

УДК 621.266

Исследование влияния параметров регулятора расхода на его динамические характеристики

Сафонова С.Е., студент

Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Гидромеханика, гидромашины, гидропневмоавтоматика»

Земцов М.С., студент

Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Гидромеханика, гидромашины, гидропневмоавтоматика»

Научный руководитель: **Рябинин М.В.**, к.т.н., доцент

Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Гидромеханика, гидромашины, гидропневмоавтоматика»

ryabinin@bmstu.ru

Для исследования была выбрана система, схема которой представлена на рисунке 1, в которую входит регулируемый аксиально-поршневой насос с наклонным диском HLP74 фирмы Danfoss (1), гидромотор (2) и гидравлическое сопротивление проточной части распределителя, представленное дросселем (3).

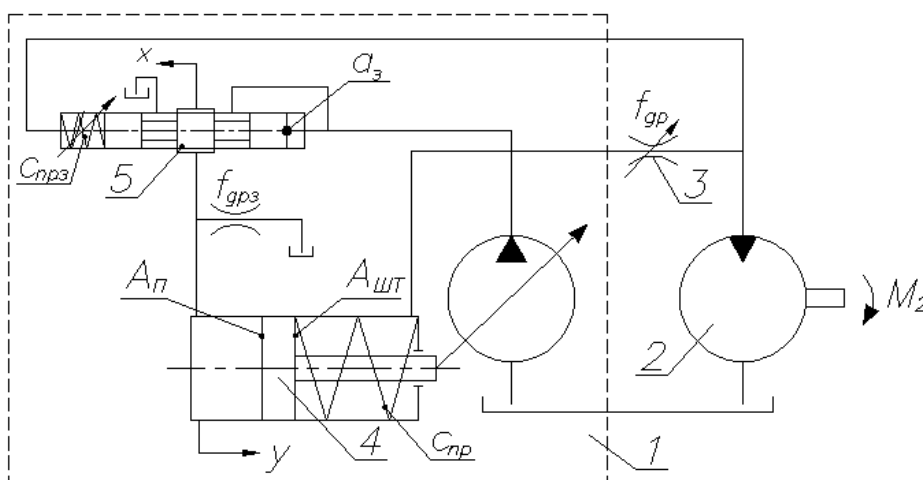


Рис. 1. Схема системы с регулятором расхода

Регулятор расхода поддерживает постоянный перепад давлений между выходом из насоса и входом гидромотора. Этот перепад давлений соответствует перепаду на дросселирующих кромках распределителя. Таким образом, скорость

гидродвигателя поддерживается постоянной, независимо от нагрузки (M_2) на исполнительном органе. Регулирование подачи достигается изменением угла наклона диска аксиально-поршневого насоса, осуществляемого управляющим поршнем (4), в который жидкость под давлением подводится через регулирующий золотник (5) из полости нагнетания насоса.

Математическая модель регулятора расхода

Структурная схема системы с регулятором расхода, составленная для уравнений баланса расходов в системе и уравнения движения подвижных частей данной системы, показана на рисунке 2.

