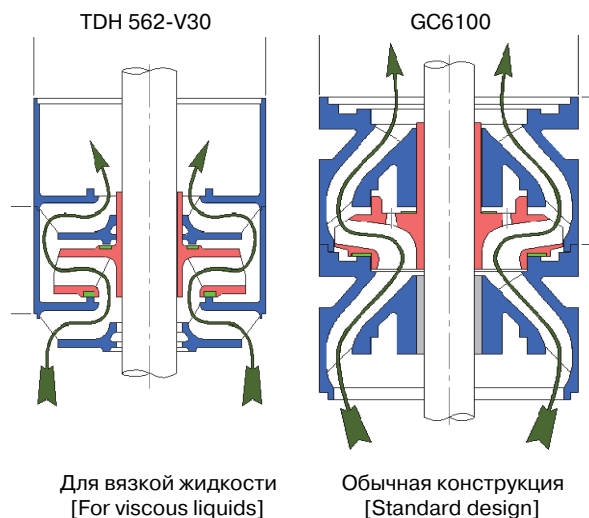
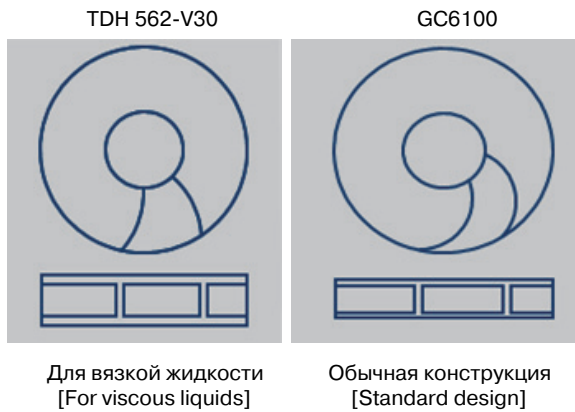
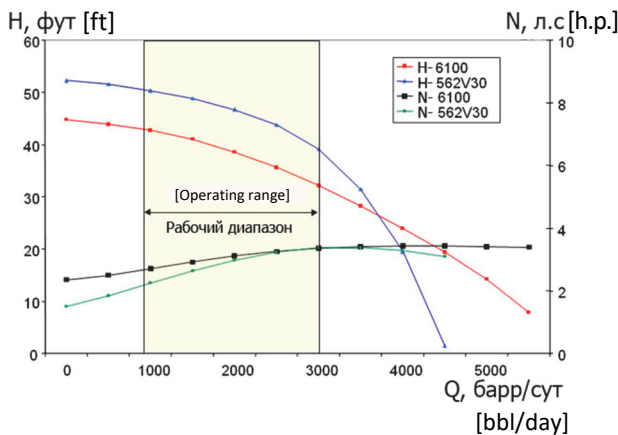


Рис. 6. Конструктивные изменения ступени для откачки вязкой жидкости [Figure 6. Single-stage design changes for viscous fluid pumping]





**Рис. 7.** Изменения формы лопастей рабочего колеса  
[Figure 7. Changes of impeller blades shape]



**Рис. 8.** Сравнительные характеристики насосов обычной и измененной конструкции  
[Figure 8. Comparative characteristics of pumps in standard and modified design]

В результате проведенных теоретических и экспериментальных работ было определено, что при применении инновационного насоса 562-V30 при откачке нефти с вязкостью более 500 сП мощность уменьшается на 14–29 % по сравнению с серийным насосом GC-6100. Этот насос при работе на воде был неэффективен по сравнению с традиционным, но при работе на вязкой жидкости практически не снижал напорную характеристику по сравнению с серийным насосом GC-6100 (рис. 6–8).

### 5. Определение дополнительных причин снижения характеристик насоса

Изучением влияния вязкости жидкости на характеристику лопастных насосов специалисты занимаются более 70 лет [8–10; 3].

В результате всех проведенных исследований не были определены закономерности изменения уравнения теоретического напора (основного уравнения взаимодействия рабочего колеса лопастного насоса с вязкой жидкостью). Считалось, что теоретический напор насоса не зависит от вязкости перекачиваемой жидкости.

Для возможных уточнений рассмотрим уравнение теоретического напора при перекачивании лопастным насосом вязкой жидкости, определяемое скоростями и углами потока в характерных сечениях ступени УЭЛН – на входе и выходе рабочего колеса и направляющего аппарата, на примере осерадиального типа ступени, наиболее широко используемого в лопастных насосах для добычи нефти.

