1 РАЗРАБОТКА ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ СХЕМЫ СЛЕДЯЩЕГО ГИДРОПРИВОДА

## В

Б

## Управляющая ЭВМ

Г

А

2

1

3

5

4

6

 9

8

 7

 6

Рисунок 1. 2 - Функциональная схема следящего гидропривода с дросселем, установленным на выходе из исполнительного органа

1 - насос с нерегулируемым рабочим объемом; 2 - приводной электродвигатель; 3 - предохранительный клапан с пропорциональным электрическим управлением; 4- регулируемый дроссель с пропорциональным электрическим управлением; 5 - гидрораспределитель c электрогидравлическим управлением; 6 - усилитель ( сумматор ); 7 - гидроцилиндр с двухсторонним расположением штоков; 8 - тахогенератор; 9 - передаточный механизм; 11 - преобразователь прямолинейного движения в поворотное.

 Дроссель на выходе из исполнительного органа устанавливается в гидроприводах, на исполнительный орган которых действует знакопеременная статическая сила сопротивления. Особенностями конструкций следящих приводов являются применение регуляторов и другой аппаратуры с пропорциональным электрическим управлением, наличие обратных связей. Кроме этого для обеспечения динамической устойчивости следящего электрогидравлического привода используются электрические и гидромеханические корректирующие устройства. Для очистки жидкости применяются фильтры.

Гидроклапан давления предназначен для поддержания заданного давления в трубопроводе.

Гидрораспределитель предназначен для изменения направления жидкости.

Гидравлический замок предназначен для прохода жидкости к исполнительному органу привода при наличии давления нагнетания и запирания жидкости в полостях исполнительного органа при отсутствии давления нагнетания.

Реле давления контролирует уровень давления масла в гидросистеме, подавая электрический сигнал.

Манометры служат для визуального контроля давления.

2 ВЫБОР ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА, РАСЧЁТ ВХОДНЫХ И ВЫХОДНЫХ ПАРАМЕТРОВ

Гидравлический цилиндр выбираем из каталога [3] при соблюдении следующих условий:

где и - соответственно паспортное и заданное значения толкающего номинального усилия на штоке;

 и - соответственно паспортное и заданное значения максимального хода штока гидроцилиндра;

 и -соответственно паспортное и заданное максимальные значения скорости движения штока.

Выбираем гидроцилиндр с двухсторонним расположением штоков Г22-23, имеющий техническую характеристику:

D=50 мм; d=16 мм; =500 мм; =10500 Н; =1,5 ; =0,95; m=2,8 кг при номинальном давлении .

=10500 Н>=8157 Н;

 =1,5 >=0,57 ;

=500 мм>=495 мм.

Для выбранного типоразмера гидроцилиндра определяем расчётные значения необходимого перепада давления и объёмного расхода жидкости на входе в гидроцилиндр и - на выходе.

Эффективные площади поршня:

.

Необходимый перепад давления:

.

Расход жидкости:

,

где - необходимый перепад давления, ;

- давление в нагнетательной полости гидроцилиндра, ;

- давление в сливной полости гидроцилиндра, (при выборе гидроцилиндра предполагается, что );

- диаметр поршня гидроцилиндра, м;

- диаметр штока гидроцилиндра, м;

- механический КПД гидроцилиндра;

 и - соответственно объёмные расходы жидкости на входе (в нагнетательном трубопроводе) и на выходе (в сливном трубопроводе) гидроцилиндра,;

Для гидроцилиндра с двухсторонним расположением штоков, если штоки имеют одинаковый диаметр и в кинематической паре «поршень-цилиндр» установлены уплотнения, объёмные расходы жидкости на входе и на выходе из гидроцилиндра одинаковы.

3 ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ТРУБОПРОВОДОВ

Гидравлический расчёт трубопроводов заключается в выборе оптимального внутреннего диаметра трубы и в определении потерь давления по длине трубопровода.

Расчётное значение внутреннего диаметра трубы

где Q*-* расчётный объёмный расход жидкости в трубопроводе,

[υ]*-* допускаемая скорость движения жидкости,

- диаметр трубы, м.

Допускаемая скорость движения жидкости в нагнетательном трубопроводе гидропривода выбирается по нормативным данным, изложенным в таблице 3.1 метод. указаний, в зависимости от расчётного перепада давления р на исполнительном органе привода ([υ]=3м/c). Для сливного трубопровода допускаемая скорость движения жидкости принимается [υ]=2м/с, а для всасывающего- .

