# Содержание

Введение

1. Описание шлифовального станка модели ЗУ131М и его функциональное назначение

2. Описание гидравлической схемы шлифовального станка модели ЗУ131М 6

3. Выбор и обоснование номинального давления в гидросистеме привода, выбор рабочей жидкости

4. Определение основных параметров гидродвигателей и их выбор

5. Выбор гидроаппаратов управления и регулирования

6. Выбор трубопроводов

7.Определение основных параметров и выбор силового насоса

8.Определение к.п.д. гидропривода

9. Приближенный расчет теплового режима гидропривода.

Приложение

Список литературы

# Введение

Применение гидропривода в станкостроении позволяет существенно упростить кинематику станков, снизить их металлоемкость, повысить точность и надежность работы, а также уровень автоматизации производственного процесса.

Широкое использование гидроприводов в станкостроении определяется рядом их существенных преимуществ и, прежде всего возможностью получения больших усилий и мощностей при небольших размерах гидродвигателей. Применение гидроприводов обусловлено также следующими основными факторами:

-простота осуществления линейных перемещений механизмов с помощью гидроцилиндров, простота преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное;

-малые габариты и малая инертность, динамические характеристики;

-малая удельная масса, т.е. масса гидропривода, отнесенная к передаваемой мощности;

-возможность бесступенчатого регулирования скорости движения исполнительного механизма;

-высокая надежность гидрооборудывания при длительной работе;

-достаточно высокое значение КПД, повышенная жесткость и долговечность.

Перечисленные преимущества гидропривода обуславливают его дальнейшее совершенствование и развитие по пути повышения эффективности и надежности станков и автоматических линий.

Основными элементами объемного гидропривода являются объемные гидромашины, гидроаппаратура, гидролинии и вспомогательные устройства. Объемный гидродвигатель (силовой гидроцилиндр, гидромотор) является потребителем энергии, он преобразует энергию жидкости в механическую энергию выходного звена гидропривода. Объемный насос служит источником энергии рабочей жидкости. Гидроаппаратура состоит из устройств, осуществляющих управление гидропривода, выполняя распределительные и регулирующие функции. Гидролинии - это трубопроводы и каналы, связывающие отдельные элементы гидропривода. Вспомогательные устройства объединяют различные кондиционеры рабочей жидкости, обеспечивающие ее качественное состояние. К этим устройствам относятся гидропреобразователи, аккумуляторы, фильтры, теплообменники, емкости.

Курсовая работа по курсу гидропривод и гидропневмоавтоматика заключается в проектировании и расчете комплексного гидропривода 1-48-3У131, предназначенного для питания гидросистемы и дистанционного управления движением гидрофицированных органов плоскошлифовального станка с прямоугольным столом 3У131.

**1. Описание шлифовального станка модели ЗУ131М и его функциональное назначение**

Предназначен для наружного и внутреннего шлифования цилиндрических, конических и фасонных поверхностей, а также плоских фланцевых поверхностей в условиях единичного и мелкосерийного производства. Изготовитель: Лубенский станкостроительный завод "ШлифВерст", ОАО, 1986 г.в.

# 2. Описание гидравлической схемы шлифовального станка модели ЗУ131М

Гидросистема станка предназначена для обеспечения следующих функций:

1. Перемещение стола с рабочей скоростью правки.

2. Блокировка механизма ручного перемещения стола.

3. Перегон стола.

4. Подвод и отвод шлифовальной бабки.

5. Отвод пиноли задней бабки.

6. Периодические подачи при реверсах стола.

7. Переключение муфты механизма подач при установочном перегоне шлифовальной бабки.

Насосная установка и большая часть аппаратуры управления вынесены в отдельно стоящую гидростанину. Маркировка гидроаппаратов гидростанции 1-48-3У131 выполнена в соответствии с гидросхемой на указанную станцию. Гидропанель реверса стола, кран подачи, кран управления и дроссели, регулирующие скорость перемещения стола, размещены в окне передней стенки станины.