В инженерной практике при проектировании и расчете ступени насоса на идеальную жидкость (воду) применяют выражение теоретического напора ступени, называемое основным уравнением, полученным на основе уравнения Эйлера [11]:

$$H_T = \frac{\omega}{g} (1 - \kappa) \left[ r_a^2 \omega - \frac{Q}{2\pi b_2 \psi_2 \tan \beta_{2л}} - \kappa_1 \right], \quad (5)$$

где  $\kappa$  – коэффициент прозрачности решетки колеса, обычно  $\kappa = 0$ ;  $\beta_{2л}$  – выходной угол лопасти колеса;  $\kappa_1 = (r v_u)_1$  – момент скорости на входе в колесо, определяемый конструкцией направляющего аппарата;  $r_a$  – «активный» радиус решетки колеса,  $r_a^2 = y R_2^2$ .

Коэффициент  $y$  определяется различными методами, основанными на гипотезах и упрощениях. Наиболее распространенным применительно к работе насоса на идеальной жидкости (воде) является метод Стодола – Майзеля:

$$y = 1 - \frac{\pi \sin \beta_{2л}}{z}, \quad (6)$$

где  $z$  – число лопастей колеса;  $\omega$  – частота вращения колеса;  $R_2$  – радиус наружного диаметра колеса;  $Q$  – подача;  $b_2$  – высота канала на выходе колеса;  $\psi_2$  – коэффициент стеснения на выходе колеса.

По методу Стодола – Майзеля [12], относительный поток в межлопастных каналах складывается из двух составляющих: потока протекания (I) и потока относительного вихря (II) (рис. 9, а). Поток II направлен против вращения рабочего колеса, из-за чего на входе и выходе межлопаст-

ного канала возникают дополнительные скорости  $\Delta W_1$  и  $\Delta W_2$ . Это, в свою очередь, приводит к изменению треугольника скоростей на выходе

рабочего колеса по сравнению с треугольником скоростей при бесконечном количестве лопастей (уменьшается угол  $\beta_2$  потока – рис. 9, б).

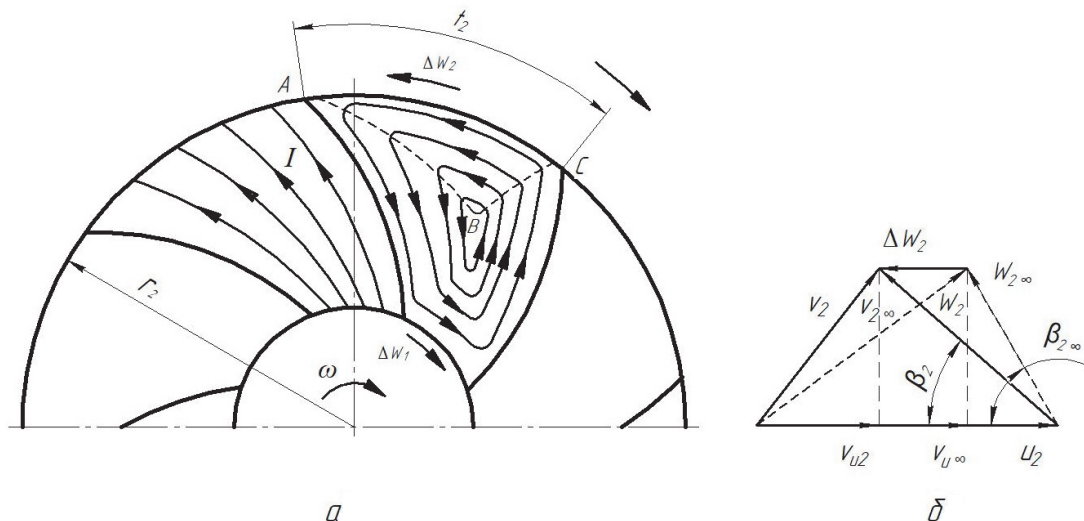


Рис. 9. Схема изменения треугольника скоростей на выходе рабочего колеса  
 [Figure 9. Scheme of changing velocity triangle at the impeller exit]

