Записки Ленинградского ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции
и ордена Трудового Красного Знамени горного института им. Г.В.Плеханова, 1973, т. 97

УДК 622.233.52-85

ДИНАМИКА ПОВОРОТНОГО МЕХАНИЗМА ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ПЕРФОРАТОРОВ

В.М.ВАСИЛЬЕВ, С.С.СМОРОДИН,
В.Б.СОКОЛИНСКИЙ

Проведенные исследования [2, 3] показывают, что крутящий момент перфораторов создается импульсными ударными нагрузками, максимальная величина которых достигает значительной величины. Подобный характер нагрузки (рис.1) можно объяснить тем, что при обратном ходе поршня-ударника последний проходит значительный путь без нагрузки и после выборки всех радиальных люфтов и зазоров в элементах поворотного механизма наносит удар по спирали геликоидального стержня (рис.2).

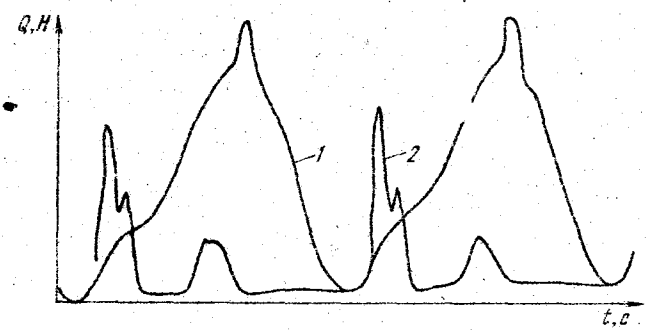


Рис.1. Осциллограмма усилий Q в поворотном механизме перфоратора
1 – ход поршня-ударника; 2 – усилие в поворотном механизме

Среднее значение радиального люфта одиннадцати исследованных перфораторов составляет $8^{0}23'$, а среднее значение холостого пробега поршня-ударника при обратном ходе равно 16,3 мм (см. таблицу).

Расчет угловой размерной цепи отечественных перфораторов показал, что величина радиального люфта в поворотном механизме колеблется от $5^{0}12'$ до $9^{0}2\dots'$.

Таким образом, при обратном ходе имеет место косой удар поршня-ударника по геликоидальному стержню. Для определения усилий, возникающих в поворотном механизме, необходимо знать скорость поршня-ударника при ударе по спирали геликоидального стержня

$$v_{об} = \varepsilon v_{уд} + v_{од}, \qquad (1)$$

где ε – коэффициент отскока; $v_{уд}$ – скорость поршня-ударника при ударе по буровой штанге; $v_{од}$ – скорость поршня-ударника, созданная импульсом давления сжатого воздуха камеры обратного хода.

