

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПОЛНОПОВОРОТНОГО ПРИВОДА ДЛЯ ШАРОВЫХ КРАНОВ

Ромашин Р.В.

*Предложена математическая модель нового привода запорной и регулирующей арматуры. Приведены исходные параметры и алгоритм расчета математической модели. Представлены графики изменения некоторых параметров привода. Установлено, что при выборе привода в качестве главного параметра выгоднее принимать металлоемкость привода. Показаны сравнительные габариты нового привода и привода модели MT255-2/200-S-GH фирмы Ledeen.*

Напомним читателям идею создания полноповоротного крана, речь о котором шла в статье “Полноповоротный привод для шаровых кранов” [4]. Все шаровые краны, находящиеся в эксплуатации на магистральных газопроводах и компрессорных станциях являются четвертьоборотными. Возвратно-поворотное движение запорного элемента крана на  $90^\circ$  приводит к воздействию транспортируемой среды (газа или жидкости) на одни и те же участки поверхности уплотнительных элементов [1], что приводит к их интенсивному износу. Придание запорному элементу вращения в одну сторону, с остановкой через каждые  $90^\circ$ , позволит чередовать воздействие струи газа или жидкости между двумя участками поверхности уплотнительных элементов, что в конечном итоге повысит срок службы крана в два раза. Сделать это возможно, заменив четвертьоборотный привод, который и определяет характер поворота запорного элемента, на полноповоротный. Причем произвести такую замену можно не только в заводских условиях, но и прямо на месте эксплуатации без демонтажа крана из трубопровода.

В статье [4] рассматривалось устройство и принцип работы полноповоротного привода (заявка на изобретение № 2007131634/11(034473) от 20.08.07), в основе которого лежал силовой механизм с большим углом подъема винтовой поверхности. Как было отмечено, заявленное изобретение не ограничивается одним вариантом конструкции и может приобретать различные модификации, не отступающие от сути изобретения. В основе целого ряда таких модификаций лежит схема механизма, внешне похожего на передачу винт-гайка качения (рис. 1), но имеющего большой угол подъема винтовой канавки.

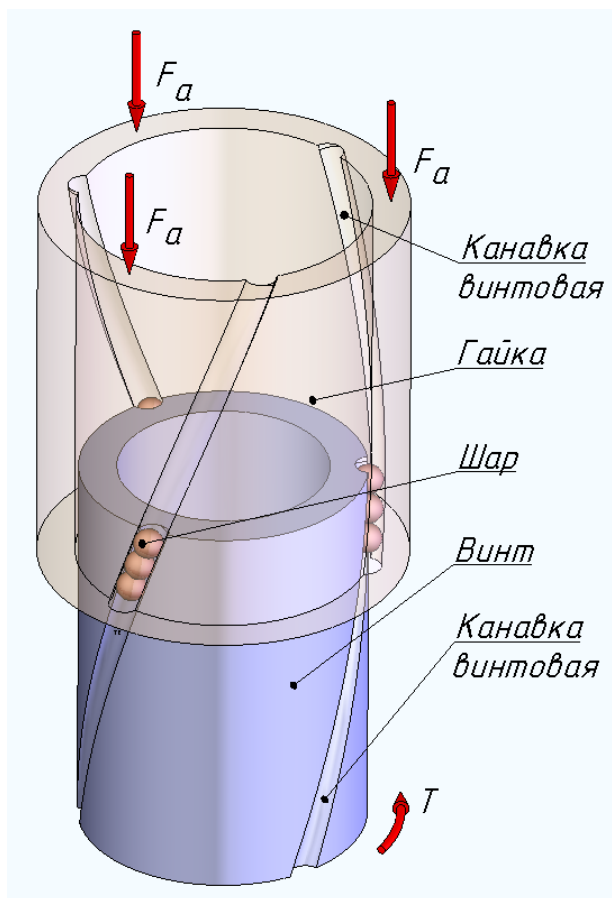


Рисунок 1. Схема механизма

Для преобразования поступательного движения во вращательное входным звеном должна быть поступательно перемещающаяся гайка. Величина вращающего момента на выходном звене будет зависеть от приложенной к гайке осевой силы и угла подъема винтовой канавки. Рассмотрим силовое взаимодействие между гайкой и винтом. На гайку действует осевая сила  $F_a$  (рис. 1). Эта сила распределяется между всеми телами качения. Распределение силы зависит от точности выполнения винтовых канавок на винте и гайке, а также тел качения.

Для определения условий контакта шара с винтовой поверхностью необходимо знать радиусы кривизны в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Одна плоскость (плоскость “ $n$ ” на рис. 4) перпендикулярна винтовой линии канавки и в ней определяется радиус профиля винтовой канавки и диаметр шара  $D_w$ . Вторая плоскость проходит через линию  $MA_\phi$  (рис. 3), определяющую

угол давления  $\alpha$  тела качения на винтовую поверхность канавки. В этой плоскости определяется радиус винтовой канавки в точке  $A_\phi$ . Теоретически этот радиус равен бесконечности.

