**Министерство образования РФ**

#### Дисциплина: Гидропневмопривод

## Курсовая работа

#### Тема: Проектирование гидропривода к сверлильному станку для выполнения автоматического цикла движений

**Содержание**

1. Определение основных параметров исполнительных гидродвигателей и выбор их типоразмеров
   1. Выбор исполнительного гидродвигателя для обеспечения вертикальной подачи сверлильной головки.
   2. Выбор исполнительного гидродвигателя для обеспечения поворота стола на котором установлена деталь.
   3. Выбор исполнительного гидродвигателя для обеспечения фиксации стола.
2. Проектирование принципиальной гидравлической схемы.
   1. Выбор схемы установки дросселя.
   2. Определение количества дросселей и регуляторов расхода.
   3. Выбор схем разветвления потоков и определение общего вида гидросхемы.
3. Определение основных параметров гидросистемы и выбор оборудования.
   1. Расчет подачи масла в исполнительные гидродвигатели.
   2. Расчет сил трения.
   3. Расчет давлений в гидросистеме.
   4. Выбор гидроаппаратов и определение потерь давлений.
4. **Определение основных параметров исполнительных гидродвигателей и выбор их типоразмеров**

В качестве исполнительных гидродвигателей (ГД) могут быть использованы: гидроцилиндры (Ц), гидромоторы (М), и поворотные гидравлические двигатели (Д).

Количество выбранных ГД равно числу движений, указанных в задании на курсовое проектирование.

В курсовой работе требуется обеспечить три различных движения:

* Вертикальная подача сверлильной головки (ВСГ)
* Поворот стола на котором установлена деталь (ПС)
* Фиксация стола (Ф)
  1. . Выбор исполнительного гидродвигателя для обеспечения вертикальной подачи сверлильной головки

В качестве исполнительного ГД для обеспечения данного типа движения предпочтительными являются гидроцилиндры. Но по заданию требуется обеспечить значительную длину перемещения рабочего органа (1550 мм.). При таких перемещениях длина хода Ц определяет зону неустойчивого движения. Поэтому в качестве исполнительного двигателя выбираем гидромотор.

Крутящий момент на валу:

 Н⋅м

где: К1=1.2 – коэффициент запаса по нагрузке;

R – технологическая нагрузка, Н;

d2=30÷35 – средний диаметр ходового винта, мм;

λ – угол подъема резьбы ходового винта;

ρ – угол трения.

R=R±mпчgsin(β)=16000+360\*sin 90º=19531,6 Н.





Минимальная частота вращения ходового винта:

об/мин

Максимальная частота вращения ходового винта:

об/мин

Сопоставляя рассчитанные величины с паспортными данными выбираем гидромотор типа Г15-23Н со следующими характеристиками:

* Рабочий объем: V=40 см3
* Номинальный расход масла: Q=38.4 л/мин
* Номинальный крутящий момент на валу: Мном=33.3 Н·м
* Номинальное давление на входе мотора: Рном=6.3 Мпа
* Номинальная частота вращения вала: nном=960 об/мин
* Максимальная частота вращения вала: nmax=1800 об/мин
* Минимальная частота вращения вала: nmin=20 об/мин

Из-за того, что минимальная частота вращения ходового винта значительно меньше минимальной частоты вращения вала гидромотора, возникает необходимость применения понижающего редуктора. Вал гидромотора через муфту соединяется с редуктором, выходной вал которого напрямую соединяется с ходовым винтом.

Расчетное передаточное число редуктора определяется по формуле:



###### Это передаточное число округляется в большую сторону до значения из стандартного ряда. Принимаем u=6,3

Гидромотор и редуктор подобраны верно если выполняются следующие условия:







1.2. Выбор исполнительного гидродвигателя для обеспечения поворота стола на котором установлена деталь

В тех случаях, когда рабочий орган станка (в нашем случае это стол) совершает поворот сначала в одну сторону а затем в противоположную, целесообразно использовать поворотные гидродвигатели (Д).