.

Из справочной литературы [1] выбираем внутренний диаметр бесшовной холоднодеформируемой трубы так, чтобы действительный внутренний диаметр трубы был равен расчётному значению или больше него, т.е.

Принимаем бесшовные холоднодеформируемые трубы на нагнетательном и сливном трубопроводе:

труба имеющая наружный диаметр 25 мм, толщину стенки 2 мм и внутренний диаметр мм.

Определяем действительную скорость движения жидкости в нагнетательном и сливном трубопроводах:

где Q- объёмный расход жидкости в трубопроводе,

Потеря давления при движении жидкости по нагнетательному трубопроводу (участок АБ) и сливному трубопроводу (участок ВГ) определяется:

где - потеря давления, - коэффициент сопротивления;

- плотность рабочей жидкости, ; - длина участка трубопровода, - внутренний диаметр выбранной трубы, - действительная скорость движения жидкости по участку трубопровода,

Коэффициент сопротивления

,

где - число Рейнольдса.

Число (критерий) Рейнольдса

,

где - кинематический коэффициент вязкости рабочей жидкости, .

4 РАСЧЁТ ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ В МЕСТНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СОПРОТИВЛЕНИЯХ

Участки трубопровода, при прохождении жидкостью которых вектор скорости изменяется или по величине, или по направлению, называются местными гидравлическими сопротивлениями (например, внезапное или плавное расширение или сужение, изменение направления движения жидкости и т.д).

Потеря давления при прохождении местного гидравлического сопротивления

где - скорость движения потока жидкости после прохождения местного гидравлического сопротивления, (если поперечное сечение трубопровода не изменяется, то принимается скорость движения жидкости в трубопроводе); - коэффициент местного гидравлического сопротивления.

Для выбора некоторых значений коэффициента можно воспользоваться таблицей 4.1 метод. указаний.

=1,2; =0,52; =0,28; =0,15.

Суммарные потери давления в местных сопротивлениях при последовательном их соединении определяются как сумма потерь давления в отдельных сопротивлениях:

=(2⋅1,2+4⋅0,52+3⋅0,28+4⋅0,15)⋅=0,022⋅.

=(1⋅1,2+5⋅0,52+4⋅0,28+3⋅0,15)⋅.

5 ВЫБОР ГИДРОАППАРАТУРЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ

Гидравлическая аппаратура выбирается из справочника [3] при соблюдении следующих условий:

где и - соответственно номинальное паспортное давление гидроаппарата и расчетный перепад давления на исполнительном органе привода;

 и - соответственно номинальный паспортный объемный расход гидроаппарата и расчетный максимальный расход на входе в исполнительный орган привода.

При выборе гидроаппаратуры можно воспользуемся таблицами 5.1 … 5.10 метод. указаний.

Для выбранного типоразмера гидроаппарата определяется действительная потеря давления при прохождении расчетного расхода через гидроаппарат:

где - паспортное значение потери давления при проходе через гидроаппарат номинального паспортного расхода;

 - действительное значение расхода, проходящего через гидроаппарат.

1. Предохранительный клапан ПКПД20-20, имеющий техническую характеристику:

 номинальное давление - 20⋅10­6 >6,3⋅106;

 номинальный расход – 16,7⋅10-4>10⋅10-4;

 потеря давления – 0,3⋅106;

 объемный расход утечек – 2,5⋅10-6;

 диаметр условного прохода – 0,02м;

 масса – 7,8кг.

Потеря давления жидкости при прохождении каналов предохранительного клапана:

.

2. Дроссель ДВП – 16, имеющий техническую характеристику:

 номинальное давление - >;

 номинальный расход - >10⋅10-4;

 потеря давления – 0,25⋅106;

 объемный расход утечек – 4,1⋅10-6;

 диаметр условного прохода - 16⋅10-3м;

 диаметр основного золотника дросселя - 18⋅10-3м;

 максимальный ход основного золотника – 3,5⋅10-3м;

 масса – 0,8кг.

Потеря давления жидкости при прохождении каналов дросселя:

.

1. Гидрораспределитель с электрогидравлическим управлением В16, имеющий техническую характеристику:

 номинальное давление - >;

 номинальный расход - >10⋅10-4;

 потеря давления – 0,3⋅106;

 объемный расход утечек – 2,6⋅10-6;

 диаметр условного прохода - 16⋅10-3м;

 масса – 7,5кг.

 Потеря давления жидкости при прохождении каналов гидрораспределителя:

.