Насосная установка состоит из сдвоенного лопастного насоса 3(1) и 3(2). Меньший насос 3(2) включен в систему постоянно; больший насос 3(1) обычно разгружен на слив через стоповой золотник 31 гидропанели и подключается в систему только при включении перемещения стола. Обратные клапаны 6 и 12 предохраняют систему от инерционной разрядки при выключении гидропривода.

В качестве предохранительных клапанов используются напорные золотники 11 и 10; слив из последнего соединяется с магистралью подачи масла от насоса 3(2). Фильтрация всего масла осуществляется фильтром 7(2), фильтрация от насоса 3(1) фильтром 7(1).

Включение перемещения стола, быстрого подвода и отвода шлифовальной бабки и перегона стола производится одной рукояткой 21.

Пуск гидравлического перемещения стола для осуществления цикла шлифования производится при подведённой шлифовальной бабке наклоном рукоятки управления 21 вправо. При этом масло от насосной установки через среднее сечение крана 20 проходит к цилиндру отключения механизма ручного перемещения стола 17. После отключения этого механизма масло через точку 83 поступает под торец стопового золотника 31 и перемещает его в лево (по схеме). В зависимости от положения золотника 33 масло поступает в правую или левую полость цилиндра перемещения стола 25. Из противоположной полости этого цилиндра масло вытесняется на слив через каналы гидропанели, правое сечение крана 20, дросселя 36.

Скорость перемещения стола при шлифовании определяется настройками дросселя 35.

Для правки шлифовального круга рукоятку управления 21 необходимо наклонить влево. Слив масла из нерабочей полости гидроцилиндра происходит через каналы гидропанели, правое сечение крана 20, дроссель правки 36.

Скорость перемещения стола при правке определяется настройкой дросселя 36.

Включение гидравлического перемещения стола производится возвратом рукоятки управления в вертикальное положение. При этом среднее сечение крана 20 соединит точку 105 стопового золотника 31 через обратный клапан 19 со сливом по линии 50-101.

Пружина стопового золотника возвращает последний в правое положение. Полости гидроцилиндра 25 через проточки золотника 31соединяются между собой и сливом по линии 106-88.

При этом насос 3(1) разгружается, давление разгрузки равно 0,3…0,5 МПа, благодаря чему не происходит подсос воздуха в гидроцилиндр.

Одновременно цилиндр блокировки механизма ручного перемещения стола сообщается со сливом по линии 82-58-60-101, вследствие чего муфта этого механизма будет включена пружиной и станет возможным перемещение стола поворотом маховика.

При перемещении золотника 32, в крайних положениях стола, через упоры стола, рычаг реверса 34, масло поступает к правом или левому торцу реверсивного золотника 33 и перемещает его соответственно в крайнее правое или левое положение.

Вследствие этого полости гидроцилиндра перемещения стола 25 попеременно соединяются с давлением и сливом, что приводит к автоматическому изменению направления движения стола. Длина хода стола определяется положением упоров реверса.

При помощи дросселей 29 и 30 осуществляется регулировка задержки стола при реверсах, а при помощи дросселей 27 и 28 регулировка плавности разгона стола после реверса. Рычаг реверса 34 можно опустить, чтобы он мог пройти под упорами стола. Это даст возможность перегонять стол в зону правки, не нарушая установки упоров реверса. На станке предусмотрен третий упор реверса для ограничения перемещения стола при выполнении правки шлифовального круга.

Для получения осциллирующего движения стола с ходом 3мм нужно свести упоры до касания с рычагом реверса 34, а рукоятку управления 21 поставить в положение шлифования. Число ходов в минуту настраивается дросселем 36.

**Перегон стола:**

Для удобства наладки станка предусмотрена возможность перегона стола вправо или лево с регулируемой скоростью при отведённой шлифовальной бабке.

Для перегона стола необходимо наклонить рукоятку вправо или влево. При этом масло через левое сечение крана 20 поступит к торцу плунжера 26 или 26(2) которые, перемещаясь, повернут рычаг реверса 34 в сторону соответствующую направлению наклона рукоятки управления 21.