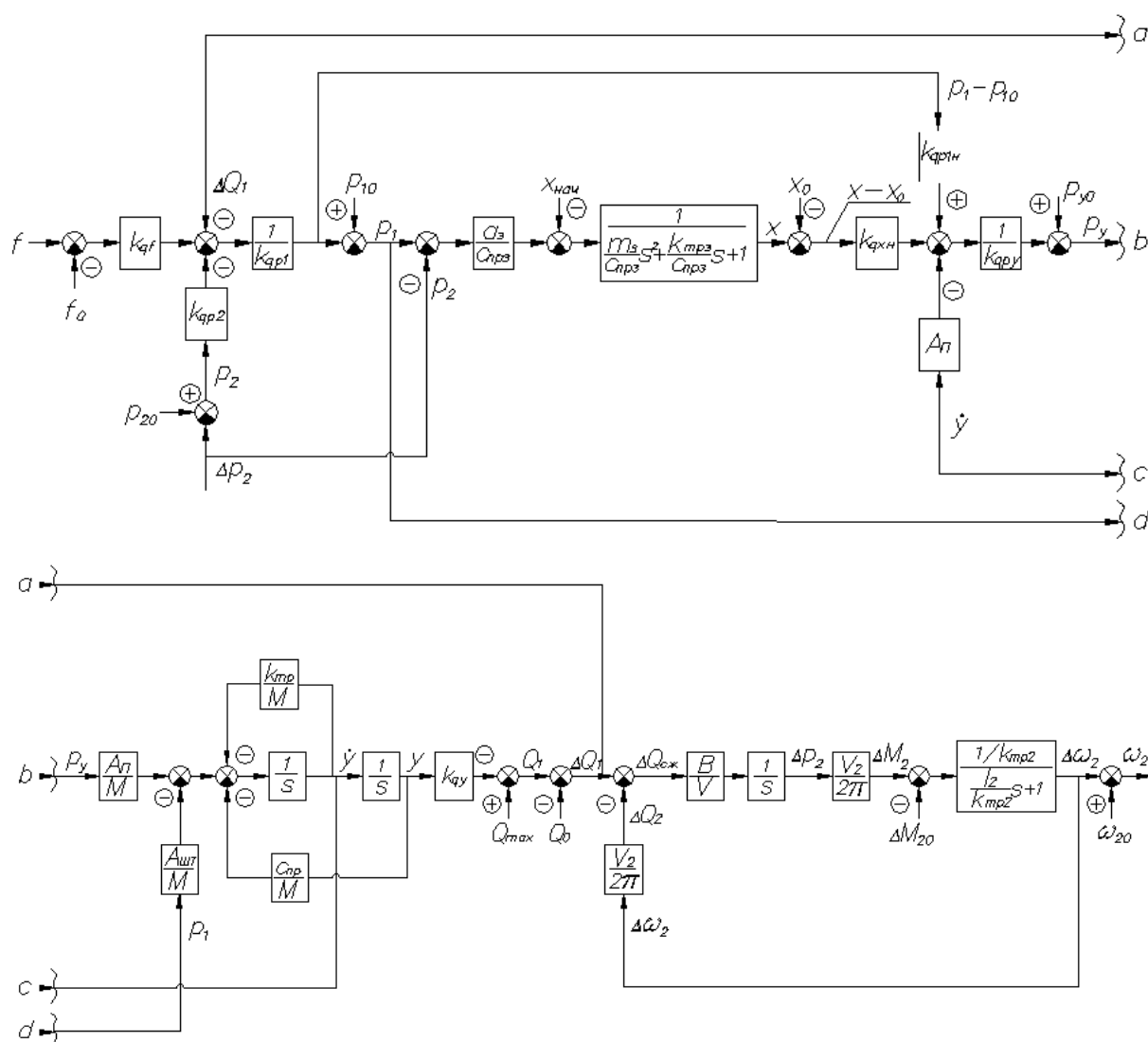
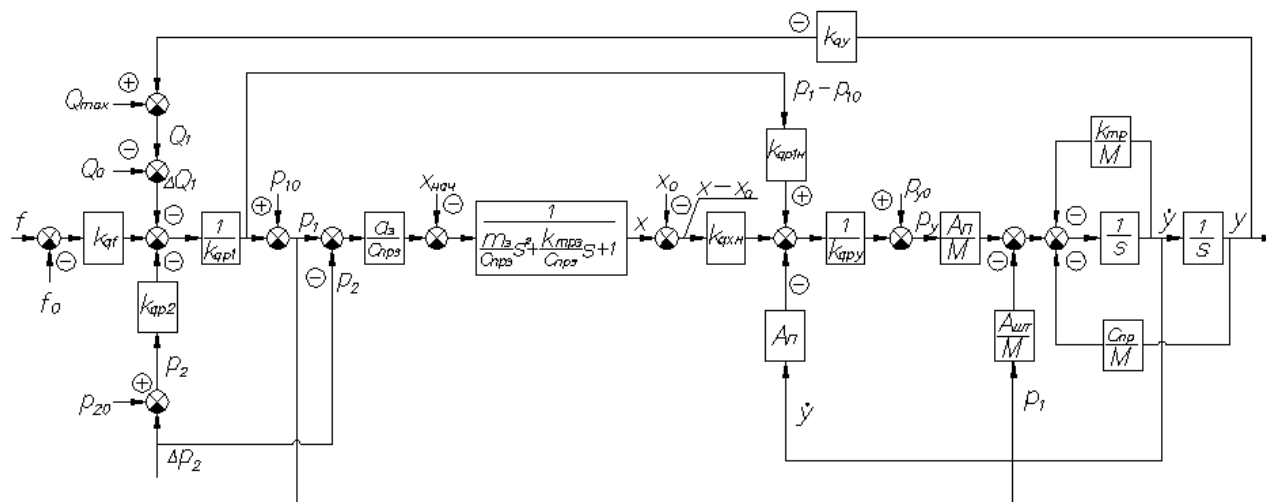


Рис. 2. Структурная схема системы

В данном исследовании нас интересует влияние параметров регулятора на его динамические характеристики, а не на динамические характеристики всей системы.