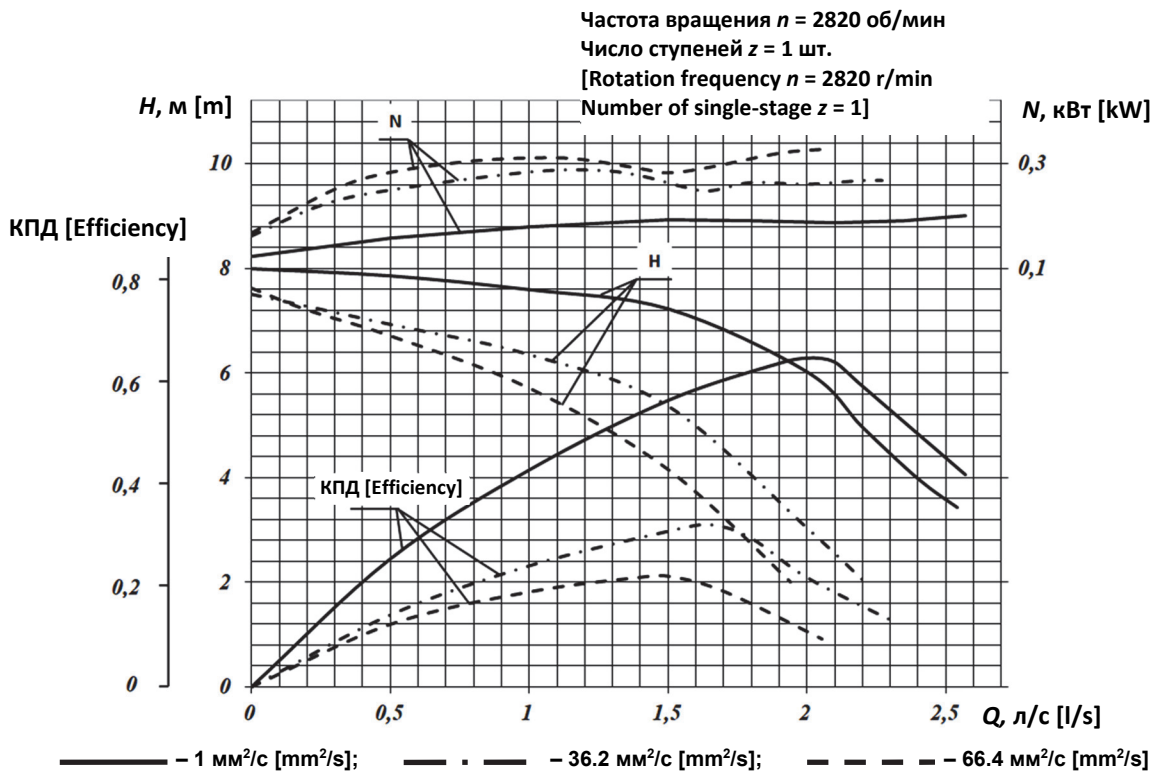


Рис. 10. Сопоставительная характеристика ступени СН6-160 IMA при работе на жидкостях различной вязкости  
 [Figure 10. Single-stage SN6-160 IMA comparative characteristic when working with various liquids viscosities]



При перекачке ступенью вязкой жидкости, естественно, дополнительные скорости  $\Delta w_1$  и  $\Delta w_2$  должны уменьшаться, что приводит к повышению скорости  $v_{2u}$  и увеличению угла потока на выходе рабочего колеса.

Для проверки этого предположения были проведены испытания сборки ступеней с измерением осредненных окружных составляющих скоростей потока при разных вязкостях перекачиваемой жидкости. Использовалась широко применяемая ступень СН6-160ИМА с осерадиальным направляющим аппаратом и плавающим рабочим колесом со средними кинематическими вязкостями (глицерин) (рис. 10). Методика измерений основана на замерах гидродинамического момента, действующего на решетку направляющего аппарата и измерительную решетку с радиальными лопатками (пластинами), расположенную на выходе направляющего аппарата, при прохождении через них потока жидкости, так называемым методом взвешивания [13].

Применительно к направляющему аппарату сущность метода основана на взаимодействии потока с его решеткой. При этом направляющий аппарат будет испытывать вполне определенный гидродинамический момент относительно своей центральной оси:

$$M = \frac{\gamma}{g} * \frac{Q}{2\pi} (\Gamma_3 - \Gamma_4), \quad (7)$$

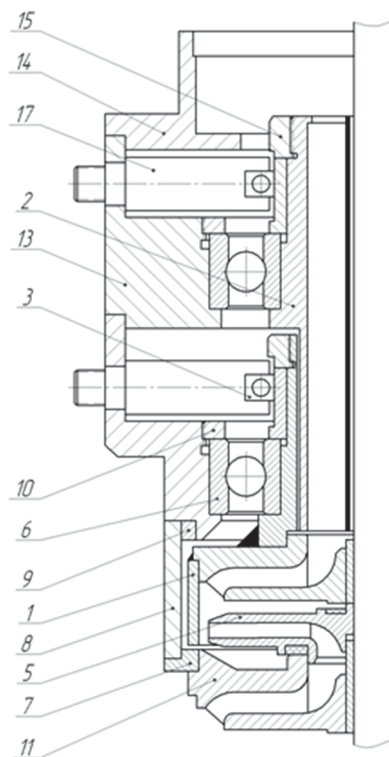
где  $Q$  – расход жидкости, проходящей через направляющий аппарат,  $m^3/c$ ;  $\gamma$  – удельный вес жидкости,  $кг/м^3$ ;  $\Gamma_3$  и  $\Gamma_4$  – осредненные значения циркуляции на выходе из рабочего колеса и на выходе из решетки аппарата соответственно,  $м^2/сек$ .

