

УДК 622.24:594.1+628.517.4

К ВОПРОСУ УЧЕТА СЖИМАЕМОСТИ ГАЗИРОВАННЫХ ЖИДКОСТЕЙ ПРИ ИХ ПЕРЕКАЧКЕ ВЫСОКОНАПОРНЫМИ НАСОСАМИ

Р. Н. Сулейманов², Б. З. Султанов¹, Л. С. Каплан²

(Уфимский нефтяной технический университет¹, Октябрьский филиал²
УГНТУ)

Известно, что сжимаемость жидкостей β , определяемая как

$$\beta = - (1/V) * (dV/dP), \quad (1)$$

где V и P – соответственно объем и давление жидкости, является весьма малой величиной [1], позволяющей полностью отказаться от ее учета как в низко-, так и высоконапорных насосах. Однако, жидкости с наполнителями (буровые растворы [2]) или газированные жидкости (нефть [3]) имеют достаточно большую сжимаемость, чтобы неучет ее не мог не привести к значимым потерям гидравлической мощности насосов. Легко показать, что изменение плотности перекачиваемой жидкости приводит к необходимости изменения геометрии проходных сечений, рабочих колес и направляющих аппаратов в центробежных насосах, эксцентриситета вала винтового насоса или рабочего объема цилиндров многопоршневых насосов, в сторону уменьшения в направлении от приема к выкиду насоса.

Из определения (1) следует для $d\beta/dP = 0$

$$V/V_0 = \exp(-\beta * \Delta P), \quad (2)$$

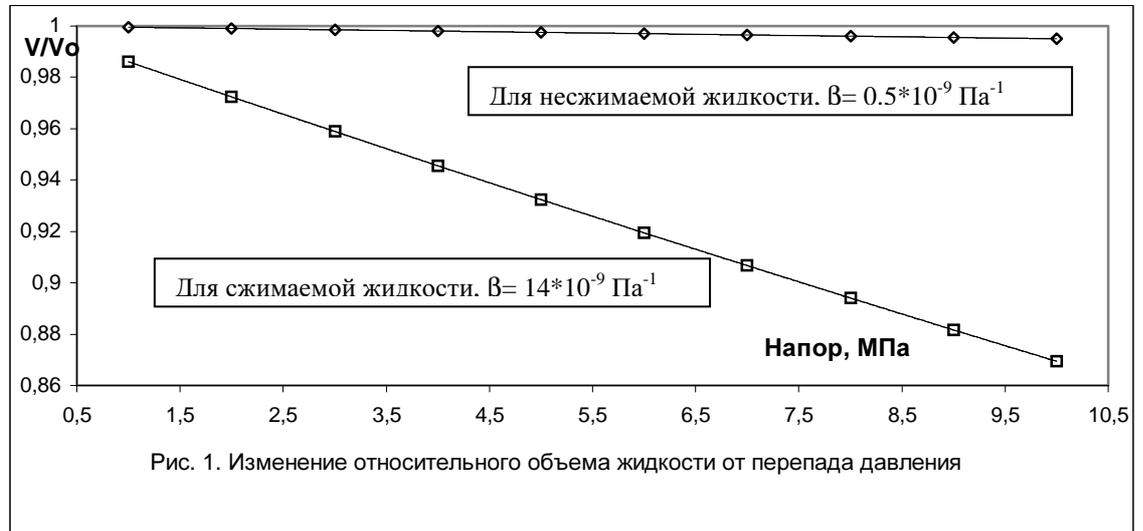
или для малых $\beta * \Delta P$ из разложения экспоненты в ряд

$$V = V_0 * (1 - \beta * \Delta P), \quad (3)$$

где ΔP , V_0 и V – перепад давления (напор), начальный и конечный объем жидкости,.

На Рис. 1 показан график функции (2) для двух значений $\beta_r = 14 * 10^{-9}$ 1/Па и $\beta_d = 0.5 * 10^{-9}$ 1/Па, соответствующим газированной и дегазированной нефти [2]. Видно, что оба графика совпадают с функцией (3); причем, в области практических перепадов давления для дегазированной

