

## СИЛОВЫЕ ФАКТОРЫ В МЕХАНИЗМЕ АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВОЙ ГИДРОМАШИНЫ С НАКЛОННЫМ ДИСКОМ

*Голубчикова Е.М., студ. Андреевец Ю.А., ст. преп.*

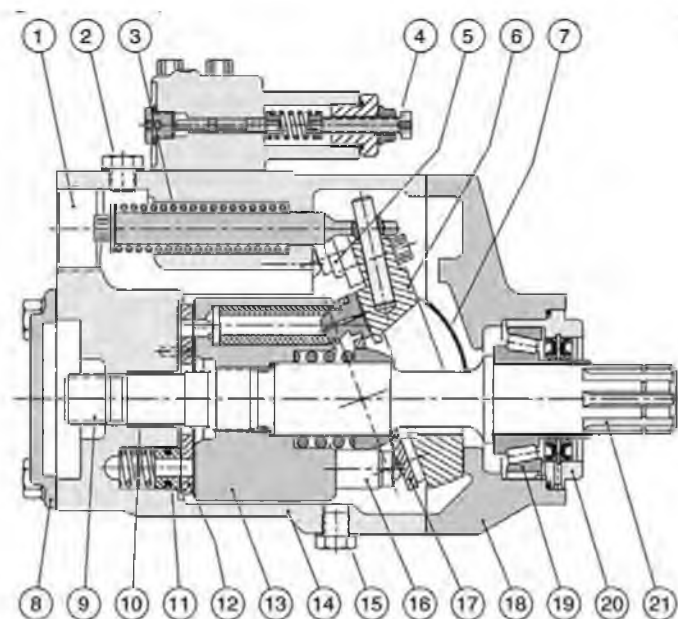
Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого,  
г. Гомель, Республика Беларусь

Реферат. В статье произведен анализ сил, действующих в аксиально-поршневом насосе с наклонным диском, произведено проектирование аксиально-поршневого регулируемого насоса типа VP1, определена геометрия основных деталей насоса, произведен расчёт действующих сил и произведено сравнение удельных давлений с допустимыми значениями.

Ключевые слова: аксиально-поршневая гидромашина, силовой анализ объёмного насоса, блок цилиндров, равнодействующая сил на поршень насоса.

При работе силы, действующие на механизм объёмной машины, возникают из-за гидростатического давления, которое зависит от внешней нагрузки. Силы, действующие на механизм любой машины, должны быть известны, в первую очередь, для того, чтобы рассчитать прочность и долговечность всех элементов, начиная от источника сил и заканчивая их замыканием на корпус машины. В современном гидромашиностроении актуальной задачей является увеличение давления при тех же габаритах, что ведёт к увеличению мощности и расширяет области применения объёмных машин, в целом, и аксиально-поршневых, в частности [1].

При рассмотрении значения и характера факторов изменения силы в механизме гидромашин объёмного действия и вопросов, связанных с определением неравномерности подачи, необходима конкретная схема конструкции машины. В качестве примера рассмотрим аксиально-поршневую гидромашину с наклонным диском типа VP1 (рис. 1) [2].



- 1 – порт всасывания; 2 – верхняя заглушка продувки; 3 – возвратная пружина; 4 – регулятор; 5 – поршень установки (один из двух); 6 – наклонная шайба; 7 – корпус подшипника; 8 – торцовая крышка; 9 – шлицы (для монтажа дополнительного насоса); 10 – втулка подшипника; 11 – прижимной плунжер; 12 – клапанная пластина; 13 – гильза цилиндра; 14 – корпус гильзы; 15 – нижняя заглушка продувки; 16 – поршень с опорным башмаком; 17 – упорная пластин; 18 – корпус подшипника; 19 – роликовый подшипник; 20 – уплотнения вала с держателем; 21 – входной вал

Рисунок 1 – Конструкция насоса VP1

При нагнетании сила давления жидкости воздействует на поршень с гидростатической опорой (рис. 2 а) и на блок цилиндров (рис. 2 б).

Отсоединим поршень вместе с гидростатической опорой от конструкции машины и приложим к нему силы, действующие на поршень со стороны отброшенного элемента:

- силу давления со стороны жидкости, действующую вдоль оси поршня

$$P = p \cdot S_{\text{п}},$$

где  $p$  – давление в данной рабочей камере – разность между давлением в камере и давлением в корпусе;  $S_{\text{п}}$  – площадь поршня;

- силу реакции  $N$  со стороны наклонного диска (рис. 2 в), линия действия которой проходит через центр сферического шарнира (точка  $a$ ) перпендикулярно поверхности наклонного диска под углом  $\gamma$  к оси поршня;

- тангенциальную силу  $T_{\text{п}}$ , действующую со стороны блока на поршень и направленную перпендикулярно его оси. Эта сила возникает в результате действия сил, распределенных по поверхности поршня в зоне взаимодействия с блоком цилиндров (рис. 2).