Перпендикулярное сечение винта и гайки плоскостью  $\tau$  (положение плоскости показано на рис. 4), проходящей через точку  $A_\phi$ , показано на рис. 2. В этом сечении определяется диаметр  $D_A$  окружности, проходящей через фактическую точку контакта  $A_\phi$ , и диаметр  $D_{pw}$  окружности расположения шаров, проходящей через точку  $M^\tau$ . На рис. 3 показан фрагмент этого сечения, где профиль винтовой канавки показан в виде дуги. Он может быть стрельчатым, трапецеидальным, прямоугольным и т.п. Выбор профиля канавки зависит от условий контакта во время работы, допускаемого контактного давления в точке контакта и технологии изготовления.

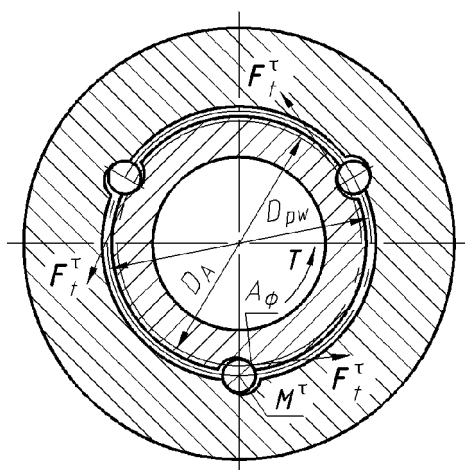


Рисунок 2. Перпендикулярное сечение винта и гайки

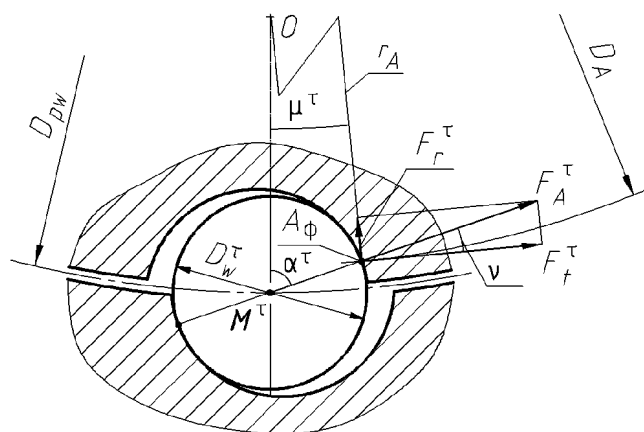


Рисунок 3. Составляющие нормальной силы в плоскости  $\tau$

В фактической точке  $A_\phi$  контакта возникают нормальные к винтовым поверхностям винта силы  $F_A^n$  от вращающего момента  $T$ . На рис. 3 показаны составляющие нормальной силы  $F_A^n$  в плоскости  $\tau$ , а на рис. 4 – составляющие силы  $F_A^n$  в плоскости, проходящей через точки  $M$  и  $A_\phi$ , а также развертка винтовой линии, проходящей через фактическую точку контакта  $A_\phi$  и тело качения.

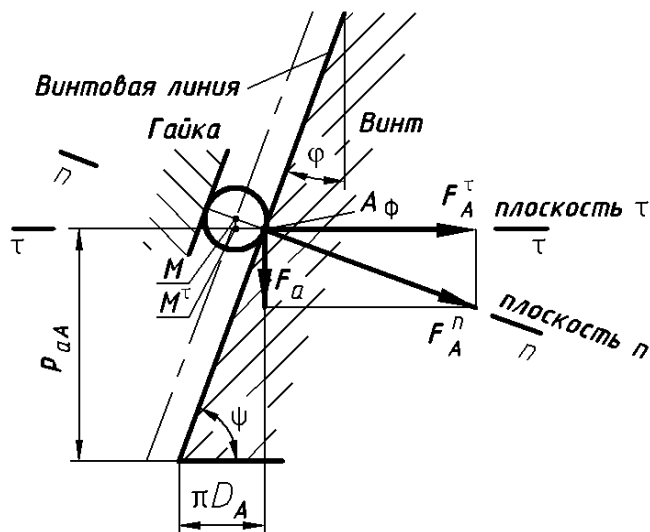


Рисунок 4. Развернутое сечение цилиндром с диаметром  $D_A$

Из рис. 2 - 4 можно найти диаметр окружности  $D_A$ , проходящий через фактическую точку контакта  $A_\phi$ ,

$$D_A = \sqrt{D_{pw}^2 + D_w^2 \cdot \sin^2 \psi - 2D_{pw} D_w \sin \psi \cdot \cos(\alpha \cdot \sin \psi)}, \quad (1)$$

где  $D_{pw}$  – диаметр окружности расположения шаров;  $D_w$  – диаметр шара;  $\psi$  – угол подъема винтовой линии на поверхности цилиндра диаметром  $D_A$ .

