Записки Ленинградского ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции
и ордена Трудового Красного Знамени горного института им. Г.В.Плеханова,
1985, т.105

УДК 621.512.5 : 51.001.57

К РАСЧЕТУ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА КОМПРЕССОРА С ЖИДКОСТНЫМ ПОРШНЕМ ДЛЯ ГАЗОЖИДКОСТНЫХ СИСТЕМ

В.Г.ВАРТЫКЯН, Н.С.ВУЛИСАНОВ, А.И.КИРСАНОВ,
Н.И.СЛЮСАРЕВ, О.Ю.УСТЮШЕНКОВА

Для совершенствования технологических процессов бурения в сложных геолого-технических условиях путем применения пенных промывочных систем (ППС) требуется сжатый газ среднего или высокого давления. Новым направлением поисков эффективных способов получения ППС явилось использование для этих целей компрессорно-дожимных устройств (УКД), реализуемых на базах буровых насосов. УКД предназначены для дожатия газа и жидкости, поступающих от компрессора низкого давления и дозировочного насоса. Принцип их действия аналогичен принципу действия поршневого компрессора, в котором роль поршня, сжимающего газ, играет жидкость, перемещающаяся в компрессорном цилиндре под воздействием поршня насоса[x].

Отсутствие достаточных сведений о работе УКД затрудняет обеспечение требуемых параметров ППС. В статье описаны результаты исследования рабочего процесса УКД на базе бурового плунжерного насоса НБ-4-320/63 со следующими параметрами:

Диаметр плунжера, м	0,08
Ход плунжера, м	0,09
Частота вращения коленчатого вала насоса, $с^{-1}$	1,58, 2,33, 4,33
Компрессорные цилиндры	
Количество	3
Диаметр, м	0,12
Газовые клапаны	
Тип	СТ 14
Количество в одном цилиндре	4
Гидравлический и нагнетательный клапан	КТ 30

Исследования проводились с помощью математической модели рабочего процесса УКД.[xx] Всесторонние экспериментальные исследования УКД на базе НБ-4-320/63, проведенные на опытном полигоне ВИТРа, позволили сделать

[x] Тетерюхов В.И. Ротационные вакуум-насосы и компрессоры с жидкостным поршнем. М., Машгиз, 1960.

[xx] Вейраух А.Н., Вулисанов Н.С., Устюшенкова О.Ю. К расчету дожимающей ступени для подачи пены. – Труды Ленинградского политехн. ин-та им. М.И.Калинина, 1983, № 394.

ряд уточнений в этой математической модели. На основе изучения процесса подачи подпитывающей жидкости в компрессорний цилиндр было предложено моделировать его при следующих допущениях:

I) жидкость начинает поступать в цилиндр в момент начала открытия газовых клапанов;

2) поступление жидкости заканчивается при повороте коленчатого вала насоса на 180^0;

3) подача жидкости осуществляется равномерными порциями на каждом шаге интегрирования, при этом объем рабочей камеры (РК), занимаемый газом, уменьшается на величину подачи жидкости.

С помощью математической модели была оценена погрешность при определении производительности УКД, связанная с тем, что доля жидкости, поступающая в компрессорный цилиндр в период сжатия, не учитывалась. Максимальная погрешность составила 0,6 %, а точность расчетов с помощью математической модели за счет введения этого уточнения повысилась на 2-3 %.

Перетекание жидкости через нагнетательный клапан учитывалось наложением соответствующих граничных условий. Предполагалось, что в начале процесса нагнетания через клапан поступает газ, а в определенный момент перетекание газа полностью прекращается и начинается переток жидкости. Этот момент фиксировался следующим образом. В процессе расчета движения поршня от нижней мертвой точки вверх постоянно контролировался объем РК, остающийся между клапанной плитой и поверхностью жидкостного поршня. Когда объем уменьшался до объема подаваемой в компрессорный цилиндр подпитывающей жидкости, через нагнетательный клапан начинался переток жидкости. Как показали эксперименты, изменение давления и температуры в РК УКД незначительно и им можно пренебречь. Скорость же плунжера, приближающегося к верхней мертвой точке, близка к нулю. Это позволило использовать для расчета движения нагнетательного клапана уравнение Вестфаля, правомерного для установившегося течения, в виде

$$\frac{dh}{d\tau} + \frac{\mu\pi d_{кл}\sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}}{f} h = F\omega r\sin\varphi / f,$$