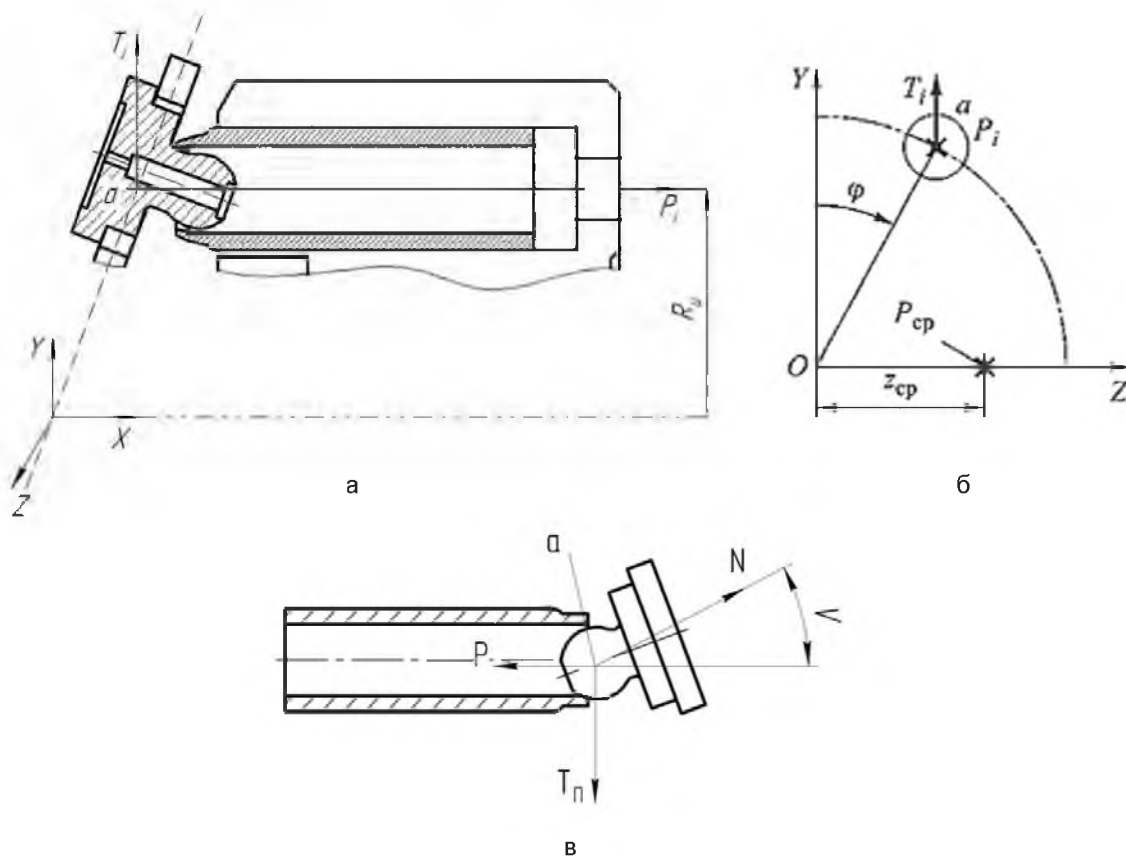


Рисунок 2 – Силы, действующие в аксиально-поршневой гидромашине с наклонным диском

Так же необходимо учитывать усилие отжима  $F_0$ , возникающее в зазоре между поверхностями подпятника и опорного поиска. Данная сила определяется из условия, что в выточке подпятника (рис. 2 а) действует рабочее давление  $p$ . В зазоре между опорной поверхностью подпятника, ограниченной диаметрами  $d_1$ ,  $d_2$  и поверхностью наклонного диска, давление распределяется линейно [1]. В этом случае усилие отжима  $F_0$

$$F_0 = S_{\text{подп}} \cdot p, S_{\text{подп}} = \frac{\pi}{12} \cdot (d_1^2 + d_2^2 + d_1 \cdot d_2),$$

где  $d_1$  и  $d_2$  – диаметры опорного пояса на гидростатической опоре.

И силу инерции подпятника с плунжером  $P_{\text{ин}}$ , которая определяется как

$$P_{\text{ин}} = \omega^2 \cdot m_{\text{п}} \cdot r \cdot \text{tgy},$$

где  $m_{II}$  – масса подпятника;  $\omega$  – угловая скорость вращения вала.