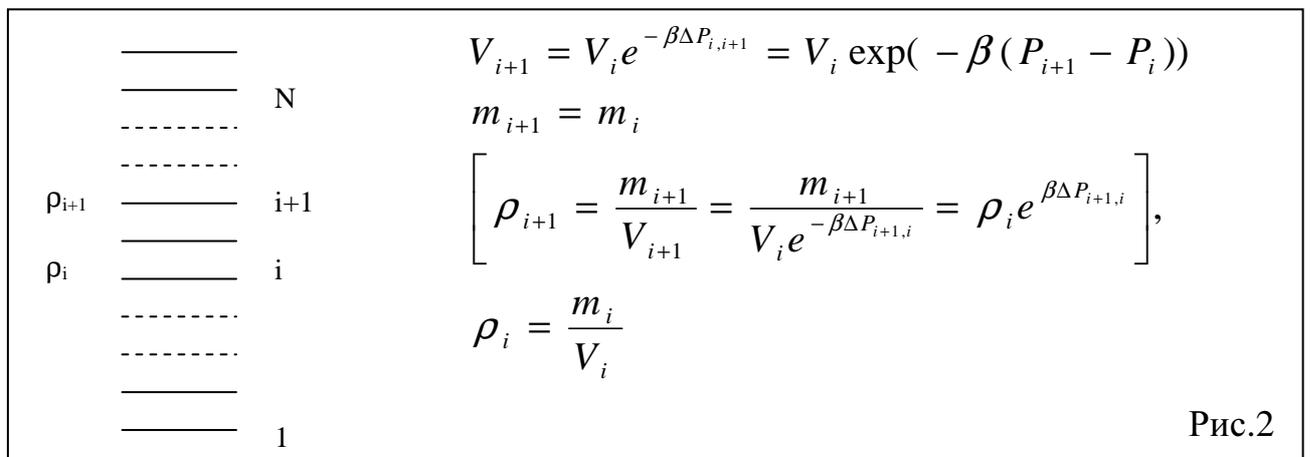
нефти относительное изменение удельного объема не превышает 1 %, а для газированной при напоре 1000 метров - более 13 %.



Это уже много и должно быть учтено в проектировании геометрии проходных сечений высоконапорных насосов.

Покажем элементарный расчет на примере центробежного насоса, исходя из закона изменения скоростного напора $\rho * V^2$, пренебрегая незначительным ростом вязкости перекачиваемой жидкости с ростом давления.

Пусть имеется многоступенчатый насос, каждая ступень которого поднимает давление на ΔP_i , причем $\Delta P = \sum_{i=1}^N \Delta P_i$ - есть напор насоса (см. Рис. 2).



Тогда из (1):

$$\Delta \rho_i = +\beta \rho_i \Delta P_i \quad (4)$$

где $\Delta\rho_i$ - изменение плотности перекачиваемой жидкости в i -ой ступени.

Для малых $\beta\Delta P$ аналогично (3) можно записать:

$$\rho_{i+1} \cong \rho_i (1 + \beta\Delta P_{i+1,i}) \quad (5)$$

где $\Delta P_{i+1,i}$ - перепад давления между соответствующими ступенями насоса.

Из принципа неразрывности (закон сохранения массы):

$$\rho_{i+1} V_{i+1} = \rho_i V_i \quad (6)$$

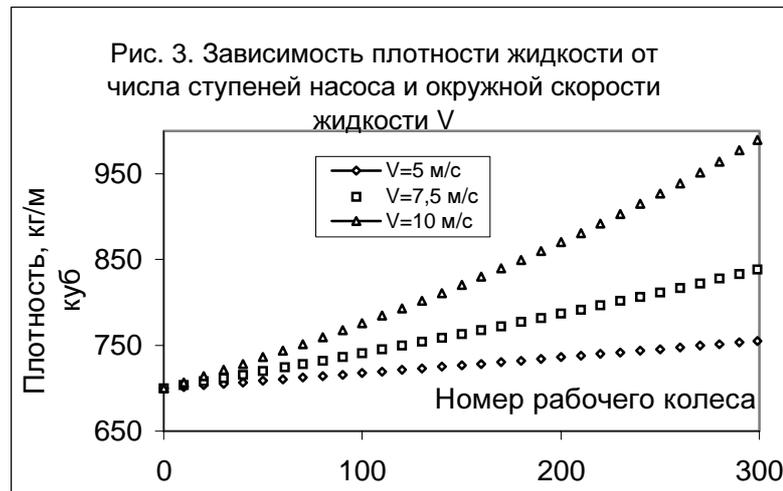
или

$$V_{i+1} = \frac{\rho_i V_i}{\rho_{i+1}} = \frac{\rho_i}{\rho_i (1 + \beta\Delta P_{i+1,i})} V_i = \frac{V_i}{1 + \beta\Delta P_{i+1,i}} \quad (7)$$

Из (7) можно получить нижнюю оценку отношения объемов проходных сечений на входе и выходе из насоса:

$$V_N = V_1 (1 + \beta * \Delta P_{N,1})^{-1} \quad (8)$$

В качестве иллюстрации (7) на рис. 3 приведены расчетные графики зависимости плотности сжимаемой жидкости (с $\beta = 1,4 \cdot 10^{-8} \text{ Па}^{-1}$) от номера ступени центробежного насоса.



В соответствии с (8) представляет интерес величина напора, которую бы мог развить насос, перекачивающий сжимаемую жидкость, при учете влияния давления на ее плотность.