Из рис. 3 и рис. 4 выводятся следующие соотношения между силами:

– проекция силы  $F_A^n$  на плоскость  $\tau$

$$F_A^\tau = \frac{F_t^\tau}{\cos v^\tau}; \quad (2)$$

– нормальная сила в точке  $A_\phi$

$$F_A^n = \frac{F_A^\tau}{\cos \varphi} = \frac{F_t^\tau}{\cos v^\tau \cdot \cos \varphi} = \frac{F_t^\tau}{\cos v^\tau \cdot \sin \psi}; \quad (3)$$

– единичная осевая сила, приходящаяся на тело качения

$$F_a = F_A^n \sin \varphi = \frac{F_t^\tau \sin \varphi}{\cos v^\tau \cdot \cos \varphi} = \frac{F_t^\tau \operatorname{tg} \varphi}{\cos v^\tau} = \frac{F_t^\tau}{\cos v^\tau \cdot \operatorname{tg} \psi}, \quad (4)$$

где  $F_t^\tau$  – окружная сила в плоскости  $\tau$ , создающая вращающий момент;  
 $v^\tau$  – угол между векторами сил  $F_t^\tau$  и  $F_A^\tau$  в плоскости  $\tau$ ,  $\varphi$  – угол наклона  
винтовой линии к оси винта  $\varphi = \frac{\pi}{2} - \psi$ .

Суммарная осевая сила, действующая на гайку

$$F_{a\Sigma} = \sum_{i=1}^i \sum_{z=1}^z F_{a_{k,m}} = i z F_a = i z \frac{F_t^\tau}{\cos v^\tau \cdot \operatorname{tg} \psi}. \quad (5)$$

С учетом КПД и неравномерности нагружения тел качения осевая сила

$$F_{a\Sigma} = \frac{nT}{\eta k_z D_A \cos v^\tau \cdot \operatorname{tg} \psi}, \quad (6)$$

где  $i$  – число рядов тел качения (витков винтовой канавки);  $z$  – количество тел качения в одном ряду (витке);  $n$  – коэффициент запаса по вращающему моменту;  $T$  – необходимый вращающий момент;  $\eta$  – коэффициент полезного действия передачи с учетом всех потерь;  $k_z$  – коэффициент неравномерности нагружения тел качения.

Передаваемый вращающий момент можно определить по формуле

$$T = \frac{i z k_z F_t^\tau D_A}{n \eta}. \quad (7)$$

Составляющие силы, выраженные через вращающий момент,

$$F_t^\tau = \frac{n \eta T}{i z k_z D_A}; \quad (8)$$

$$F_A^\tau = \frac{n \eta T}{i z k_z D_A \cos v^\tau}; \quad (9)$$

$$F_A^n = \frac{n \eta T}{i z k_z D_A \cos v^\tau \sin \psi}; \quad (10)$$

$$F_r^\tau = \frac{n \eta T \operatorname{tg} v^\tau}{i z k_z D_A}. \quad (11)$$

Приведенные зависимости позволяют составить математическую модель привода с учетом конструктивных особенностей.

С помощью математической модели привода можно определить изменение основных параметров привода для различных вариантов сочетаний диаметра тел качения  $D_w$ , диаметра окружности  $D_{pw}$ , на которой они расположены, угла

давления тел качения, угла подъема винтовых канавок, количества двойных ходов поршня.

Расчет привода проводился для шарового крана DN 1000 мм, у которого шаровой затвор поворачивается на  $90^\circ$  за 60 с при давлении рабочей среды в системе привода 2,5 МПа. Привод рассчитывался на рабочий момент  $T = 142300$  Нм. Крутящий момент, развиваемый полноповоротным приводом, является равномерным. Известные приводы с кулисным механизмом создают переменный крутящий момент в функции времени. Так, пневмогидропривод фирмы Ledeen с двумя гидроцилиндрами, используемый для крана DN 1000 мм, создает максимальный крутящий момент  $T = 142300$  Нм (Actuator models: HT 255-2/200 S GH, HT 275-2/200 S GH, HT 300-2/200 S GH, MT 255-2/200 S GH, MT 275-2/200 S GH, MT 300-2/200 S GH) [2]; а пневмогидропривод фирмы BIFFI создает максимальный крутящий момент  $T = 120000$  Нм (модели 14C2-235, 14C2-280) [3]. Расчет проводился со следующими конструктивными ограничениями: 1) расчетное количество заходов винтовых канавок не менее 3 для обеспечения симметричности нагружения винта и гайки; 2) расчетное количество тел качения в одной канавке не менее 2 и не более 10 для повышения надежности привода и приемлемой равномерности нагружения шаров; 3) общее количество тел качения не менее 6; 4) диаметр подвижного элемента – целое число; 5) диаметр корпуса  $D_k$  неподвижного элемента больше диаметра  $D_{\Pi}$  подвижного элемента и больше диаметра  $D_{pw}$  окружности расположения шаров.