Из механики известно, что, если объект находится в равновесии под действием трёх сил, то линии их действия должны пересекаться в одной точке. Следовательно, равнодействующая  $T_{II}$  от распределенных по поверхности поршня сил должна проходить через точку  $a$ . Треугольник сил, проходящих через эту точку, должен быть замкнутым, таким образом, формулы для определения силы реакции и тангенциальной силы следующие

$$N = P / \cos\gamma, \quad T_{II} = P \cdot \operatorname{tg}\gamma.$$

Для блока цилиндров (рис. 2) ограничимся следующими силами [3]:

– действующими на дно цилиндра со стороны жидкости

$$P_i = p(\varphi_i) \cdot (S_{II} - S_{ок}),$$

где  $p(\varphi_i)$  – давление в  $i$ -й рабочей камере,  $S_{ок}$  – площадь окна в блоке, через которое рабочая камера соединяется с полостями гидромашин;

– действующими со стороны поршней

$$T_i = p(\varphi_i) \cdot S_{II} \cdot \operatorname{tg}\gamma.$$

Кроме этих сил, на блок цилиндров действуют и другие силы (силы реакции опор, силы пружин, силы инерции и силы трения). При рассмотрении равновесия блока цилиндров сила  $P_i$  рассчитывается как произведение давления на всю площадь поршня, а наличие окна учитывается при расчете равновесия сил. Сила  $T_i$  отличается от силы  $T_{II}$  только своим направлением. Силы и направление вращения блока соответствуют работе гидромашин в режиме насоса. Результирующие воздействия на блок цилиндров от указанных сил можно определить путем их суммирования по всем  $z$  рабочим камерам.

Исходные данные для проектирования аксиально-поршневого насоса с наклонным диском типа VP1 следующие: рабочий объём 45 см<sup>3</sup>; номинальное рабочее давление 35 МПа; частота вращения 2200 об/мин; объемный КПД 95 %; полный КПД 93 %.

В результате проектирования определены: угол наклона диска  $\gamma = 20,5^\circ$ ; количество рабочих камер  $z = 7$ ; масса подпятника  $m_{II} = 0,125$  кг; площадь контакта подпятника с наклонным диском  $S_{подп} = 46,2 \cdot 10^{-5}$  м<sup>2</sup>; диаметр поршня 20 мм; усилие центральной пружины  $F_{ПП} = 635$  Н, диаметры опоры  $d_1 = 0,018$  м и  $d_2 = 0,03$  м. В результате расчета определены: усилие гидравлического прижима  $N = 16815$  Н; усилие пружины на один плунжер  $F_{ПП1} = 97$  Н; усилие отжима между поверхностями подпятника и опорного поиска  $F_o = 16163$  Н; сила инерции  $P_{ин} = 89$  Н.

Для минимизации утечек по подвижным стыкам насоса должно выполняться условие: максимальные удельные давления в стыке не должны превышать допустимых значений при ходе нагнетания  $[\sigma_{II}] = 2,5\text{--}3,0$  МПа [3]. Удельное давление  $\sigma_{II}$  на торцевой поверхности подпятника при ходе нагнетания плунжеров определяется по следующему соотношению

$$\sigma_{II} = \frac{N - F_o + F_{ПП1} + P_{ин}}{S_{подп}}.$$

Расчётное удельное давление  $\sigma_{II}$  на торцевой поверхности для заданных условий составляет 1,82 МПа, что не превышает допустимых значений, следовательно силовые факторы при расчёте аксиально-поршневого насоса определены верно и геометрия деталей соответствует реальной.

#### Список использованных источников

1. Андреевец, Ю. А., Михневич, А. В. Анализ динамики распределительных узлов аксиально-поршневых гидромашин при высоких давлениях // Вестник ГГТУ им. П. О. Сухого. – 2002. – № 3–4. – С. 5–7.
2. Каталог аксиально-поршневых насосов [Электронный ресурс]. – Режим доступа : [https://www.parker.com/content/dam/Parkercom/Literature/PMDE/Catalogs/Truck\\_Hydraulics/MSG30-8220\\_UK.pdf](https://www.parker.com/content/dam/Parkercom/Literature/PMDE/Catalogs/Truck_Hydraulics/MSG30-8220_UK.pdf). – Дата доступа: 24.11.2023.
3. Башта, Т. М. Объёмные гидравлические приводы / Т. М. Башта [и др.]. – М. : Машиностроение, 1969. – 512 с.