Далее происходит тоже, что и при перемещении стола при шлифовании или правке, но слив из полости гидроцилиндра 25 идёт чрез проточки крана 20. Скорость движения стола при перегоне определяется углом наклона рукоятки управления 21 , от которого зависит величина щели сечения рана 20.

**Быстрый подвод и отвод шлифовальной бабки:**

Быстрый подвод шлифовальной бабки к изделию осуществляется наклоном рукоятки 21 “На себя”. При этом масло от насоса 3(2) через обратный клапан 6 поступает к точке 48 золотника 20. Через проточку этого золотника по линии 47-39 масло поступает в верхнюю полость цилиндра 44.

Из нижней полости этого цилиндра по линии 40-38-49-65 масло идёт на слив через подпорный клапан 31. В конце быстрого подвода масло идёт на слив по линии 41-159 через проточку золотника 46(2) и далее по линии 160-38-49-46. При этом происходит торможение бабки при подходе в крайнее положение. Скорость торможения регулируется положением упора воздействующего на золотник 45(2).

При быстром отводе шлифовальной бабки торможение её в конце хода осуществляется золотником 46(1). Скорость торможения регулируется положением упора воздействующего на золотник.

**Отвод пиноли задней бабки:**

При нажатии на педаль подаётся команда на включение электромагнита 31 золотника 13(3) и масло подаётся к цилиндру отвода пиноли 45. Отвод пиноли возможен только при отведённой шлифовальной бабке, т.к. подвод масла к золотнику 13(3) происходит по линии 39-37, т.е. при верхнем положении поршня цилиндра 44.

**Переключение муфты механизма подач:**

При включении установочного перегона шлифовальной бабки от электродвигателя включается электромагнит 32, который перемещает золотник 13(2). Масло подаётся под торец цилиндра 45, который переключает муфту механизма подач для перегона.

**Автоматический отвод шлифовальной бабки при перегрузке:**

При перегрузке станка (большое усилие на шлифовальный круг), от реле максимального тока подаётся команда на электромагнит Э4 золотника 13(1). Последний, перемещаясь вниз, открывает доступ масла от насосной установки по линии 4-58-67-52 под торец золотника 22, перемещает его вниз и масло под давлением по линии 48-49 поступает к золотникам 23 и 24, которые устанавливают кран управления 20 в среднее положение. Рукоятка управления 21 становится в вертикальное положение. Шлифовальная бабка отходит от изделия, стол останавливается.

**Разгрузка круговым направляющим шлифовальной бабки:**

Для подачи масла к круговым направляющим шлифовальной бабки при разворотах отпускается винт клапана 48, расположенного на станине со стороны гидростанции (на разветвительной планке).

Давление масла в системе определяется демпфером 49.

# 3. Выбор и обоснование номинального давления в гидросистеме привода, выбор рабочей жидкости

Исходя из паспорта станка, выбираем в качестве рабочей жидкости масло “Турбинное – Т22” ГОСТ32-74. Рабочую жидкость заливают перед пуском станка в резервуар 1 через заливную горловину 8 до уровня верхнего маслоуказателя 9.

ρ=850 кг\м3 - плотность жидкости

υ=30 мм2/с- кинематическая вязкость жидкости при рабочей температуре

Жидкость масло “Турбинное – Т22” может быть использована при t=(+10)…(+80) °С

Из паспорта станка рабочее давление равно 1,2…1,6МПа.

По ГОСТ 12445-80 выбираем .



Определим максимальное давление в гидродвигателях:



Принимаем .



# 4. Определение основных параметров гидродвигателей и их выбор

Так как у нас двухштоковый цилиндр, то определяем по формуле



, (4.1)



где pсл- противодавление сливной полости гидроцилиндра, pсл=0.2…0.3 Мпа;

ηц- механический КПД гидроцилиндра, ηц=0.95…0.98;

Кш=0.5…0.7;

Fш- усилие штока гидроцилиндра, Fш=2,5 кН;

Принимаем pсл=0.2 Мпа, ηц=0.95, кш=0.6.



Полученное значение округляем до ближайшего большего стандартного (по ГОСТ 12447-80), .