Для определения разности циркуляций обойма направляющего аппарата была выполнена из двух частей: подвижной и неподвижной (рис. 11). Подвижная часть была жестко соединена с решеткой исследуемого направляющего аппарата. Поэтому измеряемый момент был пропорционален разности осредненных циркуляций на выходе из рабочего колеса и выходе из направляющего аппарата.

Момент, действующий на аппарат, замерялся тензометрическим методом, а именно: решетка направляющего аппарата была посажена на подшипник качения и момент, действующий на аппарат, передавался на жестко связанную с ним пластину с наклеенными на ней тензодатчиками.

Сигналы с тензодатчиков передавались на тензометрическую аппаратуру. В результате экспе-

риментов обнаружено, что величина утечки через зазор между направляющим аппаратом и нижним корпусом подшипника пренебрежительно мала.

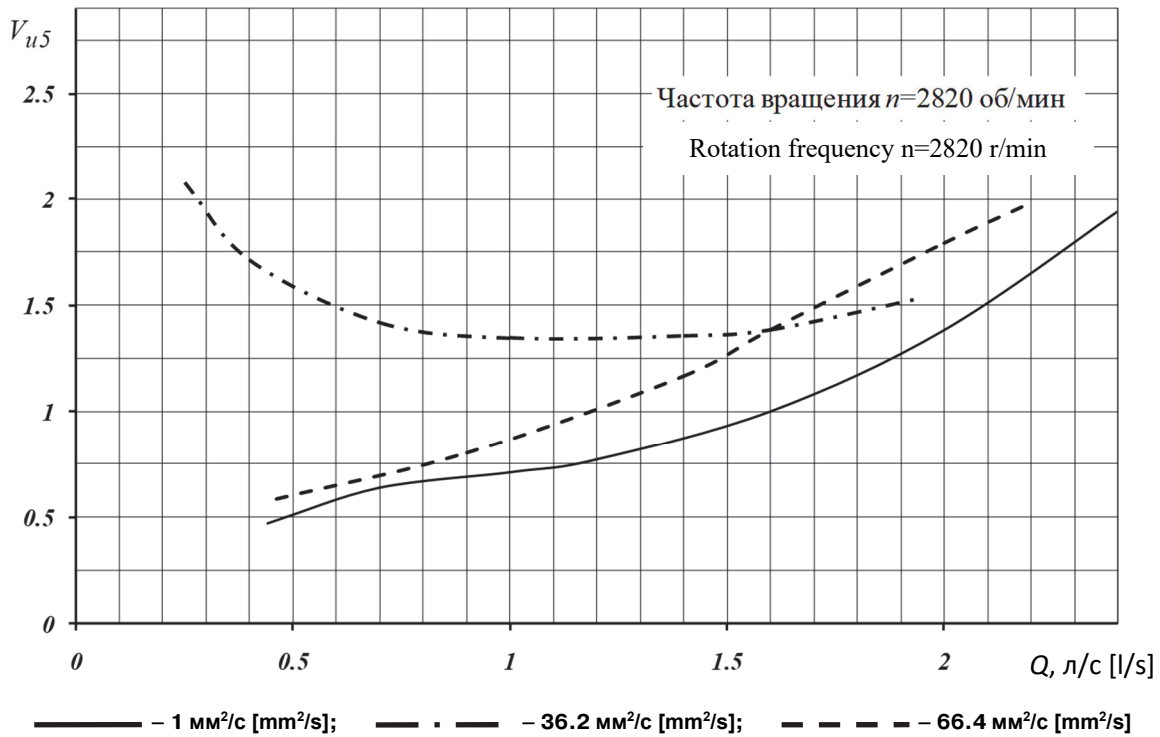


**Рис. 11.** Узел для измерения циркуляций  
[Figure 11. Circulations measuring node]

Экспериментально найденная зависимость  $H_T^{мл} = f(Q)$  для ступени с плавающим колесом приведена на рис. 12.

Для замера осредненных окружных составляющих скоростей на выходе направляющего аппарата за последним направляющим аппаратом сборки ступеней ставится решетка с радиальными лопатками (пластинами). Количество пластин и их осевая длина должны быть достаточными, чтобы решетка была непрозрачной, то есть окружная составляющая скорости потока на выходе решетки была равна нулю. Эта измерительная решетка посажена на подшипник качения. Момент, действующий на решетку, передается на жестко связанную с ним пластину с наклеенными на нее тензодатчиками (рис. 11). Сигналы с тензодатчиков транслируются на тензометрическую аппаратуру. По замеренному гидродинамическому моменту можно определить осредненные значения циркуляции на выходе направляющего аппарата на каждой подаче:





**Рис. 14.** Влияние вязкости на окружную составляющую скорость на выходе из направляющего аппарата ступени SN6-160 IMA  
**[Figure 14.** The effect of viscosity on the peripheral velocity component at the outlet of guide apparatus of SN6-160 IMA single-stage]

Проведенные балансовые испытания ступени продемонстрировали следующее:

1) зависимости осредненной окружной составляющей скорости потока на выходе из аппарата (на входе рабочего колеса) при повышении вязкости жидкости изменились несущественно;

2) уровни зависимости осредненной окружной составляющей скорости потока на выходе из колеса существенно повысились при увеличении вязкости перекачиваемой жидкости. Это, по-видимому, произошло из-за увеличения «активного» радиуса рабочего колеса при увеличении вязкости перекачиваемой жидкости. Причем это увеличение возрастает при уменьшении подачи;

3) при повышении окружной составляющей скорости потока на выходе рабочего колеса (на входе направляющего аппарата) уменьшаются углы наклона потока на входе направляющего аппарата и увеличиваются зоны вихреобразования в межлопаточных каналах аппарата, что приводит к дополнительным гидравлическим потерям;

4) чем сильнее увеличение составляющей окружной скорости потока при уменьшении пода-

чи, тем интенсивнее снижение оптимальной подачи, напора и КПД на этих подачах при повышении вязкости жидкости, что, естественно, уменьшает допустимую вязкость для этого насоса.

Повышение вязкости привело к увеличению зоны вихреобразования в межлопаточных каналах направляющего аппарата, а следовательно, к дополнительным гидравлическим потерям. Таким образом, можно утверждать, что при разработке ступени насоса на конкретную вязкость перекачиваемой жидкости возможно избежать дополнительных гидравлических потерь. Это привело бы к повышению эффективности насосов, повышению оптимальной подачи, напора и КПД при откачке вязкой жидкости по сравнению с существующими методиками (например, разработки насосов (ступеней) на воду с последующим пересчетом водяной характеристики на вязкую при использовании насоса на вязкой жидкости). При проектировании ступени на вязкую жидкость целесообразен рациональный выбор величины «активного» выходного диаметра рабочего колеса, определяемой посредством активных и пассивных экспериментов.

## 6. Возможности гелико-осевых насосов

Гелико-осевой многофазный насос был впервые разработан в конце 1980-х – 1990-х гг. для подводной эксплуатации группой компаний.

Гелико-осевая ступень состоит из ротора и статора со спиральными (винтовыми) лопатками. При этом направления нарезки винтовых поверхностей лопаток ротора и статора противоположны (рис. 15).

Необходимо отметить, что в течение последних двух десятилетий проводятся испытания и усовершенствования так называемого *V*-насоса, созданного с использованием гелико-осевых ступеней [14; 15]. Название *V*-pump было дано насосу в 1997 г., когда стало понятно, что областью применения этих насосов являются вязкие жидкости. Данные насосы испытывались на вязких жидкостях 2000 сСт (в 1998 г.), 6000 сСт (в 2008 г.), а затем на вязкости более 13 000 сСт (в 2012 г.), и при всех вязкостях насос работал без аварий.

Пределы вязкости для *V*-насоса не установлены. В последнее время насос изготавливается как многоступенчатый габарита 7А (наружный диаметр 136 мм) для работы с двигателем серии 540, идентичным скважинной системе. В дальнейшем запланированы промысловые испытания в Венесуэле на реальной вязкой жидкости.



**Рис. 15.** Гелико-осевая ступень  
[Figure 15. *V*-pump single-stage]

Второе уникальное преимущество *V*-насоса – стойкая работа при повышенном содержании механических примесей. С большим успехом проведены тесты на эрозию при содержании 27 % песка.

Испытания гелико-осевого насоса с частотой вращения 60 Гц на вязкой двухфазной жидкости показали, что при подаче 3180 м<sup>3</sup>/сут и вязкости жидкости 300 сП максимальная величина газосодержания достигла 42 % без срыва подачи.

В СССР гелико-осевой насос или насосы идентичной конструкции тоже подвергались различным исследованиям с целью их эффективного использования, главным образом в химической промышленности.

В 1950-е и 1960-е гг. во Всесоюзном институте гидромашиностроения пришли к конструкции гелико-осевого насоса, исходя из лабиринтного уплотнения (импеллера), заменившего сальники, так насосы получили название лабиринтных [16].

По причине высоких напоров лабиринтных импеллеров, их конструктивной простоты и отсутствия механического трения между их основными деталями оказалось целесообразным использовать принцип работы лабиринтных импеллеров в насосах на малые подачи и высокие напоры. Лабиринтный насос был запатентован в 1960 г., заявка подана в 1958 г. В описании изобретения указано, что известные (до 1958 г.) так называемые лабиринтные насосы выполнены в виде вращающегося во втулке с гладкими стенками многозаходного винта (другое название этого насоса – винтовой).