Таким образом, исследование проводилось по структурной схеме, представленной на рисунке 3.



При исследовании было принято:[2],[3]

- насос значительно меньшим по сравнению с другими действующими силами;

а) максимальное перегоревание по расходу: [4] $\sigma_{\max} = \frac{y_{\max} - y_{\text{беск}}}{y_{\text{беск}}} \cdot 100\%$

- Будем считать перерегулирование на полученном переходном процессе приемлемым, если оно не превышает 7%.

Исследуемая система с регулятором имеет следующие параметры:

$p_2 = 14$ МПа – давление в линии гидромотора;

$\Delta p = 1$ МПа – поддерживаемый перепад давления на дросселирующих кромках распределителя (настройка регулятора);

$f_{dp} = 4,139 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$ – площадь проходного сечения дросселя 3 (рис.1), соответствующая вышеуказанным перепаду давлений и подаче насоса и коэффициенту расхода $\mu = 0,6$;

$d_3 = 6 \text{ мм}$ – диаметр золотника;

$d_{II} = 25 \text{ мм}$ – диаметр управляющего поршня;

$A_{II} = 4,909 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – площадь поршневой полости управляющего поршня;

$A_{шт} = 1,767 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – площадь штоковой полости управляющего поршня;

$m_3 = 0,020 \text{ кг}$ – приведена масса золотника;

$m_{II} = 0,395 \text{ кг}$ – масса управляющего поршня с пружиной;

$m_d = 1,300 \text{ кг}$ – масса наклонного диска;

$c_{np} = 6,7 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$ – жесткость пружины поршня регулятора;

$c_{np3} = 18,6 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$ – жесткость пружины золотника;

$K_{II} = 0,5$ – коэффициент использования периметра золотника;

$f_{dp3} = 1,963 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2$ – площадь проходного сечения дросселя регулятора, соответствующая диаметру проходного сечения дросселя $d_{dp3} = 0,5 \text{ мм}$;

Параметры были получены измерениями, расчетами в соответствии с [3], [4], а также взяты из каталогов и справочников [6].

Переходный процесс системы с данными параметрами имеет вид, представленный на рисунке 4.

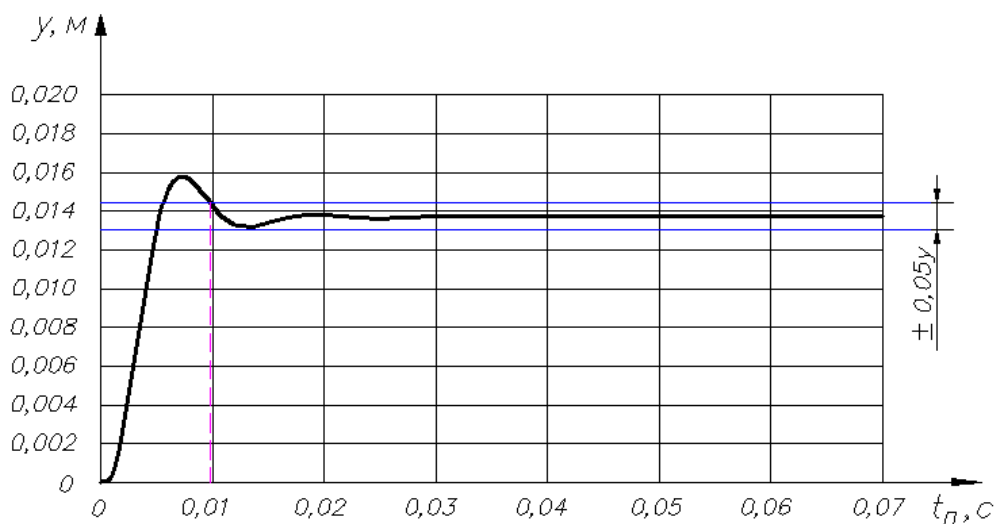


Рис. 4. Переходный процесс исследуемой системы.

Время данного переходного процесса составляет $t_{II} = 0,0097 \text{ с}$, максимальное перерегулирование по расходу насоса составляет $\sigma_{max} = 15,3 \%$, что больше допустимого. Следовательно, данную систему возможно улучшить.

Влияние площадей поршня на время переходного процесса и перерегулирование

а) Влияние площади поршневой полости управляющего цилиндра

Виды переходных процессов в зависимости от площади управляющего поршня представлены на рисунке 5. Зависимость времени переходного процесса и максимального перерегулирования от диаметра управляющего поршня показана на рисунке 6.