где h – высота подъема запорного органа клапана, м; τ – время, с; μ – коэффициент расхода; $d_{кл}$ – расчетный диаметр запорного органа, м; ΔP – перепад давления на клапане, Па; ρ – плотность жидкости, кг/м^3; f – площадь прохода в седле клапана, м^2; F – площадь плунжера насоса, м^2; ω – угловая частота вращения коленчатого вала насоса, рад/с; r – радиус кривошипа насоса, м; φ – угол поворота коленчатого вала насоса, рад.

Кроме того, с целью учета геометрических параметров РК, была уточнена зависимость для определения коэффициента вредного газосодержания $\beta_в$, косвенным образом отражающего количество газа, участвующего в процессе расширения в РК. Коэффициент $\beta_в$ был определен численным моделированием на основе данных полного факторного эксперимента при допущении изотермического расширения газа в РК:

$$\beta_в = A + B r_к + C\bar{J} + D r_ж \bar{J},$$

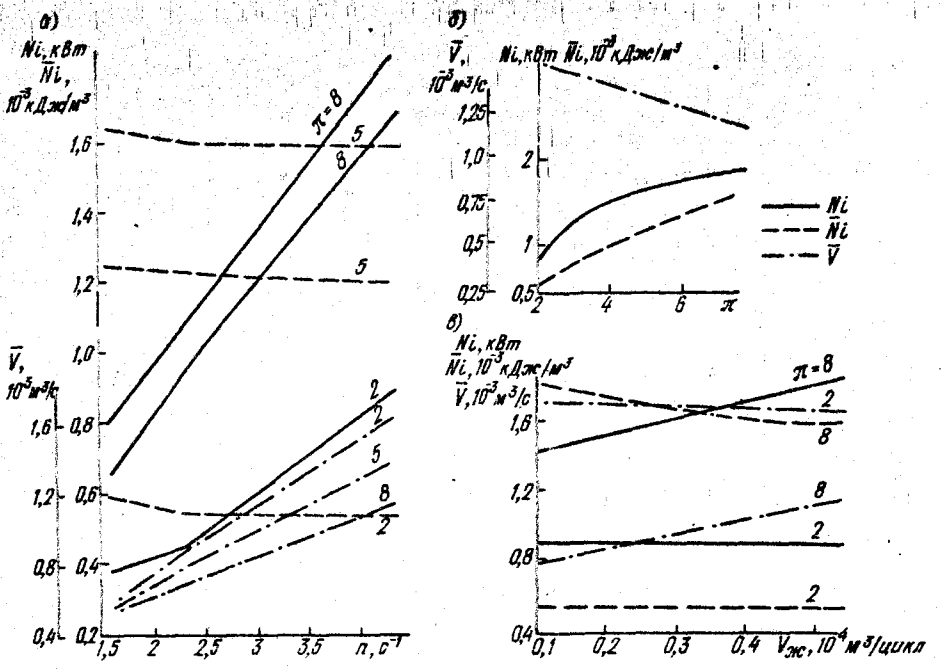
где A, B, C и D – эмпирические коэффициенты, для УКД на базе насоса НБ-4-320/63 с диаметром компрессорного цилиндра 0,12 м и равномерным и концентричным размещением на клапанной плите газовых клапанов A = 0,02; B = 0,015; C = 0,05; D = -0,24; $\bar{r}_{Ж}$ – относительная подача подпитывающей жидкости, $\bar{r}_{Ж} = \bar{V}_{Ж}/\bar{V}_h$; $\bar{V}_{Ж}$ – подача подпитывающей жидкости; $\bar{V}_h$ – теоретическая подача УКД; $\bar{j}$ – относительное максимальное ускорение жидкостного поршня, $\bar{j} = j_{max}/g$; g – ускорение свободного падения.