1. Двухсторонний гидравлический замок ГМ3 10/2, имеющий техническую характеристику:

 номинальное давление - >;

 номинальный расход - >10⋅10-4;

 потеря давления – 0,5⋅106;

 диаметр условного прохода – 0,01м;

 масса – 1,8кг.

 Потеря давления жидкости при прохождении каналов гидравлического моста:

.

5. Фильтры, имеющие технические характеристики:

 приемный фильтр ФВСМ63:

 номинальный расход – 16,7⋅10-4>6,3⋅10-4;

 потеря давления – 0,007⋅106;

 диаметр условного прохода – 0,063м;

 точность фильтрации – 80мкм;

 масса – 6кг.

 напорный фильтр 2ФГМ32:

 номинальное давление - 32⋅106>6,3⋅106;

 номинальный расход – 11⋅10-4>10⋅10-4;

 потеря давления – 0,1⋅106;

 диаметр условного прохода – 0,027м;

 точность фильтрации – 10мкм;

 масса – 6,5кг.

 сливной фильтр ФС100:

 номинальное давление – 0,63⋅106;

 номинальный расход – 16,7⋅10-4;

 потеря давления – 0,1⋅106;

 диаметр условного прохода – 0,032м;

 точность фильтрации – 25мкм;

 масса – 4,5кг.

Потеря давления жидкости:

;

;

.

6. Манометры МПТ-60, имеющие технические характеристики:

 контролируемое давление - 0,1…40МПа;

 класс точности – 1,5;

 масса – 0,2кг.

7. Реле давления БПГ62-11, имеющие технические характеристики:

 контролируемое давление - 0,8…10МПа;

 объемные расход утечек 0,33⋅10-6;

 масса – 0,2кг.

После определения расчетных значений потерь давления в каждом гидроаппарате рассчитываем суммарные потери в гидроаппаратуре, установленной в нагнетательной линии АБ () и в сливной линии ВГ ().

=(0,108+0,104+0,0025+0,0826+0,413)⋅106=0,710⋅106.

 =(0,413+0,104+0,0359+0,057)⋅106.

6 РАСЧЁТ СУММАРНЫХ ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ В НАГНЕТАТЕЛЬНОМ И СЛИВНОМ ТРУБОПРОВОДАХ

Суммарные потери давления при прохождении жидкости как в нагнетательном, так и в сливном трубопроводах состоят из потерь давления по длине трубопровода , в местных гидравлических сопротивлениях , и в гидроаппаратуре , установленной в рассматриваемых трубопроводах.

Так как участки сопротивления соединяются последовательно, то суммарные потери в нагнетательной или сливной линиях гидросистемы определяются алгебраическим суммированием всех потерь давления в элементах трубопровода.

Суммарные потери давления в нагнетательном трубопроводе (на участке АБ)

(0,014+0,022+,710)⋅106=0,746⋅106.

Суммарные потери давления в сливном трубопроводе (на участке ВГ)

(0,014+0,020+0,610)⋅106=0,644⋅106.

7 ВЫБОР ИСТОЧНИКА ПИТАНИЯ

Выбрать из справочника источник питания гидросистемы с необходимыми параметрами можно только после определения расчетных значений необходимых давления и расхода на выходе из насосной установки.

Т.к. в качестве исполнительного органа используется гидроцилиндр с двухсторонним расположением штоков, то расчетное давление на выходе из насосной установки определяется :

0,746⋅106+6,3⋅106+0,644⋅106=7,7⋅106.

Расчетный расход на выходе из насосной установки:

,

где - расчетное значение расхода на входе в исполнительный орган;

 - суммарный расход утечек жидкости через капиллярные щели кинематических пар гидроаппаратов, установленных в нагнетательной линии АБ ( внутренние утечки аппаратов );

 - расход, затраченный на функционирование регуляторов потока.

=10⋅10-4+(2,5⋅10-6+2,6⋅10-6+1,5⋅10-6+0,33⋅106⋅3)+

+4,1⋅10-6=10,14⋅10-4.

В качестве источника питания выбираем пластинчатый насос с нерегулируемым рабочим при соблюдении следующих условий:

;

,

где и - соответственно паспортные номинальные значения давления и производительности ( подачи ) насоса на выходе.