По известным параметрам (D,d, l, Pц) выбираем гидроцилиндр

ЦРГ: 50\*25\*700

Принимаем гидроцилиндр (с двусторонним штоком) со следующими характеристиками D=50 мм; d=25 мм; l=700 мм (тип С); Pном=10 МПа.

Расход рабочей жидкости в гидроцилиндре, соответствующий заданной максимальной скорости выходного звена



, (4.2)



где ηоц-объемный к.п.д. гидроцилиндра, при уплотнении поршня резиновыми кольцами и манжетами ηоц=1.0;



(4.3)



# 5. Выбор гидроаппаратов управления и регулирования

Гидроаппараты (распределители, клапаны, дроссели, регуляторы потока) и кондиционеры рабочей жидкости (фильтры, гидробаки, гидроаккумуляторы) должны обеспечивать условия надежной работы гидропривода в течение установленного ресурса и по своим эксплуатационным параметрам соответствовать значениям, указанным в технических характеристиках.

Основные параметры гидроаппаратов: диаметр условного прохода dу, округленный до ближайшего стандартного значения, номинальные давления и расход.

Выбираем:

Манометр МПТ-2/4-25×4 ГОСТ 8625-77

Напорный золотник ПГ 54-22

Напорный золотник ПГ 54-24

Клапан обратный ПГ 51-24

Золотник реверсивный с электроуправлением 54БПГ 73-12

Клапан обратный Тс 38-11

Золотник включения манометра

Фильтр пластинчатый 0,08 Г41-13

Маслоуказатель Т-30МН176-53

Панель периодических подач Г8-3М151-43

Демпфер

Цилиндр перемещения рычажного реверса 2

Гидро панель

Дроссель шлифования

Дроссель правки

Золотник тормозной

Теплообменник

# 6. Выбор трубопроводов

Для изготовления жестких трубопроводов в гидроприводах станков в основном применяют трубы по ГОСТ 8734-75 из стали 20 или медные трубы по ГОСТ 11383-75. Стальные трубы применяют при всех давлениях и расходах. Их изготавливают бесшовными холоднотянутыми и холоднокатаными (при d<30 мм). При ограничении массы применяют тонкостенные бесшовные трубы из стали 10 и 20.

Медные трубы применяют при p<16 МПа и d≤16 мм. По сравнению со стальными медные трубы тяжелее, дороже и менее прочные. Достоинство медных труб - их гибкость, что обеспечивает монтаж сложных по конфигурации гидросхем.

С целью уменьшения потерь давления в трубопроводах диаметры их подбирают, так, чтобы по возможности обеспечить ламинарный режим движения жидкости (Re<2300).

Определим внутренний диаметр трубопровода:

, (6.1)



где Q-расход жидкости;

vТ- скорость в трубопроводе:

во всасывающем трубопроводе vТ≤1.6 м/с;

сливных vТ=2 м/с;

напорном vТ=2 м/с.

Для всасывающей гидролинии от бака до насоса:



Для сливной гидролинии:



Для напорной гидролинии



Полученное значение диаметра трубопровода округляем до стандартного по ГОСТ 16516-80: , , .



Толщину стенки трубопровода определим по формуле для толстостенных труб (при dн/δ>16) с учетом отклонения в размерах диаметра ∆d и толщины стенки Кσ:

, (6.2)



где рmax-максимально возможное давление в трубопроводе;

dн- наружный диаметр трубопровода;

[σр]- допустимое напряжение разрыва материала трубы (30…50% временного сопротивления материала), [σр]=0.5·200=100 Мпа,

σв= 200…250 Мпа- временное сопротивление для цветных материалов.

Учитывая возможность внешних механических повреждений, толщину стенки не следует назначать менее 1.0 мм для цветных металлов и 0.5 мм для сталей.

Всасывающая гидролиния:



Учитывая возможность внешних механических повреждений: δ=0,5 мм.

Сливная гидролиния:

;



Выбираем δ=0,5 мм.

Напорная гидролиния:

;



Выбираем δ=0,5 мм.

Исходя из толщины стенок, принимаем материал трубопровода, саль 40.