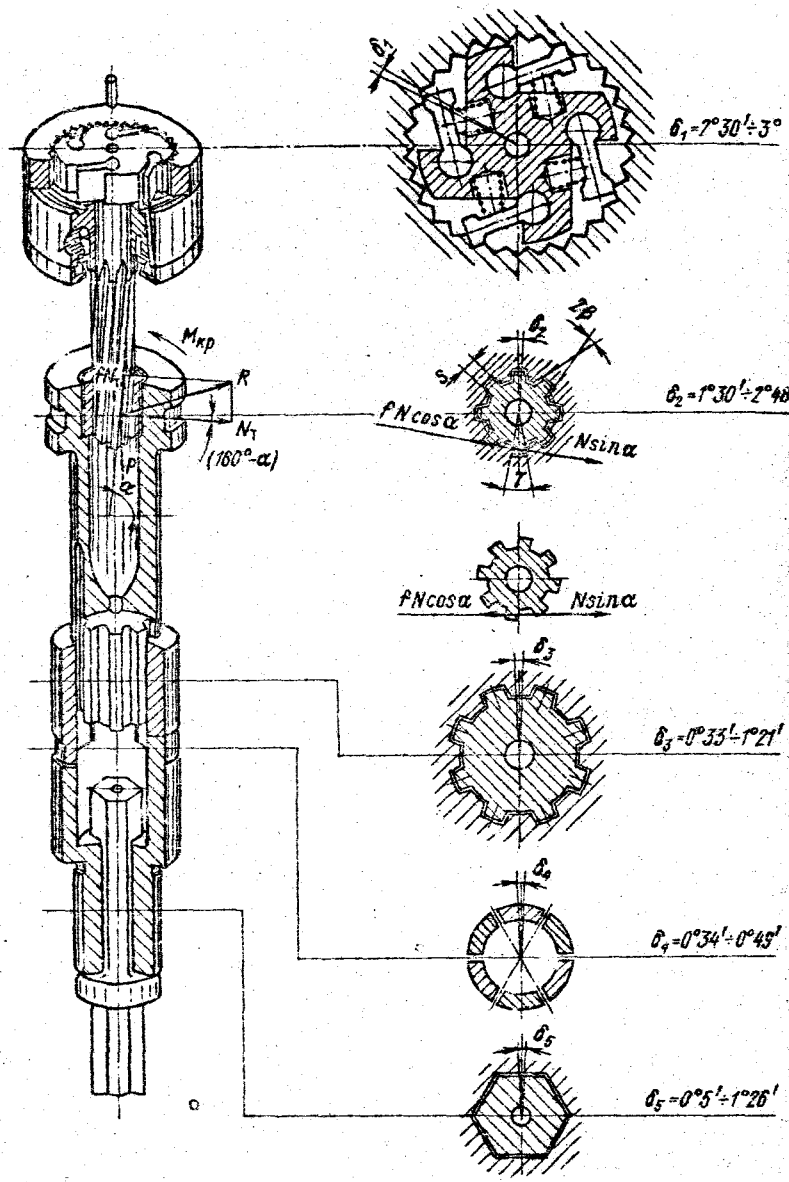


Рис.2. Схема поворотного механизма перфоратора
δ_i – радиальный люфт; α – угол подъема спирали геликоидального стержня; S – толщина шлица на среднем диаметре; β – половинный угол профиля шлица; P – сила удара; P – осевая реакция

Скорость поршня-ударника при ударе по буровой штанге выводится обобщенной индикаторной диаграммы давлений в рабочих камерах цилиндра перфоратора (рис.3).

Параметры поворотного механизма перфораторов

Перфоратор	Средний люфт поворотного механизма	Шаг спирали, мм	Холостой ход поршня ударника, мм
ПР13	10°10′	650	18,34
ПР18	8 10	650	16,55
BM21 Demag	8 10	500	14,33
Holman	8–10	750	17,35
Meudon серии			
легкой	8 10	700	15,86
средней	7 50	700	15,22
тяжелой	7 40	700	15,0
RH-754 A.C	9 10	600	16,55
RV 300	7 10	750	15,62
ПР30Л	9 10	750	19,1
ПР24Л	8 50	750	16,0

Согласно методике [I], скорость удара поршня-ударника по буровой штанге

$$v_{уд} = \xi D \sqrt{\frac{p_0 S_г}{m_у}}, \qquad (2)$$

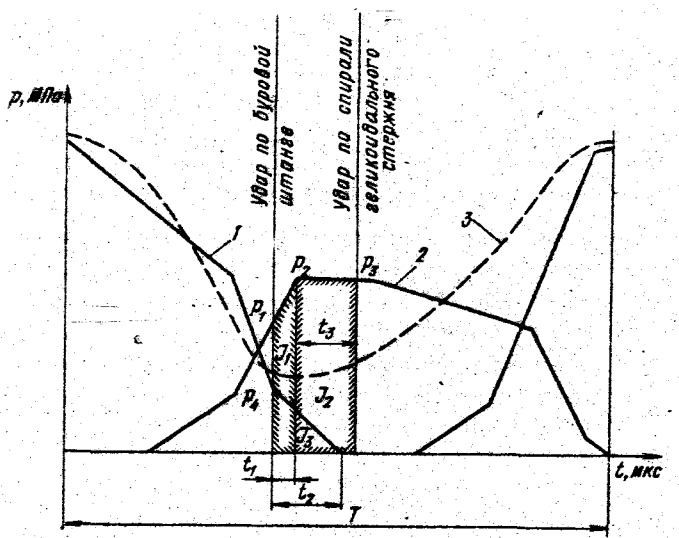


Рис.3. Обобщенная индикаторная диаграмма перфоратора
1 и 2 – давление в камере рабочего и обратного хода; 3 – ход поршня-ударника; p_i – давление в узловых точках диаграммы

где ξ – коэффициент пропорциональности, характеризующий полноту импульсной диаграммы, при номинальном давлении сжатого воздуха p_0 = = 0,5 МПа для перфораторов с клапанным воздухораспределением ξ = 0,8; D – диаметр поршня-ударника; p_0 – давление сжатого воздуха; $S_г$ – геометрический ход поршня-ударника; $m_у$ – масса поршня-ударника.