Исходными данными для их выбора являются:

* Н·м – крутящий момент, необходимый для обеспечения поворотного движения;
* c-1 – максимальная угловая скорость вращения;
*  - максимальный угол поворота.

Выбираем поворотный гидродвигатель ДПГ63 имеющий следующие характеристики:

* Рабочий объем на угол поворота 270º: V=200 см3
* Расход масла при максимальной скорости поворота: Q=6.3 л/мин
* Номинальный крутящий момент: Мном=630 Н·м
* Номинальное давление нагнетания: Рном=16 Мпа
* Максимальное давление нагнетания: Рmax=20 Мпа
* Максимальная угловая скорость поворота: ωДmax=3.14c-1

1.3. Выбор исполнительного гидродвигателя для обеспечения фиксации стола

Для фиксации стола будем использовать гидроцилиндр. Для этого необходимо определить расчетный диаметр поршня:

мм

Округляем расчетный диаметр до стандартного значения: Dp=63 мм.

Проверяем выполнение следующего условия:

л/мин

По заданию необходимо обеспечить ход 9 мм. Выбираем стандартное значение хода S=10 мм.

Выбираем гидроцилиндр со следующими характеристиками:

* - диаметр цилиндра;
* - диаметр штока;
* - ход поршня.

1. Проектирование принципиальной гидравлической схемы

Перед составлением схемы необходимо выбрать способ регулирования скорости выходных звеньев гидродвигателей. В курсовой работе используется дроссельный способ управления, заключающийся в создании гидравлического сопротивления потоку жидкости, путем изменения проходного сечения.

Схема проектируется на основе имеющихся циклограмм движения рабочих органов станка.

2.1. Выбор схемы установки дросселя

В данном случае целесообразно использовать схемы установки дросселя на входе гидродвигателя. Такая схема позволяет обеспечить более высокий к. п. д.

2.2. Определение количества дросселей и регуляторов расхода

Количество дросселей и регуляторов расхода выбирается отдельно для каждого гидродвигателя, по циклограммам движения рабочих органов станка. Для быстрых перемещений используются дроссели, а для рабочих подач – регуляторы расхода.

2.2.1.Для движения L1 (гидромотор):

Рабочий орган станка совершает движение по следующему циклу: стоп (С)→быстро вперед (БВ) →рабочая подача со скоростью 1 (РП1) →быстро назад (БН)→стоп (С) → рабочая подача со скоростью 2 (РП2) → быстро назад (БН)→стоп в течении времени между циклами (ВМЦ).

Объединяем движения по группам. Первой группе соответствуют быстрые перемещения – БВ и БН, второй группе – рабочая подача РП. По таблице 2.1 [1, с.21] находим необходимое количество дросселей и регуляторов расхода для каждой из групп:

* Первая группа: необходимое количество дросселей – 1
* Вторая группа: необходимое количество регуляторов расхода – 1

Таким образом, общее количество аппаратов:

* Дроссели……………………………………………….1 шт.;
* Регуляторы расхода…………………………………...1 шт.

2.2.2.Для движения L2 (поворотный гидродвигатель):

Рабочий орган станка совершает движение по следующему циклу: стоп (С)→быстро вперед (БВ) →стоп (С) →быстро назад (БН)→стоп (С).

Объединяем движения по группам. Первой группе соответствуют быстрые перемещения – БВ и БН. По таблице 2.1 [1, с.21] находим необходимое количество дросселей и регуляторов расхода для каждой из групп:

* Первая группа: необходимое количество дросселей – 1

Таким образом, общее количество аппаратов:

* Дроссели……………………………………………….1 шт.

2.2.3.Для движения L3 (односторонний гидроцилиндр с пружинным возвратом):

Рабочий орган станка совершает движение по следующему циклу: отжим (О)→стоп (С)→зажим (З)→стоп (С)→ отжим (О)→стоп (С)→зажим (З)→стоп (С).

Объединяем движения по группам. Первой группе соответствуют движения – О и З. По таблице 2.1 [1, с.21] находим необходимое количество дросселей и регуляторов расхода для каждой из групп:

* Первая группа: необходимое количество дросселей – 2

Таким образом, общее количество аппаратов:

* Дроссели……………………………………………….2 шт.

