

## ДРОССЕЛЬНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ СКОРОСТИ ОПУСКАНИЯ СТРЕЛЫ ГРУЗОПОДЪЕМНОГО МЕХАНИЗМА.

Иванов И. А.,

научный руководитель доцент канд. техн. наук Мельников В. Г.

*Сибирский федеральный университет*

Рассматривается вопрос дроссельного регулирования скорости опускания стрелы грузоподъемного механизма под действием груза и приведенных к его центру массы весов всех подвижных элементов системы с целью установления оптимального диаметра дроссельного отверстия в зависимости от грузоподъемности, подачи насоса, параметров гидроцилиндра стрелы и кинематической схемы грузоподъемного механизма.

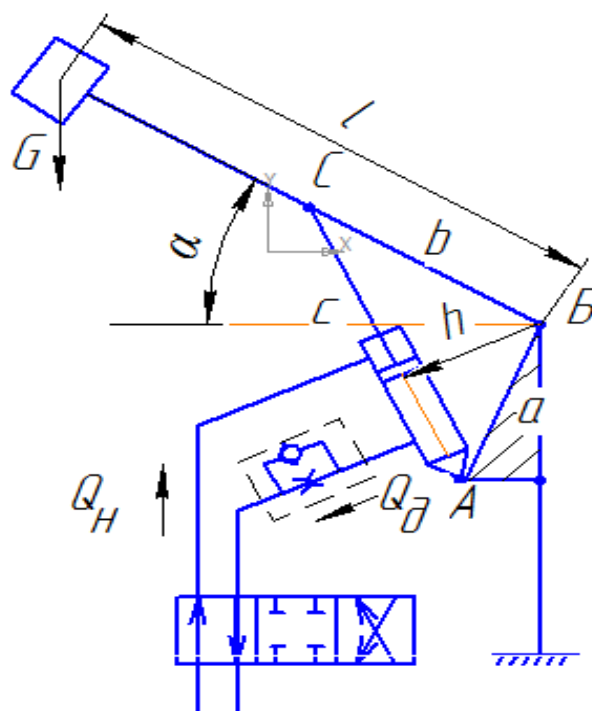


Рисунок 1.

При опускании стрелы рабочая жидкость от насоса через гидрораспределитель подается в штоковую полость гидроцилиндра, а из поршневой, через дроссель, идет на слив в бак. Дроссель создает в сливной магистрали сопротивление и ограничивает скорость опускания грузоподъемного механизма.

Оптимальная скорость опускания поршня гидроцилиндра, при которой обеспечивается неразрывность потока рабочей жидкости в штоковой полости гидроцилиндра:

$$v_{\text{п}} = \frac{Q_{\text{н}}}{S_{\text{ш}}}, \quad (1)$$

где:  $v_{\text{п}}$  – скорость поршня;  $Q_{\text{н}}$  – подача насоса;  $S_{\text{ш}}$  – штоковая площадь гидроцилиндра. При этом расход рабочей жидкости из поршневой полости через дроссель:

$$Q_{\text{д}} = v_{\text{п}} \cdot S_{\text{п}}, \quad (2)$$

$$Q_d = \frac{Q_n \cdot S_n}{S_{ш}}, \quad (3)$$

$$Q_d = Q_n \cdot \psi, \quad (4)$$

где  $Q_d$  – объем рабочей жидкости вытесняемый поршнем через дроссель;  $S_n$  – площадь поршня гидроцилиндра;  $\psi$  – отношение площади поршневой полости к площади штоковой полости.

Расход через дроссель определяется из выражения:

$$Q_d = \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}, \quad (5)$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода;  $f$  – площадь отверстия дросселя;  $\Delta P$  – перепад давления.

Перепад давления определяется из выражения:

$$\Delta P = P^n - P^3, \quad (6)$$

где  $P^n$  – давление перед дросселем;  $P^3$  – давление за дросселем.

Давление  $P^n$  в поршневой полости гидроцилиндра и перед дросселем зависит от длины стрелы  $l$ , угла наклона стрелы  $\alpha$ , приведенного веса  $G$  и плеча  $h$  (перпендикуляр к оси гидроцилиндра, проходящий через ось вращения стрелы) и диаметра поршня гидроцилиндра  $S_n$ .