Различают три вида потерь давления в гидроприводе: потери давления на трение жидкости в трубопроводе, потери давления на местных сопротивлениях и потери давления в гидроаппаратуре.

Потери давления на трение жидкости в трубопроводе определяются по формуле Дарси-Вейсбаха:

, (6.3)



где λ- коэффициент гидравлического трения,

l- длина рассматриваемого участка трубопровода,

d-внутренний диаметр трубопровода,

ρ- плотность жидкости,

vт- средняя скорость движения жидкости в трубопроводе:

vт=4Q/πd2, (6.4)

На величину коэффициента λ оказывает влияние режим течения жидкости. Различают два режима: ламинарный и турбулентный. Режим течения определяется безразмерным числом Рейнольдса Re. Для трубопроводов круглого сечения:

Re=vтd/υ, (6.5)

где υ- кинематическая вязкость жидкости при рабочей температуре.

Ламинарный режим течения переходит в турбулентный при определенном, критическом значении Reкр=2100…2300 для круглых гладких труб и Re=1600 для резиновых рукавов. Если режим течения ламинарный, то коэффициент гидравлического трения определяется по формуле:

λ=64/Re, (6.6)

если режим турбулентный, то

λ=0.3164/Re0.25, (6.7)

Определим потери на трение по длине

Всасывающая гидролиния

Re=1.5·103·6/30=300;

где υ=30 мм2/с- вязкость жидкости.

Т.к. Re=300<2300, то коэффициент гидравлического трения определяется по формуле:

λ=64/300=0,213;

Сливная гидролиния

Re=2·103·5/30=333;

λ=64/333=0,192;

Напорная гидролиния

Re=2·103·5/30=333;

λ=64/333=0,192;

Определяем потери давления на трение по длине по формуле:

, (6.8)



где ρ=850 кг\м3 ;

Всасывающая гидролиния: l=0.2 м; v=1.5 м/c; d=6 мм; λ=0,213

МПа,



Сливная гидролиния: l=1.5 м; v=2 м/c; d=5 мм; λ=0,192

МПа.



Напорная гидролиния: l=1.3 м; v=2 м/c; d=5 мм; λ=0,192

МПа,



Суммарное значение потерь давления на трение по длине:

ΣΔPТ=0,0067+0,0979+0,0849=0,1895МПа.

Потери давления на местных сопротивлениях определяются по формуле Вейсбаха:

; (6.9)



где ξ-коэффициент местного сопротивления.

Средние значения местных сопротивлений приведены в справочной литературе [2], стр. 448.

На схеме есть переходники ξ=0.10, плавные повороты труб под углом 90º,

ξ=0.12, обратные клапаны ξ=2.

Для всасывающей гидролинии получим:

ΔPм=0.12·2·0.10·1,52/2·850=23Па,

Для сливной гидролинии

ΔPм=0.12·2·0.10·22/2·850=40.8Па,

Для напорной гидролинии

ΔPм=0.12·2·0.10·22/2·850=40.8Па,

Потери на обратных клапанах

ΔPк.л.=2·2=4 Па,

Потери на штуцерах присоединяющие трубы к агрегатам

ΔPм=0.1·7=0.7 Па,

ΣΔPм=23+40.8+40.8+4+0.7=109.3Па.

Потери давления в гидроаппаратуре определяется по расчетному расходу Q и параметрам, приведенным в их технических характеристиках

, (6.10)



где ΔPmax - потери давления на аппарате при максимальном расходе Qmax;

n- показатель степени, при ламинарном режиме течения n=1.0, при турбулентном режиме n=2.

Рассчитываем потери давления для фильтра пластинчатого 7(1):

МПа.



Рассчитываем потери давления для фильтра пластинчатого 7(2):

МПа.



Рассчитываем потери давления для дросселя 35 и 36:

МПа.



Суммируем потери давления в гидроаппаратуре

ΣΔPа=0,036+0,144+0,049+0,049=0,278 МПа.