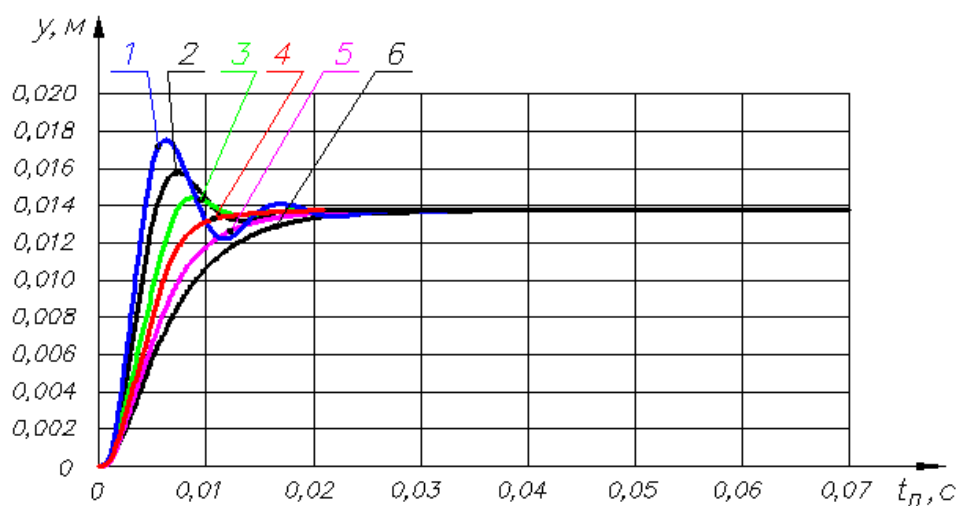


Рис. 5. Переходный процесс системы при различных диаметрах поршня:

1 – $d_{\Pi} = 20$ мм; 2 – $d_{\Pi} = 25$ мм; 3 – $d_{\Pi} = 30$ мм; 4 – $d_{\Pi} = 35$ мм; 5 – $d_{\Pi} = 40$ мм;
6 – $d_{\Pi} = 45$ мм

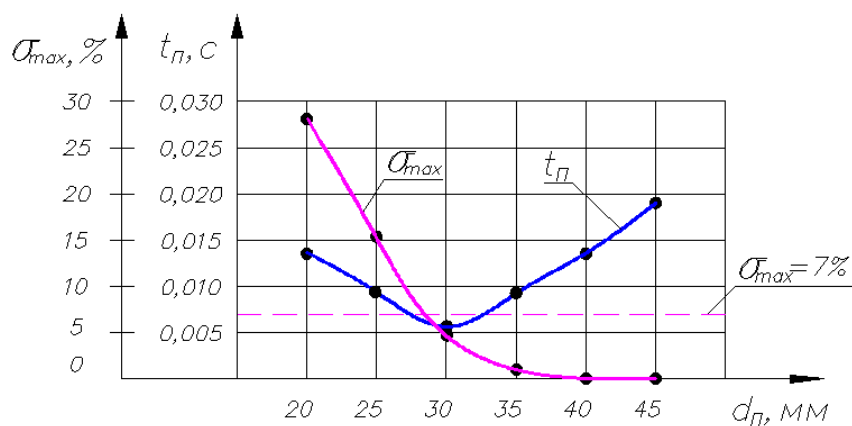


Рис. 6. Зависимость времени переходного процесса t_{Π} и максимального перерегулирования $\sigma_{\max}$ от диаметра управляющего поршня

Площадь поршневой полости управляющего цилиндра оказывает существенное влияние на переходный процесс. При увеличении этой площади он становится более плавным, уменьшается перерегулирование.

При $d_{\Pi} \leq 30$ мм, перерегулирование удовлетворяет допустимому значению в 7 %.

Таким образом, для данного регулятора наилучшим будет значение диаметра поршня $d_{\Pi} = 30$ мм, т.к. при этом значении при неизменных прочих параметрах перерегулирование не превышает семи процентов $\sigma_{\max} = 4,5$ %, при этом время переходного процесса является минимальным по сравнению с другими рассмотренными вариантами $t_{\Pi} = 0,0063$ с.

б) Влияние площади штоковой полости управляющего цилиндра

Как видно из рис.7, при уменьшении площади штоковой полости управляющего поршня значительно возрастает максимальное перерегулирование, время переходного процесса также возрастает.