Итак, в гидравлической схеме понадобится:

* Дроссели……………………………………………….4 шт.;
* Регуляторы расхода………………………………….1 шт.
  1. Выбор схем разветвления потоков и определение общего вида гидросхемы

Принцип работы гидропривода, собранного по составленной гидравлической схеме достаточно прост: масло проходит через определенный настроенный дросселирующий аппарат и поступает в напорную полость соответствующего гидродвигателя. В это же время масло из сливной полости вытесняется и поступает на слив, в масляный бак.

Различные участки циклограммы показывают, что масло, в течении цикла, должно направляться по различным трубопроводам, проходить через различные дросселирующие аппараты и поступать к гидродвигателю. Таким образом, гидравлическая схема строится на основе разветвления потоков. Этот принцип позволяет достигнуть инвариантности направления потоков.

**2.3.1. Для движения L1 (гидромотор):**

Необходимое количество дросселирующих аппаратов уже определено ранее: дросселей – 1 шт., регуляторов расхода – 1 шт.

Покажем путь масла от напорной линии (поз. 1) до сливной (поз. 8) для каждого из участков циклограммы.

Участок 1, 2, 3 (С – стоп): масло к гидромотору не поступает.

Участок 4 (БВ – быстро вперед): 1 – Р1 – 4 – ДР – 3 – РП (через КО) – 2 – Р1 – 5 – Р2 – 6 – М – 7 – Р2 – 8.

Участок 5 (РП – рабочая подача): 1 – Р1 – 2 – РП – 3 – ДР (через КО) – 4 – Р1 – 5 – Р2 – 6 – М – 7 – Р2 – 8.

Участок 6 (БН – быстро назад): 1 – Р1 – 4 – ДР – 3 – РП (через КО) – 2 – Р1 – 5 – Р2 – 7 – М – 6 – Р2 – 8.

Участок 7,8 (С – стоп): масло к гидромотору не поступает.

Участок 9 (РП – рабочая подача): 1 – Р1 – 2 – РП – 3 – ДР (через КО) – 4 – Р1 – 5 – Р2 – 6 – М – 7 – Р2 – 8.

Участок 10 (БН – быстро назад): 1 – Р1 – 4 – ДР – 3 – РП (через КО) – 2 – Р1 – 5 – Р2 – 7 – М – 6 – Р2 – 8.

Участок 11 (ВМЦ – время между циклами): масло к гидромотору не поступает.



Рис. 1. Принципиальная гидравлическая схема привода рабочего органа станка для осуществления вертикальной подачи сверлильной головки.

**2.3.2. Для движения L2 (поворотный гидродвигатель):**

Необходимое количество дросселирующих аппаратов уже определено ранее: дросселей – 1 шт.

Покажем путь масла от напорной линии (поз. 1) до сливной (поз. 5) для каждого из участков циклограммы.

Участок 1 (С – стоп): масло к гидродвигателю не поступает.

Участок 2 (БВ – быстро вперед): 1 – ДР – 2 – Р – 3 – Д – 4 – Р – 5.

Участок 3, 4, 5, 6 (С – стоп): масло к гидродвигателю не поступает.

Участок 7 (БН – быстро назад): 1 – ДР – 2 – Р – 4 – Д – 3 – Р – 5.

Участок 8, 9, 10, 11 (С – стоп): масло к гидродвигателю не поступает.



Рис. 2. Принципиальная гидравлическая схема привода рабочего органа станка для осуществления поворота стола.

**2.3.3. Для движения L3 (гидроцилиндр односторонний с пружинным возвратом):**

Необходимое количество дросселирующих аппаратов уже определено ранее: дросселей – 1 шт.

Покажем путь масла от напорной линии (поз. 1) до сливной (поз. 4) для каждого из участков циклограммы.

Участок 1 (О – отжим): Ц (возвратная пружина) – 3 – Р – 4.

Участок 2 (С – стоп): давление выравнивается с атмосферным.