Определим суммарные потери давления в гидролинии:



# 7.Определение основных параметров и выбор силового насоса

Давление насоса pн принимается равным предварительно выбранному номинальному давлению pном по ГОСТ 12445-80: Pном=1.6 МПа;

Подача насоса определяется по расходам гидроцилиндров с учетом их одновременной их работы. Чтобы выбранный насос обеспечил расчетную подачу Qн, соответствующую заданной скорости гидроцилиндра, приводной вал его должен иметь следующую частоту вращения:

; (7.1)



где η- объемный к.п.д. насоса;

По [2] табл.2.3. стр.22 выбираем насос пластинчатый нерегулируемый.

Для данного насоса (по табл.2.1,[2],стр18) выписываем следующие характеристики: насос Г12-33А ГОСТ 14058-68:

рабочий объем: Vон=40 см3,

объемный КПД: ηон=0.91.

мин-1;



Двигатель привода при продолжительном режиме работы следует выбирать моменту, по моменту, определяемому максимально необходимой подачей насоса при максимальном его давлении.

Мощность двигателя:

N=k·Qном·pном /ηн, (7.2)

где к- коэффициент запаса, обычно к=1.1;

N=1.1·0,031·1.6·106/0.91·60=0,99кВт.

Определим момент электродвигателя:

, (7.3)



Выбираем электродвигатель 4А80А2У3 со следующими параметрами:



# 8.Определение к.п.д. гидропривода.

к.п.д. гидропривода определяется по формуле:

, (8.1)



где Nпол- полезная мощность гидродвигателя;

Nн- мощность привода насоса.

Nпол=Fш·Vш, (8.2)

Тогда Nпол=2.5·103·1.5/60=0,31 кВт.



# 9. Приближенный расчет теплового режима гидропривода.

Нагрев рабочей жидкости происходит за счет гидравлического трения в гидролиниях, а также механического и вязкостного трения в насосе и гидродвигателях. При нагревании рабочей жидкости свыше 800 С ее вязкость и смазочные свойства снижаются. Температуру жидкости можно снизить при помощи охлаждения. При расчете количества отводимой в окружающую среду теплоты площадь наружной поверхности элементов гидропривода оценивают исходя из объема циркулирующей в них жидкости. Это, в первую очередь, поверхности гидробака, насоса и гидродвигателей. При непрерывной работе гидропривода в течение времени t (ч) температура рабочей жидкости в гидробаке определяется по формуле:

, (9.1)



где То- температура окружающего воздуха;

∆N- потери мощности в гидроприводе;

S- расчетная площадь поверхности гидробака;

К- коэффициент теплоотдачи от гидробака к воздуху:

, (9.2)



где α1- коэф-т теплообмена между рабочей жидкостью и стенкой гидробака

δ- толщина стенки гидробака (м); λ- коэффициент теплопроводности стенки гидробака (для стали λ=4,4…5,5Вт/м\*0С );

α2- коэф-т теплообмена между стенкой гидробака и окружающей средой.

Значения коэффициентов α1 и α2 принимаем α1=50, α2=35.

Тогда, Вт/м2\*0С



Потери мощности в гидроприводе определяются как разность между мощностью насоса и полезной мощностью гидродвигателей:

∆Nпот=Nнас·(1-η), (9.3)

Тогда, ∆Nпот=0,12·(1-0,14)=0,1032 кВт.

Тогда температура рабочей жидкости в гидробаке:



Максимальная температура рабочей жидкости в гидрробаке должна быть не более 850С, в нашем случае получилось 200С- условие выполняеться.

Тогда требуемый объем рабочей жидкости в гидробаке можно определить по формуле:

(9.4)



Список литературы

1.Башта Т.М. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М.:Машиностроение,1982.423 с.

2.Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы: Справочник. М.:

1988.512 с.

3.Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я.М.Вильнев, Я.Т.Ковален и др. Под ред. Б.Б. Некрасова. Мн.: Вышэйшая школа, 1985. 382 с.

4.Столбов Л.С., Перова А.Д., Ложкин О.В. Основы гидравлики и гидропривод станков. М.: Машиностроение,1988.256 с.

5.Холин К.М., Никитина О.Ф. Основы гидравлики и объемные гидроприводы. М.:Машиностроение,1989.264 с.