Скорость поршня-ударника, создаваемая импульсом давления сжатого воздуха камеры обратного хода,

$$v_{оп} = \frac{1}{m_у} \sum_{i=1}^{n} J_i ,$$

где $\sum_{i=1}^{n} J_i$ – импульс сил, действующих на поршень-ударник в период обратного хода от момента отскока поршня-ударника от буровой штанги до удара до спира и геликоидального стержня.

В этот период на поршень-ударник действуют импульсы J_1 и J_2 со стороны камеры обратного хода и J_3 со стороны камеры рабочего хода.

Воспользовавшись индикаторной диаграммой (рис.3), на основе равенства количества движения импульсу силы находим

$$v_{оп} = \lambda p_0 TF / m_у ,$$

и, после преобразований,

$$v_{оп} = \lambda D \sqrt{\frac{p_0 S_г}{m_у}} ,$$

где T – продолжительность цикла; F – площадь поршня-ударника; λ – коэффициент, характеризующий индикаторную диаграмму по координате времени от момента отскока поршня-ударника от буровой штанги до удара по геликоидальному стержню, λ = 0,18.

Подставляя в выражение (I) значения $v_{уд}$ из (2) и $v_{оп}$ из (3) и учитывая, что среднее значение коэффициента отскока e = 0,25, получим

$$v_{об} = \phi D \sqrt{\frac{p_0 S_г}{m_у}} ,$$

где $\phi = e\xi + \lambda$.

Рабочий процесс перфоратора с зависимым поворотом бура имеет ряд особенностей, обусловленных механической связью между поршнем-ударником и рабочим инструментом в период обратного хода. Поступательное движение поршня-ударника при помощи винтового механизма преобразуется во вращательное движение буровой штанги, необходимое для эффективного проведения процесса бурения. Движение поршня-ударника перфоратора в период обратного хода определяется не только его массой, но и инерционностью механически связанных с ним частей, а также величиной момента сил сопротивления, возникающего на буровой штанге.

После того, как движущийся в осевом направлении при обратном ходе поршень-ударник „выбирает" все люфты, неизбежно его столкновение с геликоидальным стержнем. Если предположить, что система ударник – буровая штанга к моменту удара не вращается, а геликоидальный стержень непод-

жен, после столкновения ударник и соединенная с ним система одновременно получит вращательное движение с угловой скоростью

$$\omega = v_{об} \operatorname{ctg}\alpha / r, \qquad (5)$$

где α – угол подъема винтовой линии геликоидального стержня на среднем диаметре; r – средний радиус спирали геликоидального стержня.

В результате внезапного изменения угловой скорости системы от 0 до ω, в ней возникает крутильный удар, момент которого

$$M = J_p \sqrt{E\rho\omega}, \qquad (6)$$

где E и ρ – модуль сдвига и плотность материала, из которого изготовлены элементы системы; J_p – полярный момент инерции системы.

Подставляя выражение (5) в (6), получим

$$M = \frac{J_p \sqrt{E\rho}\ \operatorname{ctg}\alpha}{r} v_{об}. \qquad (7)$$

Заменим в выражении (7) $v_{об}$ уравнением (4):

$$M = \frac{\phi D J_p}{r} \sqrt{\frac{E\rho\rho_0 S_г}{m_у}}\ \operatorname{ctg}\alpha. \qquad (8)$$

Зависимость между крутящим моментом и осевой реакцией, возникающей при соударении в винтовой паре, может быть получена из условий равновесия застопоренного геликоидального стержня (рис.4). Условие $M = 0$ дает уравнение равновесия геликоидального стержня в плоскости перпендикулярной его оси:

$$-M + N_т \sin\alpha\, r\cos(\rho+\gamma) +$$

$$+ f N_т \cos\alpha\, r\cos(\rho+\gamma) = 0.$$

Тогда

$$M = N_т r\cos(\rho+\gamma)(\sin\alpha + f\cos\alpha), \qquad (9)$$

где α – угол подъема спирали геликоидального стержня; ρ – половинный угол профиля шлица;