В американском докладе [14], по-видимому, ошибочно, сообщается о том, что самые ранние упоминания о гелико-осевом насосе (для орошения) встречаются около 800 г. до н. э.; древние ассирийцы, Архимед, Десгофф, Палм и Кэмерон, способствовали достижениям этого насоса, используемого для перекачки. По известным нам данным, 2800 лет тому назад великим изобретателем Архимедом для орошения был использован винтовой насос, представляющий собой ротор с лопатками, установленный внутри гладкой цилиндрической поверхности корпуса.

Исследователь данных насосов А.И. Голубев [16] отмечает, что в отечественной и зарубежной литературе для подобных устройств используют различные названия: лабиринтный, лабиринтно-вихревой, лабиринтно-винтовой, дунарезной и др. По его мнению, наиболее точным является термин «лабиринтно-винтовой».

В погружных лопатных насосах для добычи нефти гелико-осевые ступени начали применяться в 1980 г. в узлах диспергаторов (рис. 15).

По результатам лабораторных исследований в ОКБ БН они были выбраны из большого количества ступеней различных конструкций как наиболее эффективные для диспергации газожидкостной смеси.

Промысловые испытания насосов в белорусском месторождении показали эффективную работу насосов с этими диспергаторами до газосодержания, достигающего 62 %. В настоящее время гелико-осевые ступени довольно широко используются во многих узлах оборудования АО «Новомет» для добычи нефти [17].

Следует подчеркнуть, что конструкция гелико-осевых ступеней, использованных в насосах для откачки ВВН [14], отличается от конструкции этих ступеней, применяемых в диспергаторах, газостабилизаторах и т. д. Дело в том, что ротор и статор *V*-насоса взаимодействуют гидравлически уникальным способом, образуя «жидкое уплотнение» между наконечником лопатки ротора и наконечником лопатки статора. Это «жидкое уплотнение» является основополагающим для исключительных характеристик насоса [14]. «Жидкое уплотнение» намного сложнее и было предметом обширного CFD-моделирования для оптимизации гидравлического поведения, конструкции наконечника лопаток и других важных аспектов насоса. Кроме работ по CFD-моделированию, естественно, необходим большой объем экспериментальных работ по усовершенствованию конструкции гелико-осевых ступеней.

## Заключение

Высокий ресурсный потенциал месторождений высоковязкой нефти обуславливает большое внимание нефтяных компаний к их разработке.

Разработки залежей ВВН требуют применения специфической техники и технологий.

Наиболее подходящим оборудованием для добычи ВВН являются установки с объемными насосами. В этой связи важно определение целесообразной области применения при добыче ВВН серийных УЭЛН и перспективных УЭЛН с учетом возможных конструктивных изменений.

Эффективное применение серийных насосов при откачке ВВН значительно зависит от их производительности: чем выше производительность насоса, тем выше допустимая вязкость перекачиваемой жидкости.

Экспериментально определено, что, кроме установленных двух факторов, изменяющих ха-

рактеристики центробежного насоса при повышении вязкости перекачиваемой жидкости, а именно – гидравлических потерь трения и механических потерь дискового трения, фактически имеется третий фактор – изменение теоретического напора ступени, приводящее к дополнительным гидравлическим потерям вихреобразования в межлопаточных каналах, главным образом направляющего аппарата.

При применении серийных или перспективных УЭЛН для откачки ВВН эффективны использование специализированных программ подбора, регулирование частоты вращения ротора УЭЛН и температуры жидкости в НКТ, автоматизация всего процесса добычи нефти.

Возможны следующие конструктивные изменения УЭЛН при добыче ВВН с целью повышения их эффективности по сравнению с серийными:

- ступени с укороченной проточной частью;
- ступени с открытыми рабочими колесами, с максимально возможным уменьшением дисков колеса;
- насосы с повышенными частотами вращения;
- гелико-осевые насосы.