Участок 3 (З – зажим): 1 – ДР – 2 – Р – 3 – Ц.

Участок 4, 5 (С – стоп): давление поддерживается максимальным.

Участок 6 (О – отжим): Ц (возвратная пружина) – 3 – Р – 4.

Участок 7 (С – стоп): давление выравнивается с атмосферным.

Участок 8 (З – зажим): 1 – ДР – 2 – Р – 3 – Ц.

Участок 9, 10, 11 (С – стоп): давление поддерживается максимальным.



Рис. 3. Принципиальная гидравлическая схема привода рабочего органа станка для осуществления фиксации стола.



Рис. 4. Принципиальная гидравлическая схема.

1. **Определение основных параметров гидросистемы и выбор оборудования**

**3.1. Расчет подачи масла в исполнительные гидродвигатели**

Расчет подачи масла необходим для определения типоразмеров гидроаппаратуры управления, трубопроводов и насосной установки, а также для настройки аппаратов.

Подача масла рассчитывается по каждому участку циклограммы движения, отдельно для каждого гидродвигателя. Исходными данными для расчетов являются: линейная скорость движения рабочего органа станка (угловая) и площадь поршня (рабочий объем).

**3.1.1. Расчет подачи масла для гидромотора (ВСГ):**

Подача масла определяется по формуле:

л/мин.

где: V0 – рабочий объем гидроматора, см3;

Vi – линейная скорость движения рабочего органа станка, мм/мин;

u – передаточное число редуктора;

S – шаг ходового винта, мм.

л/мин.

л/мин.

**3.1.2. Расчет подачи масла для гидродвигателя (ПС):**

Подача масла определяется по формуле:

л/мин.

где: QДmax – расход масла при максимальной скорости поворота, л/мин;

ωi – угловая частота вращения рабочего органа станка, с-1;

**3.1.3. Расчет подачи масла для гидроцилиндра (Ф):**

Подача масла определяется по формуле:

л/мин.

где: Fнi – площадь поршня в напорной линии, мм2;

Vi – линейная скорость движения рабочего органа станка, мм/мин;

По полученным значениям строим циклограммы подачи масла, сначала отдельно для каждого гидродвигателя, затем суммарную.







Рис. 5. Циклограммы подачи масла.

**3.2. Расчет сил трения**

Расчет сил трения необходим для последующего уточненного расчета давлений в гидросистеме. Давление, наряду с расходом жидкости, являются основными параметрами, позволяющими осуществить рациональный выбор гидрооборудования, в т. ч. насосной установки.

**3.2.1. Расчет сил трения привода вертикальной подачи сверлильной головки**

Для осуществления вертикальной подачи сверлильной головки (поступательное перемещение) применяется гидромотор Г15-23Н. В данном случае силы трения учитываются только в направляющих станка. Силу трения можно определить по формуле:



где: μ – коэффициент трения; при страгивании μ=0,2; при рабочей подаче

μ=0,10-0,15; при холостом ходе μ=0,8-0,12;

N – сила, действующая по нормали к направляющим, Н.



Рис. 5. Расчетная схема привода сверлильной головки вертикально-сверлильного станка по средствам передачи «винт-гайка».

 Н.

 Н.

**3.2.2. Расчет сил трения привода фиксации стола**

Для осуществления фиксации стола (поступательное перемещение) применяется гидроцилиндр.

При использовании гидроцилиндра силы трения возникают:

* В уплотнении, между поршнем и гильзой цилиндра;
* В уплотнении, между штоком и поршнем;
* В направляющих рабочего органа станка.

Сила трения в уплотнении определяется по формуле:

 Н.



Рис. 6. Расчетная схема привода фиксации стола.

 Н.

Н.

Н.

* 1. **Расчет давлений в гидросистеме**

Для выбора гидроаппаратуры и насосной установки и оценки энергетических характеристик необходимо уточнить значения предварительно выбранного давления в напорной линии, в зависимости от фактических условий.