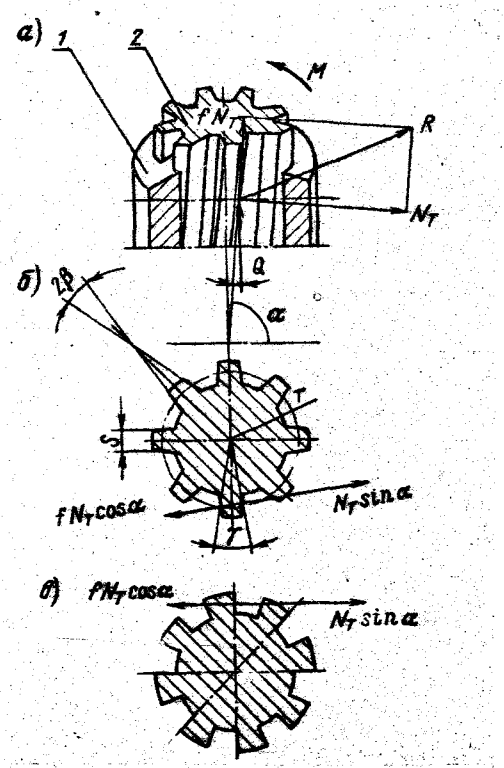


Рис.4. Расчетная схема поворотного механизма перфоратора: а и б – схема и нормальное сечение винтового сопряжения; в – профиль шлицов более совершенной геометрии
1 – поршень-ударник; 2 – геликоидальный стержень

γ – угол, определяемый геометрией винтовой поверхности, $\gamma = \arcsin S/2r$; S – ширина профиля резьбы на среднем диаметре геликоидального стержня; $N_т$ – сила нормального давления; $fN_т$ – сила трения; f – коэффициент трения-скольжения в винтовой паре.

Входящий в уравнение (9) коэффициент $\cos(\rho+\gamma)$ определяется геометрией шлицов геликоидального стержня. Для перфораторов завода «Пневматика" $\cos(11^0 + 19^0) = 0{,}866$. Таким образом, геометрия профиля шлицов геликоидального стержня перфораторов завода «Пневматика" нерациональна, так как снижает крутящий момент на 13,4 %.

Более совершенная геометрия профиля шлицов (рис.4, в) снижает значение этого коэффициента до 1,0.

Из уравнения (9)

$$N_т = \frac{M}{r\cos(\rho+\gamma)(\sin\alpha + f\cos\alpha)}, \qquad (10)$$

подставив в это выражение значение крутящего момента из уравнения (8), получим

$$N_т = \frac{\phi B J_p}{r^2}\sqrt{\frac{E\rho\rho_0 S_т}{m_у}}\,\frac{\operatorname{ctg}\alpha}{\cos(\rho+\gamma)(\sin\alpha+f\cos\alpha)}. \qquad (11)$$

Проектируя силу $fN_т$ на ось перфоратора, получим осевую реакцию поворотного механизма, действующую на геликоидальный стержень и через него на корпус: $Q = fN_т\sin\alpha$. Следовательно,

$$Q = \frac{\phi D J_p}{r^2}\sqrt{\frac{E\rho\rho_0 S_т}{m_у}}\,\frac{\cos\alpha\sin\varphi}{\sin(\alpha+\varphi)\cos(\rho+\gamma)}, \qquad (12)$$

где φ – угол трения, $\varphi = \operatorname{arctg} f$.

В формуле (12) не учитывается продольная податливость соударяющихся элементов, поэтому она дейс вительна при больших углах подъема спирали, когда роль продольной составляющей ударных сил невелика.

Расчеты по формулам (8) и (12) для перфоратора ПП63В, у которого $D = 0{,}075$ м; $S_т = 0{,}071$ м; $m_у = 2{,}35$ кг, $E = 784{,}8\cdot10^9$ Па; $\rho = 7{,}848\cdot10^3$ кг/м^3; $r = 0{,}01$ м; $\rho_0 = 0{,}5$ МПа; $\phi = 0{,}38$; $\alpha = 85^0$; $\rho = 11^0$; $\gamma = 19^0$; $J_p = 3\cdot10^{-7}$ м (определен исходя из приведенного сечения поршня-ударника наружным диаметром 0,042 м и внутренним диаметром 0,025 м) дали следующие результаты: $M = 28{,}15$ Н·м (согласно паспорту $M = 27$ Н·м); $Q = 314$ Н. Необходимо отметить, что здесь определено максимальное значение осевой реакции поворотного механизма.

Периодические удары такой силы могут существенно ухудшить параметры вибрации перфоратора, и их необходимо учитывать при определении источников вибрации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дядюра А.Г. Исследование и расчет бурильных молотков с независимым вращением инструмента. Новосибирск, Наука, 1966.

2. Клейменов В.З., Шварц Э.Э. Динамика крутящего момента пневматических перфораторов. – Горные машины и автоматика, 1969, № 5.

3. Рабко Б.Д., Черемных В.П. Динамика крутящего момента на буре перфоратора. – В кн.: Исследование пневматических бурильных машин ударного действия. Новосибирск, изд. ИГД СО АН СССР, 1974.