 Выбираем пластинчатый насос с нерегулируемым рабочим БГ 12-24М, имеющий техническую характеристику:

* номинальное давление – ;

* номинальная производительность - ;

* рабочий объем - ;

* частота вращения ротора – 25 об/с;
* объемный КПД – 0,88;
* механический КПД – 0,87;
* общий КПД – 0,77;
* масса – 22 кг.

8 РАСЧЁТ ВЫСОТЫ ВСАСЫВАНИЯ

Уравнение равновесия давлений во всасывающем трубопроводе-

 ,

где - потери давления по длине всасывающего трубопровода;

 - расчетные потери давления в приемном фильтре;

 - давление от столба жидкости во всасывающем трубопроводе;

 - перепад давлений, обеспечивающий всасывающую способность насоса.

Расчет высоты всасывания осуществляется при условии обеспечения во всасывающей трубе ламинарного режима ( допускаемая скорость движения жидкости ) и перепада давлений .

Объемный расход жидкости во всасывающем трубопроводе:

 ,

где - номинальная производительность насоса;

 - объемный КПД насоса.

Расчетное значение высоты всасывания

 ,

где параметры подставляются в следующих размерах:

 и ,; -…,; -…,.

Высота всасывания входит в зависимость при определении , поэтому

.

Гидравлический расчет всасывающего трубопровода.

 Расчётное значение внутреннего диаметра трубы

где Q *-* расчётный объёмный расход жидкости в трубопроводе,

[υ]- допускаемая скорость движения жидкости,

- диаметр трубы, м.

Для сливного трубопровода допускаемая скорость движения жидкости принимается [υ]=2м/с, а для всасывающего- .

.

Выбираем внутренний диаметр бесшовной холоднодеформируемой трубы так, чтобы действительный внутренний диаметр трубы был равен расчётному значению или больше него, т.е.

мм.

После выбора трубы определяем действительную скорость движения жидкости во всасывающем трубопроводе:

.

Т.к. во всасывающем трубопроводе ламинарный режим движения жидкости, то

 коэффициент сопротивления

λ=,

где - число Рейнольдса.

Число (критерий) Рейнольдса

,

где - кинематический коэффициент вязкости рабочей жидкости, .

Итак,

9 РАСЧЁТ НАГНЕТАТЕЛЬНОГО ТРУБОПРОВОДА НА ПРОЧНОСТЬ

Прочностной расчет трубопровода заключается в определении толщины стенки трубы из условий прочности. Труба рассматривается как тонкостенная оболочка, подверженная равномерно распределенному давлению . С достаточной для инженерной практики точностью минимально допустимая толщина стенки определяется:

 ,

где - толщина стенки трубы, м;

 - расчетное давление на выходе из насосной установки,;

 - внутренний паспортный диаметр трубы, м;

 - допускаемое напряжение,.

Для труб, выполненных из стали 20, .

Из справочников толщина стенки трубы выбирается так, чтобы действительная толщина стенки трубы несколько превышала расчетное значение , т.е..

По таблице 3.2 выбираем трубу с параметрами:

мм, мм > 1,16 мм.

10 ВЫБОР ПРИВОДНОГО ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

В качестве приводного электродвигателя обычно используется трехфазный асинхронный электродвигатель с короткозамкнутым ротором общепромышленного применения. Электродвигатель выбираем при соблюдении следующих условий:

 ;

 ,

где и - соответственно номинальные паспортное и расчетное значения активной мощности на валу ротора насоса;

 и - соответственно номинальные паспортные значения частоты вращения роторов электродвигателя и насоса.

Расчетная номинальная мощность на валу ротора насоса при дроссельном регулировании скорости

,

где - расчетная мощность на валу ротора насоса, кВт;

 - расчетное значение номинального давления на выходном штуцере насоса ( точка А ), МПа;

 - значение номинальной производительности ( подачи ) на выходном штуцере насоса ( точка А ), м3/с;

 - общий КПД выбранного типоразмера насоса.

кВт.

Из каталога [1] выбираем трехфазный асинхронный электродвигатель с короткозамкнутым ротором 4А132М4У3, имеющий следующую техническую характеристику:

номинальная мощность - 11 кВт>10,14 кВт;

 синхронная частота вращения - 25 об/с==25 об/с;

 масса – 100 кг.

11 РАСЧЁТ МЕХАНИЧЕСКИХ И СКОРОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК

При дроссельном регулировании скорости вывод уравнения механических и скоростных характеристик гидропривода осуществляется из условия равновесия сил, действующих на исполнительный орган привода, и уравнения неразрывности потока рабочей жидкости.

Уравнение сил, действующих на поршень гидроцилиндра,

.