Плечо  $h$  определяется из треугольника АВС, где длины сторон «а» и «b» величины постоянные, а сторона «с» – переменная и зависит от хода штока гидроцилиндра и для каждого положения может быть определена графически из кинематической схемы механизма подъема стрелы.

Давление, создаваемое грузом и приведенным весами подвижных элементов, без учета сил трения в гидроцилиндре и шарнирах системы:

$$P^n = \frac{G \cdot l \cdot \cos \alpha}{S_n \cdot h}, \quad (7)$$

Плечо  $h$  определяется из полупериметра треугольника АВС:

$$h = \frac{2 \cdot \sqrt{P \cdot (P - a) \cdot (P - b) \cdot (P - c)}}{c}, \quad (8)$$

где:  $P$  – полупериметр стороны треугольника АВС.

$$P = \frac{a + b + c}{2}, \quad (9)$$

Значение  $h$  из (8) подставляем в (7) получим:

$$P^n = \frac{G \cdot l \cdot \cos \alpha \cdot c}{S_n \cdot 2 \cdot \sqrt{P \cdot (P - a) \cdot (P - b) \cdot (P - c)}}, \quad (10)$$

Формулу (10) можно привести к виду:

$$P^{\text{II}} = \frac{G}{S_{\text{II}}} \cdot i, \quad (11)$$

где:  $i$  – передаточное число механизма подъема (опускания) стрелы.

$$i = \frac{l \cdot \cos \alpha}{h} = \frac{l \cdot \cos \alpha \cdot c}{2 \cdot \sqrt{P \cdot (P - a) \cdot (P - b) \cdot (P - c)}}, \quad (12)$$

Давление за дросселем  $P^3$  определяется суммированием потерь напора по длине и местных потерь каждого элемента гидросистемы:

$$P^3 = \sum_1^k \left( \lambda_i \cdot \frac{l_i}{d_i} + \xi_i \right) \cdot \frac{v_i^2}{2} \cdot \rho + d \cdot \frac{v_k^2}{2} \cdot \rho = D, \quad (13)$$

где:  $v_i$  – средняя скорость потока в каждом участке;  $\xi_i$  и  $l_i$  – коэффициенты сопротивления трения и местных сопротивлений на каждом участке;  $v_k$  – средняя скорость потока на выходе в бак;  $\alpha$  – коэффициент кинетической энергии.

В уравнение (6) подставим значения  $P^{\text{II}}$  и  $P^3$  из (11) и (13) получим:

$$\Delta P = \frac{G}{S_{\text{II}}} \cdot i - D, \quad (14)$$

В уравнении (5) произведем замены  $\Delta P$  (14) и  $Q_d$  (2), получим следующее выражение:

$$Q_{\text{H}} \cdot \psi = \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \left( \frac{G}{S_{\text{II}}} \cdot i - D \right)}{\rho}}, \quad (15)$$

Коэффициент расхода для малого круглого отверстия с острой кромкой для значений  $Re$   $1.5 \cdot 10^4 \dots 10^6$  можно принимать равным  $\mu=0,6$  [2]. После соответствующих преобразований находим диаметр отверстия  $d$ :

$$d = \frac{\sqrt{Q_{\text{H}} \cdot \psi}}{\sqrt[4]{\frac{\left( \frac{G}{S_{\text{II}}} \cdot i - D \right)}{\rho}}} \quad (16)$$

Выводы:

1. Уравнение (16) позволяет установить взаимосвязь диаметра дроссельного отверстия, подачи насоса, грузопъемности, передаточного числа механизма, потерь давления за дросселем и на стадии проектирования выбирать оптимальное значение параметров гидропривода и кинематическую схему опускания стрелы грузоподъемного механизма.
2. При проектировании кинематической схемы гидропривода механизма опускания стрелы желательно обеспечить постоянное передаточное число

$i$ , тогда давление перед дросселем  $P^H$  и диаметр отверстия дросселя  $d$  будет постоянными величинами.

Список литературы:

1. Бошта Т. М. и др. Объемные гидравлические приводы. М., Машиностроение, 1968, 628 с.
2. Бугаев Д. А. и др. Сборник задач по машиностроительной гидравлики. М., Машиностроение, 1972, 472 с.