Таблица 1

Расчетные варианты приводов

№ варианта	Угол давления, $\alpha$ , град.	Угол подъема винтовой линии, $\psi$ , град.	Диаметр шара, $D_w$ , мм	Диаметр окружности расположения тел качения, $D_{pw}$ , мм
1	45	30	16, 18...34	320, 340...480
2	60	30	16, 18...34	320, 340...480
3	45	45	16, 18...34	320, 340...480
4	60	45	16, 18...34	320, 340...480
5	45	60	16, 18...34	320, 340...480
6	60	60	16, 18...34	320, 340...480

Для получения общей картины изменения некоторых параметров привода рассчитаны шесть вариантов (таблица 1), в которых варьировались: угол давления  $\alpha$  тел качения ( $45^\circ$  и  $60^\circ$ ), угол подъема  $\psi$  винтовых канавок ( $30^\circ$ ,  $45^\circ$  и  $60^\circ$ ), диаметр тел качения  $D_w$  (16, 18...34 мм), диаметр окружности  $D_{pw}$  расположения тел качения (320, 340...480 мм), количество двойных ходов поршня  $m_x$  (1, 2...11).

Результаты расчета представлены на графиках рис. 5 - 10.

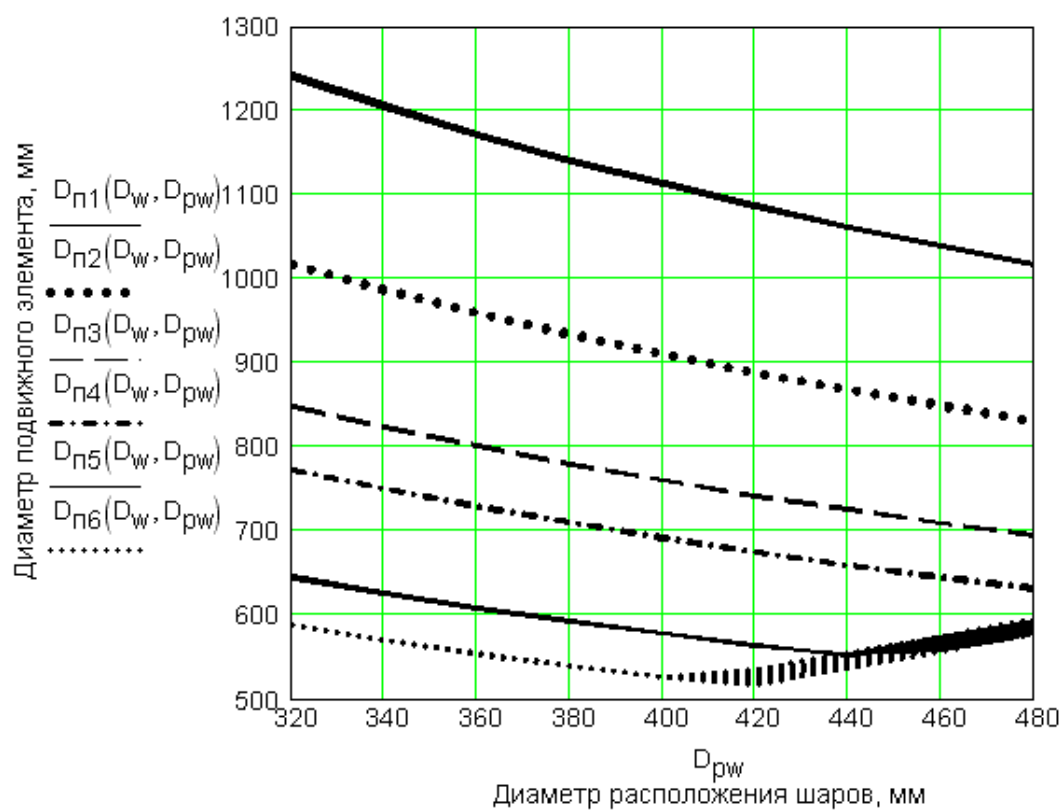


Рисунок 5. Диаметр поршня в функции диаметра окружности расположения шаров

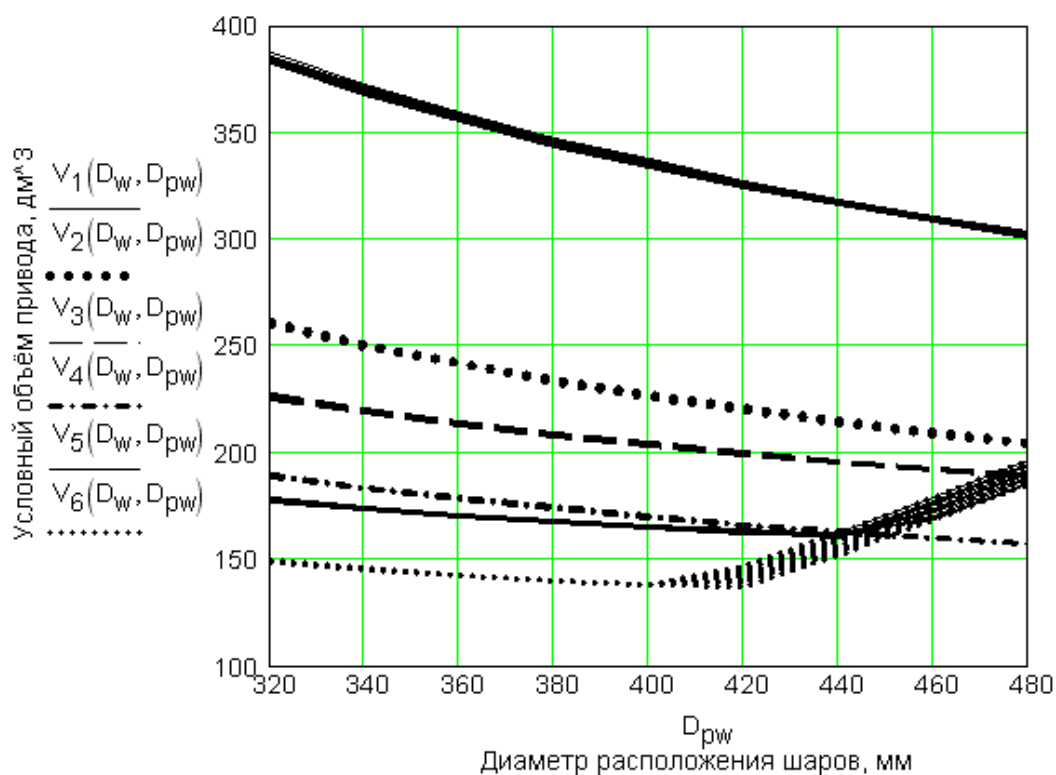


Рисунок 6. Условный объем привода

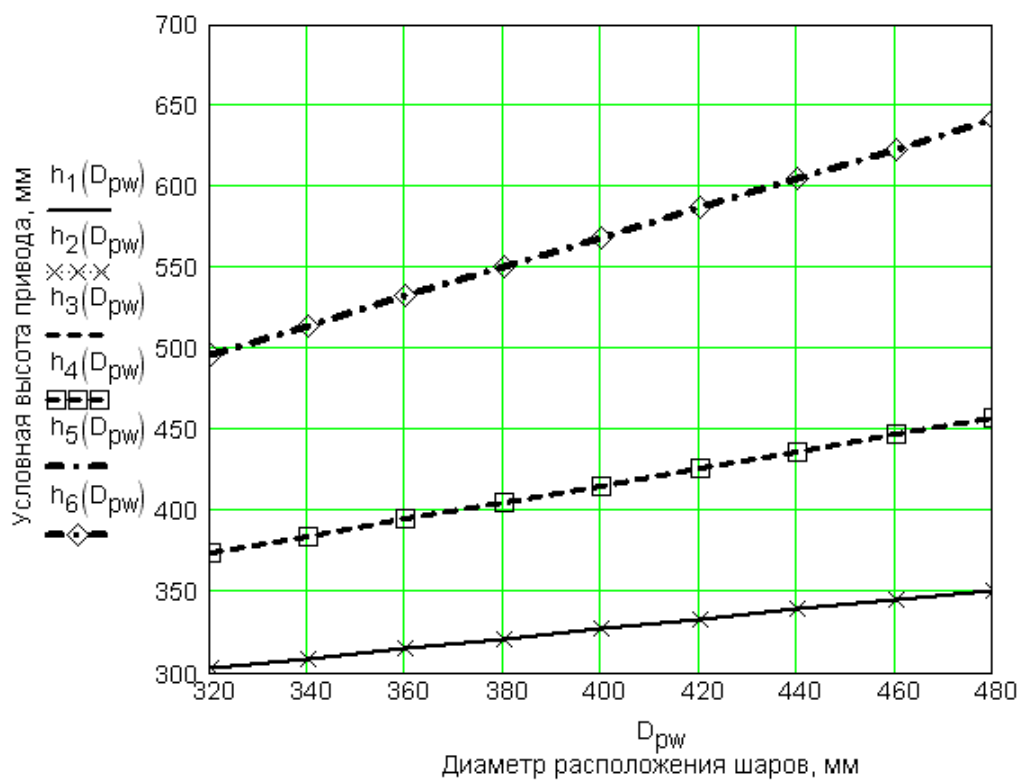


Рисунок 7. Условная высота привода при однократном ходе поршня

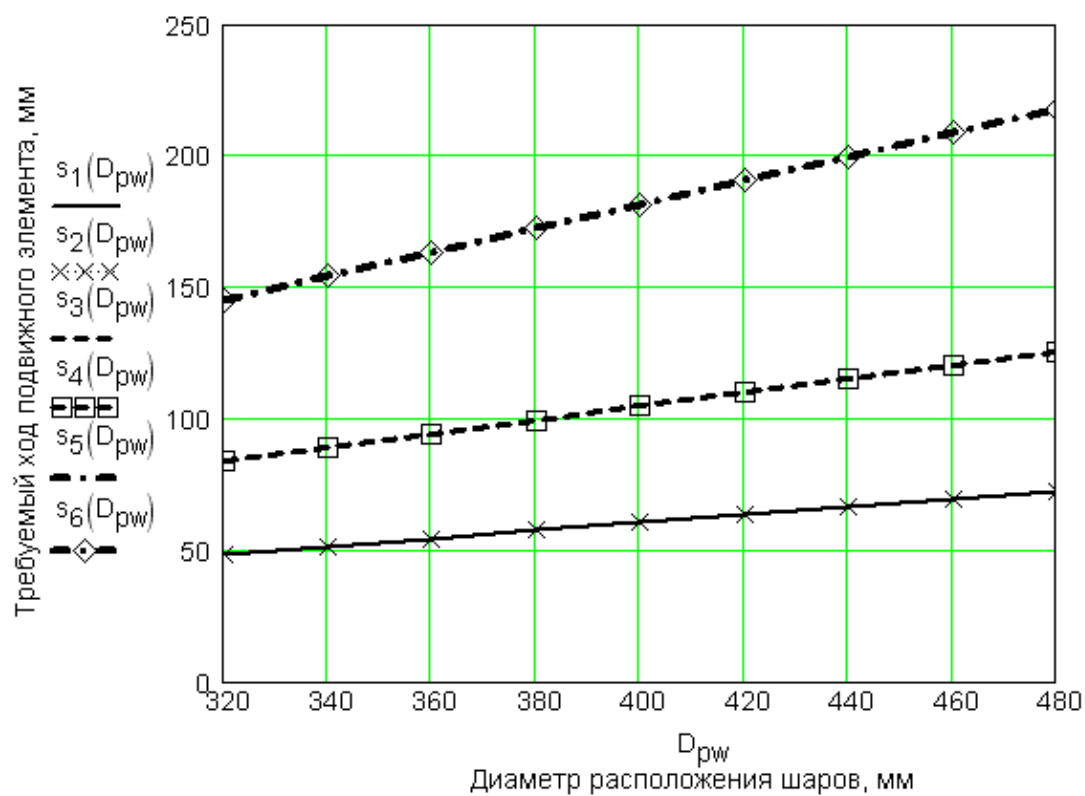


Рисунок 8. Требуемый ход поршня

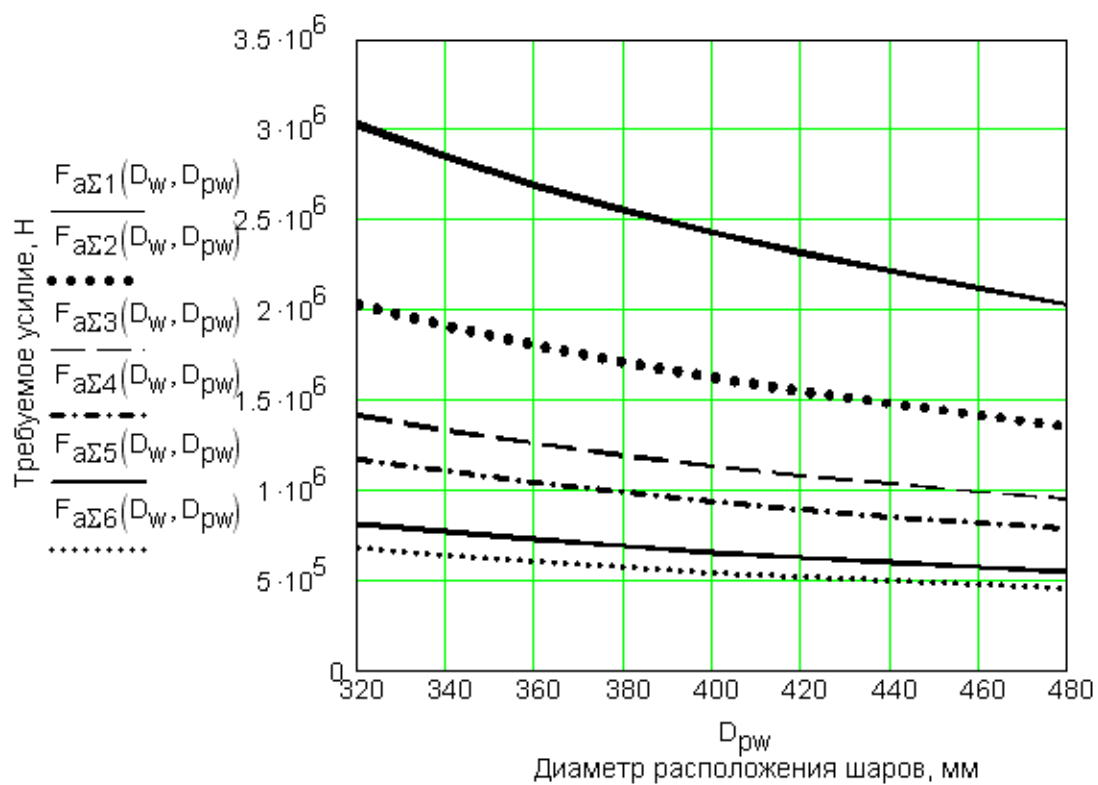


Рисунок 9. Требуемое усилие на поршне