Для гидроцилиндра с двухсторонним расположением штоков одинакового диаметра эффективные площади поршня со стороны нагнетательной и сливной полостей гидроцилиндра равны, т.е., тогда

,

где - давление на входе в гидроцилиндр,

;

тогда - давление на выходе из гидроцилиндра,

.

Уравнение давлений имеет вид

,

или

,

где и - соответственно суммарные потери давления жидкости в нагнетательном и сливном трубопроводах,;

 - расчетный перепад давления на гидроцилиндре,.

Уравнение неразрывности жидкости для нагнетательного трубопровода-

,

где и - соответственно скорости движения жидкости в элементах нагнетательного трубопровода и скорость движения поршня;

 и - соответственно площади поперечного сечения отдельных элементов нагнетательного трубопровода и эффективная площадь поршня гидроцилиндра.

Тогда , но , следовательно, ,

или .

Для дросселя можно записать:

,

где - площадь проходного отверстия дросселя по условному проходу, .

Так как скорость потока жидкости входит в формулу потерь давления в квадратичной зависимости, то определенные ранее потери давления жидкости в соответствующих элементах трубопровода нужно умножить на коэффициенты:

 и .

Суммарные потери давления жидкости в нагнетательном трубопроводе могут быть выражены зависимостью

,

где - коэффициент сопротивления нагнетательного трубопровода, Н·с2/м,

.

Аналогично могут быть выражены суммарные потери давления жидкости в сливном трубопроводе ( участок ВГ ):

,

где - коэффициент сопротивления сливного трубопровода, Н·с2/м,

 - коэффициент сопротивления дросселя, Н с2,

.

Тогда уравнение равновесия сил, действующих на поршень гидроцилиндра примет вид

.

Отсюда скорость движения поршня ( штока ) гидроцилиндра, м/с,

.

;

;

;

.

 Механические и скоростные характеристики гидроприводов рассчитываем для заданного диапазона бесступенчатого регулирования скорости движения поршня ( штока ) гидроцилиндра от до .

 В зависимости от заданных пределов регулирования скорости движения поршня ( штока) гидроцилиндра определяются максимальная и минимальная площади проходного сечения дросселя по условному проходу.

где и - соответственно заданные пределы изменения скорости движения поршня ( штока ) гидроцилиндра, м/с;

 - заданное номинальное усилие на штоке гидроцилиндра, Н;

 и - соответственно максимальная и минимальная площади проходного сечения дросселя по условному проходу, м2.

 - расчетное давление на выходе из насоса, .

Проверка правильности расчетов:

,

 где - максимальная площадь проходного отверстия выбранного типоразмера дросселя ( определяется по условному проходу дросселя ).

Принимая несколько значений в пределах (промежуток разбиваем на несколько значений ), а также изменяя F в пределах , вычисляем параметры механических и скоростных характеристик гидропривода.

Максимальное значение усилия сопротивления на штоке гидроцилиндра, при действии которого поршень ( шток ) остановится ( υ=0 ), определится из условия.

, откуда

Методика определения скорости движения поршня гидроцилиндра на основании уравнения равновесия сил, действующих на гидроцилиндр, не учитывает конечную производительность источника питания. Поэтому при подстановке в формулы малых усилий F могут получиться значительные скорости движения поршня ( штока ) гидроцилиндра. В действительности в гидроприводе установлен насос с нерегулируемым рабочим объемом, который имеет конечную паспортную номинальную производительность . Максимально возможная ( предельная ) скорость движения поршня ( штока) гидроцилиндра определяется:

.

Следовательно, расчет скоростей движения поршня имеет смысл производить только до тех пор, пока .

Полученные в результате вычислений данные занесены в таблицу 1. Используя данные таблицы 1, построены механические (естественная и искусственные) характеристики и скоростные характеристики гидропривода (рисунок 2).