## Список литературы

1. *Требин Г.Ф., Чарыгин Н.В., Обухова Т.М.* Нефти месторождений Советского Союза: справочник. М.: Недра, 1980, 584 с.
2. *Халитов Э.М., Климушкин И.М., Фердман Л.И.* Геология месторождений высоковязких нефтей СССР: справочное пособие. М.: Недра, 1987.
3. *Ляпков П.Д.* О влиянии вязкости жидкости на характеристику погружных насосов // Тр. ВНИИ. Вып. 41. М.: Недра, 1964. С. 100–103.
4. *Ляпков П.Д.* Пересчет характеристик погружных центробежных насосов с воды на жидкость другой вязкости // Погружные насосы для народного хозяйства / Центральное бюро технической информации. М., 1962. С. 52–74.
5. *Дроздов А.Н.* Технология и техника добычи нефти погружными насосами в осложненных условиях. М.: Макс-Пресс, 2008. С. 28–30.
6. *Гринштейн Н.Е.* Центробежные насосы с открытыми рабочими колесами для эксплуатации нефтяных скважин: дис. ... канд. техн. наук. М., 1965.
7. *Brunings C., Bernard J., Vasquez P. et al.* Artibial Lift Innovations in Eastern Venezuela, Bare Field: ESP Workshop. 2005. Pp. 1–8.
8. *Суханов Д.Я.* Работа лопастных насосов на вязких жидкостях. М.: Машгиз, 1952. С. 5–30.
9. *Степанов А.И.* Центробежные и осевые насосы. М., 1960.

10. Айзенштейн М.Д. Центробежные насосы для нефтяной промышленности. М., 1957. С. 160–168.

11. Руднев С.С., Матвеев И.В. Методическое пособие по курсовому проектированию насосов. М., 1971. С. 11–12.

12. Михайлов А.К., Малюшенко В.В. Лопастные насосы. М.: Машиностроение, 1977. С. 18–19.

13. Агеев Ш.Р., Дружинин Е.Ю., Григорян Е.Е. Балансовые испытания ступеней лопастных насосов для добычи нефти // Бурение и Нефть. 2016. № 7–8. С. 46–47.

14. Simpson A., Rhys-Davies J., Husman M., Youri E. Elite Multiphase Solutions. A Tough, Truly Multiphase Downhole Pump for Unconventional Wells. Society of Petroleum Engineers, 2017. Pp. 1–10.

15. Rojas M., Barrios L., Kean Wee Cheah, Harris G. Full-Scale Investigation of Gas-Handling Capabilities of

High-Flow Helicoaxial ESP Stages for Deepwater Application. Society of Petroleum Engineers, 2017. Pp. 1–11.

16. Голубев А.И. Лабиринтно-винтовые насосы и уплотнения для агрессивных сред. М.: Машиностроение, 1981. С. 4–5.

17. Каталог продукции АО «Новомет». 2018.

#### Для цитирования

Агеев Ш.Р., Дружинин Е.Ю., Камалетдинов Р.С. Перспективы добычи вязкой жидкости установками скважинных электроприводных лопастных насосов (УЭЛН) // Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: Инженерные исследования. 2020. Т. 21. № 1. С. 66–80. <http://dx.doi.org/10.22363/2312-8143-2020-21-1-66-80>

DOI 10.22363/2312-8143-2020-21-1-66-80

Research paper

## Prospects for production of viscous fluid by electric shaft-driven vane pumps (ESP)

Sharifjan R. Ageyev, Evgeny Yu. Druzhinin, Rustam S. Kamaletdinov

JSC “Novomet Perm”, 21 Kashirskiy Passage, Moscow, 115201, Russian Federation

#### Article history:

Received: May 25, 2020

Revised: May 31, 2020

Accepted: June 1, 2020

#### Keywords:

ESP, oil production, high RPM, high viscosity, efficiency, open impeller, blading section, velocity triangle-pump, oil-well tubing

The article deals with the prospects of developing significant world reserves of high-viscosity oil. Its production requires specific equipment and technologies, selection of efficient equipment, as well as a special approach in its operation. At the same time it is necessary to take into account the influence of high viscosity on the main characteristics of pumps and on the operating conditions of the equipment in the well. The reasons for unstable operation of the ESP at start-up after long stops are described. The methods of recalculation of characteristics of pumps for oil production of common design are offered. Some results of researches of such pumps on viscous liquid and recommendations on calculation of a flowing part are provided. The possibilities of pumps with open impeller stages and with increased shaft speeds are determined. Additional reasons for decreasing the characteristics of the pump on the viscous fluid, results of the test of stage assembly with measurement of average circumferential components of flow rates at different viscosity of the pumped fluid are given. The possibility of using helico-axial pumps is also considered. Application of modern programs and methods of equipment selection and operation, ESP rotor speed regulation, liquid temperature regulation in tubing and automation of the whole oil production process is recommended. Possible design changes of the ESP in the process of tubing production for the purpose of increasing their efficiency in comparison with the serial pumps are specified. The article can be useful for specialists in design, selection and operation of equipment for high-viscosity oil production.

#### References

1. Trebin GF, Charygin NV, Obukhova TM. *Nefti mestorozhdenii Sovetskogo soyuza [Oilfields of Soviet Union]: handbook*. Moscow: Nedra Publ.; 1980. (In Russ.)

Sharifjan R. Ageyev, Head of the Department of Applied Hydrodynamics at the Experimental Design Bureau of JSC “Novomet-Perm”.