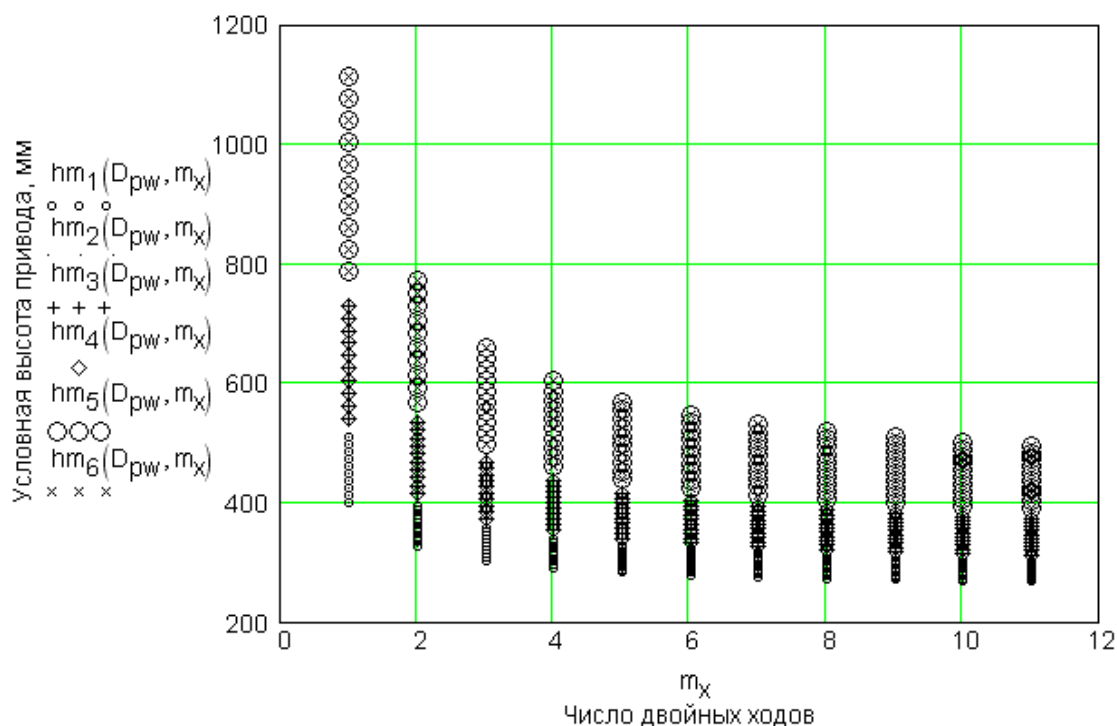


Рисунок 10. Условная высота привода в функции числа двойных ходов поршня

Параметры  $D_{п}$ ,  $V$  и  $F_{a\Sigma}$  (рис. 5, 6 и 9) зависят от диаметра шара  $D_w$  и расположения тел качения. Другие параметры зависят только от диаметра окружности  $D_{pw}$ , кроме параметра на рис. 10. На графиках зависимостей параметров от двух аргументов влияние второго параметра, диаметра шара  $D_w$  или диаметра окружности  $D_{pw}$ , прослеживается по вертикали. На рис. 7 и 10 показаны графики условной высоты привода, причем на рис. 7 изменение параметра показано при однократном ходе поршня, а на рис. 10 изменение параметра связано еще с количеством двойных ходов  $m_x$  поршня. Кривая диаметра  $D_{п}$  поршня (рис. 5) имеет экстремальный характер, что видно на кривой шестого варианта для указанного диапазона значений  $D_{pw}$ . Для других вариантов экстремум находится правее. Это связано с указанными выше конструктивными ограничениями. Кривая условного объема  $V$  привода (металлоемкости) также имеет экстремальный характер. Это позволяет принять оптимальные значения указанных параметров. Из рис. 7, 8 и 10 видно, что практически совпадают варианты 1 и 2, 3 и 4, 5 и 6. Из рис. 10 видно, что имеется возможность существенно сократить высоту привода с

увеличением числа двойных ходов  $m_x$  поршня по сравнению с приводом с однократным ходом поршня.