Величина настройки предохранительного клапана в гидросистеме:



где: ΔрR- потери давления на преодоление только полезной нагрузки, Мпа;

ΔрТ, ΔрG - потери давления, соответственно, на преодоление сил трения и веса подвижных частей, Мпа;

ΔрС- потери давления, обусловленные наличием в сливной линии подпорного клапана (0,3÷0,5 Мпа);

FС- площадь поршня со стороны сливной линии, мм2;

КЛ- коэффициент, учитывающий потери давления в напорной и сливной линиях.

Расчеты по этой формуле производим рассматривая каждый участок для отдельных видов движения рабочего органа.

Для движения L1:

 Мпа

 Мпа

 Мпа

 МПа

 МПа

 МПа

 Мпа

 Мпа

 МПа

 МПа

 Мпа

Для движения L2:

 Мпа

 МПа

 Мпа

 Мпа

 Мпа

 Мпа

 МПа

 Мпа

 Мпа

 Мпа

 Мпа

Для движения L3:

 Мпа

 Мпа

 МПа

 Мпа

 Мпа

 Мпа

 Мпа

 МПа

 Мпа

 Мпа

 Мпа

По полученным значениям строим циклограммы давления масла, сначала отдельно для каждого гидродвигателя, затем суммарную.









Рис. 6. Циклограммы давления масла.

* 1. **Выбор гидроаппаратов и определение потерь давлений**
     1. **Выбор гидроаппаратов управления, трубопроводов и соединений**

Типоразмер аппаратов выбирается исходя из разработанной принципиальной схемы (рис. 4) по максимальному расходу масла, проходящего через него и максимальному давлению в гидросистеме.

Расход через аппарат определяется по циклограмме подач масла того элемента цикла, для обеспечения которого он включен.

Данные о выбранных гидроаппаратах сводим в таблицу в виде условных обозначений.

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Поз. | Обозначение | Наименование | Кол. | Примеч. |
| НУ |  | Насосная установка | 1 |  |
| М | Г15-23Н | Гидромотор | 1 |  |
| Д | ДПГ 63 | Гидродвигатель | 1 |  |
| Р1 | ВЕ10.573/ОФ.Г24.  НМУХЛ4 | Гидрораспределитель | 1 |  |
| Р2, Р5 | ВЕ6.574А/ ОФ.Г24.  НМУХЛ4 | Гидрораспределитель | 2 |  |
| Р3, Р4 | ВЕ10.44/ОФ.Г24.  НМУХЛ4 | Гидрораспределитель | 2 |  |
| ДР1 | ДК-С32 | Дроссель с обратным клапаном | 1 |  |
| ДР2,  ДР3 | ПГ77-12 | Дроссель | 1 |  |
| РП1 | МПГ55-34 | Регулятор расхода с обратным  клапаном | 1 |  |
| 1-11,  19-21 | Труба  12×1×14000 ГОСТ 8743-75  В20 ГОСТ 8733-87 | Трубопровод | 14  м | Общая  длина |
| 12-18 | Труба  8×1×6000 ГОСТ 8743-75  В20 ГОСТ 8733-87 | Трубопровод | 6  м | Общая  Длина |
| 24,38,  39 | Соединение 2-12-К3/8 ОСТ Г93-10-78 | Соединение тройниковое концевое | 3 |  |
| 40,42 | Соединение 2-12-К3/8 ОСТ Г93-9-78 | Соединение тройниковое проходное | 2 |  |
| 22,23,  25-37,  41,  43-51 | Соединение 2-12-К3/8 ОСТ Г93-4-78 | Соединение концевое | 23 |  |

Внутренний диаметр трубопровода рассчитывается по формуле:

 , мм.

Где: Q- максимальный расход масла для каждого отдельного трубопровода, л/мин;

vм- скорость потока жидкости в трубопроводе, м/с.

Минимально допустимая толщина стенки трубопровода:

 , мм

где: р- давление в трубопроводе, Мпа;

σвр- предел прочности на растяжение материала трубопровода, Мпа;

Кб- коэффициент безопасности (3÷6)

 мм.

 мм.

 мм.

 мм.

 мм.

 мм.