Была проведена оценка погрешности, связанной с использованием гипотезы об изотермическом расширении газа в РК, используемой при расчетно-экспериментальном определении β_B. В результате установлено, что расчетные значения объемных потерь производительности превышают опытные, причем различие в этих значениях увеличивается с ростом отношения давлений в УКД π и частоты вращения коленчатого вала насоса n. Различие объясняется ухудшением теплообмена газа со стенками РК: при росте π за счет увеличения массы газа, участвующего в процессе расширения; при росте n за счет уменьшения времени процесса расширения. Максимальное отличие расчетных объемных коэффициентов от опытных не превышает 10 %.

После введения уточнений с помощью математической модели был проведен параметрический анализ влияния режимных факторов на характеристики УКД. При этом режимные факторы задавались в следующем диапазоне: n = = 1,58÷4,33 $с^{-1}$; π = 2÷8; $\bar{V}_{Ж}$ = 0,1÷0,55 $м^3$/цикл. Данные расчетов проверялись экспериментом. Было проведено сравнение индикаторных и температурных диаграмм, диаграмм движения запорных органов, а также интегральных характеристик: производительности и индикаторной мощности. Получено качественное совпадение расчетных и экспериментальных диаграмм. Различие между измеренными и рассчитанными величинами интегральных характеристик находилось в пределах 2-10 %. При этом погрешность расчета увеличивалась с ростом n и π и уменьшалась с ростом $\bar{V}_{Ж}$. Максимальное расхождение (10 %) данных расчета с экспериментом наблюдалось при n = 4,33 $с^{-1}$; π = 8 и $\bar{V}_{Ж} = 0{,}1 \cdot 10^{-4}$ $м^3$/цикл.

В результате проведенного параметрического анализа было установлено, что на производительность УКД в большей степени влияют объемные потери, связанные, как показала визуализация процессов в цилиндре устройства, с проникновением газа в жидкостный поршень. При этом объемный коэффициент λ_0 близок по своему значению к коэффициенту подачи УКД λ, а произведение температурного коэффициента λ_T на коэффициент давления λ_P практически не сказывается на производительности УКД. Так, например, при температуре всасываемого газа T_{BC} = 293 К и температуре подпитывающей жидкости $T_{Ж}$ = = 283 К коэффициенты $\lambda_T \approx 1{,}03$; $\lambda_P \approx 0{,}98$, а $\lambda_T \lambda_P$ = 1,01.

В рассмотренном диапазоне изменения режимных факторов производительность УКД по газу $\bar{V}$ пропорциональна n и $\bar{V}_{Ж}$ и обратно пропорциональна π. Затраты индикаторной мощности N_i прямо пропорциональны $\bar{V}_{Ж}$, примерно обратно пропорциональны n и увеличиваются вместе с π. Значение индикаторной мощности УКД при π = 8 близко к своему максимуму. Затраты удельной индикаторной мощности $\bar{N}_i$, принятой за критерий экономичности



Характеристики компрессорно-дожимного устройства в зависимости от частоты вращения вала насоса (а), отношения давлений нагнетания и всасывания (б) и подачи подпитывающей жидкости (в)

работы компрессора, пропорциональны π и обратно пропорциональны n и $\bar{V}_{ж}$ (см. рисунок).

Результаты расчетов были успешно использованы при промышленных испытаниях УКД на базе бурового насоса НБ-4-320/63, проводимых в Норильской комплексной геолого-разведочной экспедиции ПГО «Красноярскгеология».

Выводы

1. Удовлетворительная, с точки зрения инженерной практики, сходимость результатов расчета с данными эксперимента (2-10 %) позволяет рекомендовать уточненную математическую модель для расчета и проектирования компрессорно-дожимных устройств для нагнетания пенных промывочных систем на базах буровых насосов.

2. Производительность компрессорно-дожимных устройств по газу зависит от режимных факторов: частоты вращения коленчатого вала насоса, отношения давления нагнетания к давлению всасывания в устройстве и подачи подпитывающей жидкости.

3. На производительность компрессорно-дожимного устройства по газу влияют в основном объемные потери, связанные с проникновением газа в жидкостный поршень.

4. Одним из путей повышения эффективности работы компрессорно-дожимных устройств является повышение частоты вращения коленчатого вала базового насоса.