При выборе привода в качестве главного параметра выгоднее принимать металлоемкость привода (объем привода), а не диаметр  $D_{II}$  поршня, или высоты  $h$ ,  $h_m$ .

Для сравнения габаритов и оценки массы полноповоротного привода для крана DN 1000 мм с приводом модели MT255-2/200-S-GH фирмы Ledeen был выполнен эскизный проект привода со следующими расчетными параметрами:

1) угол давления в контакте шаров с винтовыми канавками  $\alpha = 60^\circ$ ; 2) угол подъема винтовых канавок  $\psi = 60^\circ$ ; 3) диаметр шара  $D_w = 16$  мм; 4) диаметр окружности расположения шаров  $D_{pw} = 405$  мм; 5) число двойных ходов  $m_x = 3$ .

Сравнительные габариты приводов без газо-гидравлических резервуаров, систем управления и датчиков показаны на рис. 11. Масса приводов: MT 255-2/200-S-GH – 1753 кг; полноповоротный привод – 1026 кг.

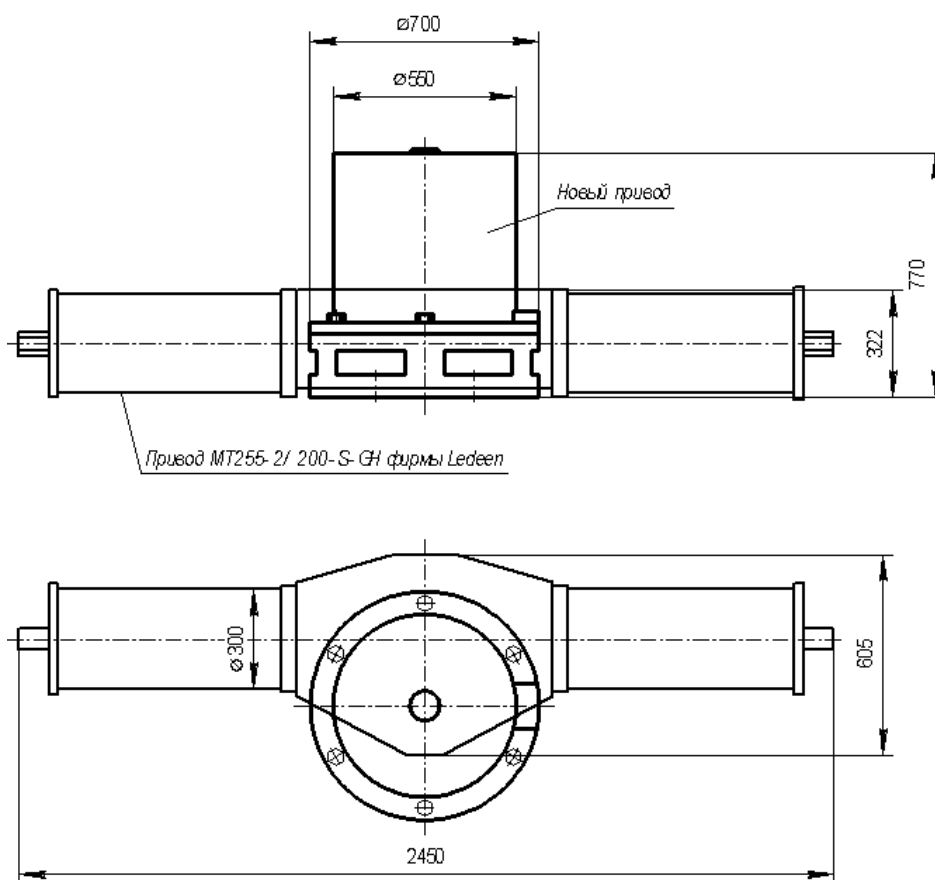


Рисунок 11. Сравнение габаритов приводов

Таким образом, полноповоротный привод, кроме того, что может уменьшить износ уплотняющих элементов шарового крана, повысить герметичность и долговечность шарового крана, обладает еще и меньшими габаритами и массой, по сравнению с известными приводами.

### Литература

1. Кутынский Я. М. Запорная арматура МГ: состояние, проблемы, пути совершенствования // Газовая промышленность. – 1998. – №10. С. 33-35.
2. Каталог приводов фирмы Ledeen – Bulletin № 91-001.
3. Каталог приводов фирмы BIFFI – BIFRM-0023-RU-0704.
4. Ромашин Р.В. Полноповоротный привод для шаровых кранов // Электронный научный журнал "Нефтегазовое дело". Уфа, 2008. 12 с.  
[http://www.ogbus.ru/authors/Romashin/Romashin\\_1.pdf](http://www.ogbus.ru/authors/Romashin/Romashin_1.pdf)