а)

б)

Рисунок 2 – Механические ( а ) и скоростные ( б ) характеристики гидропривода

Таблица 1 – Параметры механических и скоростных характеристик гидропривода

|  |  |
| --- | --- |
| УсилиеFна штоке,Н | Скорость υ движения штока, м/с, при |
| ,м2 |  | ,м2 |
| Fмакс=12874 | 0 | 0 | 0 |
| FЗ=8157 | 0,01 | 0,36 | 0,57 |
| 0,75FЗ=6118 | 0,012 | 0,43 | 0,69 |
| 0,5FЗ=4079 | 0,014 | 0,49 | - |
| 0,25FЗ=2039 | 0,015 | 0,54 | - |
| F=0 | 0,017 | 0,592 | - |

12 АНАЛИЗ И СИНТЕЗ ДИНАМИЧЕСКОЙ ЛИНЕАРИЗОВАННОЙ МОДЕЛИ СЛЕДЯЩЕГО ГИДРОПРИВОДА

 Цель анализа и синтеза динамической модели следящих гидроприво­дов с дроссельным и объемным регулированием скорости – проверить ус­тойчивость работы гидропривода по характеру переходного процесса и при необходимости определить параметры корректирующих устройств.

 Гидроприводы , оснащенные гидроаппаратурой с пропорциональным электрическим управлением , имеют стандартные узлы : электронный уси­литель – сумматор БУ2110 и пропорциональный магнит ПЭМ6. Передаточ­ные функции указанных гидроаппаратов:

**12.1 Передаточная функция дросселя с пропорциональным**

**электрическим управлением**

 Дроссель состоит из следующих элементов: пропорционального электро­магнита ПЭМ6, гидравлического потенциометра и цилиндрического золотника, выполняющего функции дросселя. Дроссель имеет обратную электрическую связь.

 Передаточная функция потенциометра

 где Кп – коэффициент передачи,

 Расход через золотник управления при Хо:

 где μ - коэффициент расхода , μ=0,7;

 d0 – диаметр золотника управления;

 х0 – максимальный ход золотника управления;

 – давление на входе в дроссель (то Рвх=РВ).



Коэффициент усиления потенциометра по расходу

.

Коэффициент усиления потенциометра по давлению


##  Коэффициент обратной связи

 Эффективная площадь основного золотника

.

 Жесткость пружины основного золотника

,

где Lз – перемещение основного золотника.

Постоянная времени потенциометра

где m – масса основного золотника, .

Относительный коэффициент демпфирования колебаний

где f – приведенный коэффициент вязкого трения, .

 Передаточная функция основного золотника

Т.к. дроссель расположен на выходе исполнительного органа:



 12.2 Передаточная функция гидроцилиндра.

где Кгц – коэффициент передачи,

Постоянная времени гидроцилиндра

где m – масса подвижных частей (поршня со штоком и рабочего органа машины, (m задается в килограммах , т.е. необходимо принять m⋅9,81).

Сгц – коэффициент динамической жесткости гилроцилиндра,

 где Епр – приведенный модуль упругости стенок гидроцилиндра и жидкости,

Lгц – длина хода поршня гидроцилиндра.

Относительный коэффициент демпфирования колебаний

где f – приведенный коэффициент вязкого трения,

.

Передаточная функция гидроцилиндра может быть представлена:

 **12.3 Передаточная функция обратной связи по скорости**

 Обратная связь обеспечивается тахогенератором ТД – 101. Его ротор связан с выходным валом (штоком) исполнительного органа привода зубчатой передачей, обеспечивая на выходе при максимальной заданной скорости +24 В. На вход усилителя – сумматора подается напряжение +24 В.

 Тогда передаточная функция обратной связи

Wо.с (Ps) = Kо.с = 1.

**12.4 Передаточные функции корректирующих устройств**

 Для повышения запаса устойчивости системы и улучшения качества переходного процесса в систему вводится параллельная коррекция с помощью дифференцирующих звеньев, имеющих следующие передаточные функции:

 где Т1 и Т2 – постоянные времени корректирующих устройств.

Перечень ссылок

1. Анурьев В. И. Справочник конструктора – машиностроителя : В 3 т. – М:

 Машиностроение, 1980. – Т. З. – 560 с.

1. Башта Т. М. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. – М.: Машиностроение, 1982. – 422 с.
2. Свешников В. К., Усов А. А. Станочные гидроприводы: Справочник. – М.: Машиностроение, 1988. – 512 с.

4 Методические указания к курсовой работе по дисциплине “Исполнительные механизмы и регулирующие органы”, Е.Ф. Чекулаев, ДГМА, Краматорск, 2000

 Министерство образования и науки Украины

Донбасская государственная машиностроительная академия

Кафедра ”Автоматизация производственных процессов”

Расчетно – пояснительная записка

 к курсовой работе по дисциплине

“Исполнительные механизмы и

регулирующие органы”

Выполнил:

студент группы

АПП97-1 Комаров В .Н..

Руководитель:

доцент Чекулаев Е. Ф.

# Краматорск 2001