Так как напор, развиваемый i -ой ступенью пропорционален $\rho_i \cdot \vartheta^2 / 2$, то зависимость напора от номера ступени i будет выглядеть

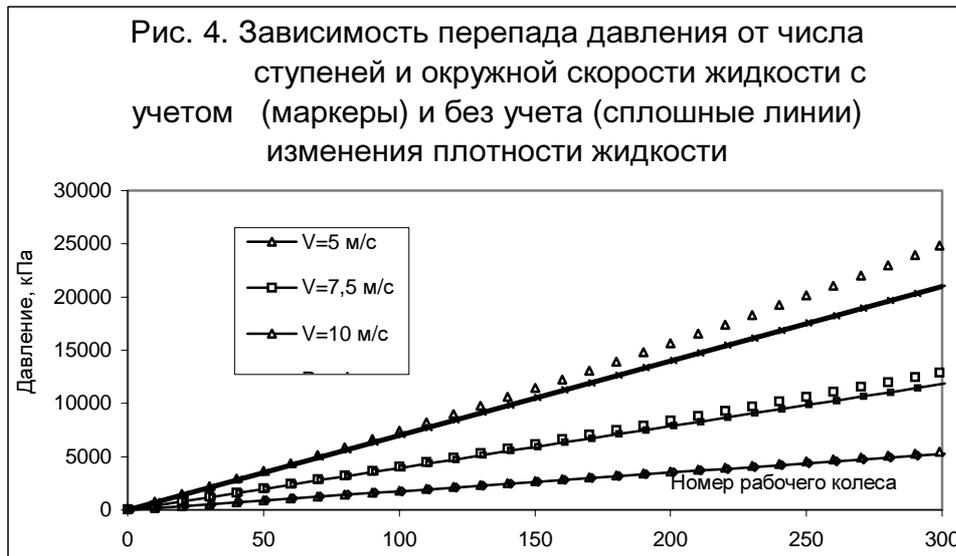
следующим образом (с точностью до коэффициента, без учета гидростатического давления, сил трения и т.д.)

$$\Delta P_{i,1} = \sum_{j=1}^i \rho_j v^2 = \sum (\rho_{j-1} + \rho_{j-1} \cdot \beta \cdot \Delta P_{j,j-1}) \cdot v^2 = v^2 \sum \rho_{j-1} (1 + \beta \cdot \rho_{j-1} \cdot v^2) \quad (9)$$

Таким образом, для суммарного напора N ступеней для сжимаемой жидкости имеем:

$$\Delta P_{сжим.жид.} = v^2 \left(\sum_{i=0}^{N-1} \rho_i + \beta v^2 \sum_{i=0}^{N-1} \rho_i^2 \right) \quad (10)$$

На рис. 4 представлены графики изменения давления по ступеням



насоса (см. ф. (9)) с учетом и без учета изменения плотности жидкости с ростом давления. Видно, что выигрыш в напоре для 300 ступеней при окружной скорости 7.5 м/с составляет около 1 МПа, а при окружной скорости 10 м/с – около 4 МПа.

Таким образом, при соответствующем построении геометрии проходных сечений насосов, перекачивающих сжимаемые жидкости, возможно получение существенного прироста напора, а значит и гидравлического к.п.д. В этой связи стоит упомянуть о работе [4], в которой приводятся результаты промышленных экспериментов с погружными установками электроцентробежных насосов (УЭЦН) по замене части рабочих колес и направляющих аппаратов на приеме на таковые с большего типоразмера. Однако, положительный эффект в этих экспериментах объяснялся авторами лучшей гомогенизацией смеси (погружные УЭЦН работают при

давлении на приеме до $0.3 \cdot P_{нас}$ пластовой жидкости [5], часть газа, выделяющегося в процессе дифференциального разгазирования нефти, сепарируется в затрубное пространство, часть поступает на прием насоса).

ЛИТЕРАТУРА.

1. Рид Р., Праусниц Дж., Шервуд Т. Свойства жидкостей и газов. - 3-е изд.: Пер. с англ./ Под ред. Б. И. Соколова.- Л.: Химия, 1982.
2. Булатов А.И., Данюшевский В.С. Тампонажные материалы: Уч. пособие для вузов.- М.: Недра, 1987.- 280 с.
3. Гиматудинов Ш.К., Ширковский А.И. Физика нефтяного и газового пласта. - М.: Недра, 1982 г. - 310 с.
4. Каплан Л. С., Семенов А. В., Разгоняев Н. Ф. Эксплуатация осложненных скважин центробежными электронасосами. - М.: Недра, 1994.- 190 с.
5. Центробежные насосы для нефтяной промышленности. Под общей ред. И. Г. Есьмана.- М.-Л.: Гостоптехиздат, 1951.- 310 с.