Evgeny Yu. Druzhinin, Head of Sector of Hydrodynamics of JSC “Novomet-Perm”.

Rustam S. Kamaletdinov, Deputy Director of the Department of Innovative Developments of JSC “Novomet-Perm”, PhD, [Rustam.Kamaletdinov@novometgroup.com](mailto:Rustam.Kamaletdinov@novometgroup.com)

2. Khalitov EM, Klimushkin IM, Ferdman LI. *Geologiya mestorozhdenii vysokovязkikh neftei SSSR [Geology of the Soviet Union high-viscosity oilfields]: reference manual*. Moscow: Nedra Publ.; 1987. (In Russ.)

3. Lyapkov PD. O vliyaniy vyazkosti zhidkosti na kharakteristiku pogruzhnykh nasosov [On the influence of fluid viscosity on the characteristics of submersible pumps]. *Trudy VNIИ [Proceedings of VNIИ]*. 1964;(41):100–103. (In Russ.)



4. Lyapkov PD. Pereschet kharakteristik pogruznykh tsentrobezhnykh nasosov s vody na zhidkost' drugoi vyazkosti [Recalculation of the characteristics of the submersible centrifugal pumps from water to a liquid of other viscosity]. *Pogruznyye nasosy dlya narodnogo khozyaistva [Submersible pumps for the national economy]*. Moscow; 1962. p. 52–74. (In Russ.)
5. Drozdov AN. *Tekhnologiya i tekhnika dobychi nefi pogruznyimi nasosami v oslozhnennykh usloviyakh [Technology and technology of oil extraction by the submersible pumps in the complicated conditions]*. Moscow: Max-Press; 2008. p. 28–30. (In Russ.)
6. Greenstein NE. *Tsentrobezhnye nasosy s otkrytymi rabochimi kolesami dlya ekspluatatsii nefyanykh skvazhin [Centrifugal pumps with the open impellers for operation of the oil wells]*: Cand. of Sci. (Techn.) Dissertation. Moscow; 1965. (In Russ.)
7. Brunings C, Bernard J, Vasquez P, et al. *Artibial Lift Innovations in Eastern Venezuela, Bare Field: ESP Workshop*. 2005. p. 1–8.
8. Sukhanov DYa. *Rabota lopastnykh nasosov na vyazkikh zhidkostyakh [Operation of vane pumps on viscous liquids]*. Moscow: Mashgiz Publ.; 1952. p. 5–30. (In Russ.)
9. Stepanov AI. *Tsentrobezhnye i osevye nasosy [Centrifugal and axial pumps]*. Moscow; 1960. (In Russ.)
10. Eisenstein MD. *Tsentrobezhnye nasosy dlya nefyanoi promyshlennosti [Centrifugal pumps for oil industry]*. Moscow; 1957. p. 160–168. (In Russ.)
11. Rudnev SS, Matveev IV. *Metodicheskoe posobie po kursovomu proektirovaniyu nasosov [Methodical manual for the course design of the pumps]*. Moscow; 1971. p. 11–12. (In Russ.)
12. Mikhailov AK, Malyushenko VV. *Lopastnye nasosy [Blade pumps]*. Moscow: Mashinostroenie; 1977. p. 18–19. (In Russ.)
13. Ageev SR, Druzhinin EYu, Grigoryan EE. *Balansovye ispytaniya stupenei lopastnykh nasosov dlya dobychi nefi [Balance tests of the vane pump stages]. Burenie i Neft [Drilling and Oil]*. 2016;(7–8):46–47. (In Russ.)
14. Simpson A, Rhys-Davies J, Husman M, Youri E. *Elite Multiphase Solutions. A Tough, Truly Multiphase Downhole Pump for Unconventional Wells*. Society of Petroleum Engineers; 2017. p. 1–10.
15. Rojas M, Barrios L, Kean Wee Cheah, Harris G. *Full-Scale Investigation of Gas-Handling Capabilities of High-Flow Helicoaxial ESP Stages for Deepwater Application*. Society of Petroleum Engineers; 2017. p. 1–11.
16. Golubev AI. *Labirintno-vintovye nasosy i uplotneniya dlya agressivnykh sred [Labyrinth screw pumps and seals for aggressive media]*. Moscow: Mashinostroenie Publ.; 1981. p. 4–5. (In Russ.)
17. Product catalog of JSC “Novomet”. 2018. (In Russ.)

**For citation**

Ageyev ShR, Druzhinin EYu, Kamaletdinov RS. Prospects for production of viscous fluid by electric shaft-driven vane pumps (ESP). *RUDN Journal of Engineering Researches*. 2020;21(1):66–80. <http://dx.doi.org/10.22363/2312-8143-2020-21-1-66-80> (In Russ.)