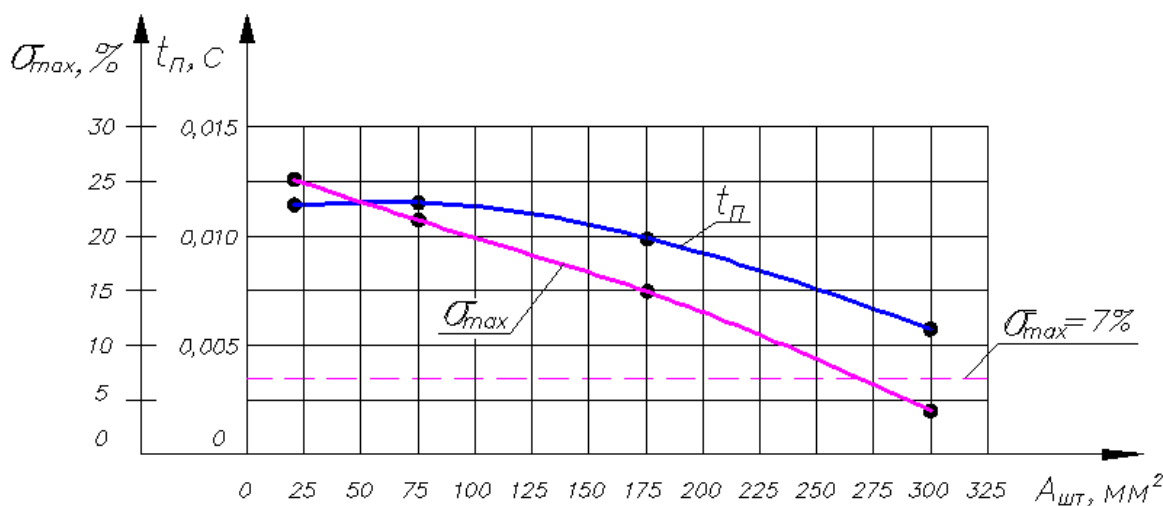


Рис. 7. Зависимость времени переходного процесса t_{Π} и максимального перерегулирования $\sigma_{\max}$ от площади штоковой полости управляющего цилиндра

Наилучшим значением площади штоковой полости будет $A_{шт} = 300$ мм², т.к. при данном значении площади время переходного процесса минимально $t_{\Pi} = 0,0064$, а также максимальное перерегулирование не превышает 7 % ($\sigma_{\max} = 4,3$ %).

Влияние геометрических параметров золотника на время переходного процесса и перерегулирование

а) Влияние диаметра золотника

Результаты исследования показывают, что с увеличением диаметра золотника максимальное перерегулирование увеличивается, как и время переходного процесса.

Наилучшим значением диаметра золотника для данной системы является меньшее из представленных – $d_3 = 5$ мм, т.к. при таком значении перерегулирование отсутствует и время переходного процесса минимально $t_{\Pi} = 0,0092$.

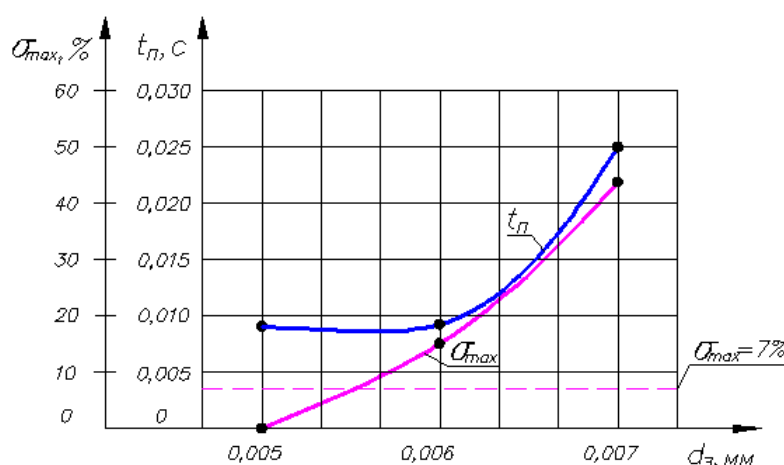


Рис.8. Зависимость времени переходного процесса t_{Π} и максимального перерегулирования σ_{max} от диаметра золотника

б) Влияние коэффициента использования периметра золотника

С уменьшением коэффициента использования периметра золотника максимальное перерегулирование и время переходного процесса регулятора уменьшаются, что показано на рисунке 9. При $K_{\Pi} = 0,4$ и $K_{\Pi} = 0,3$, максимальное перерегулирование принимает значения менее 7 %.

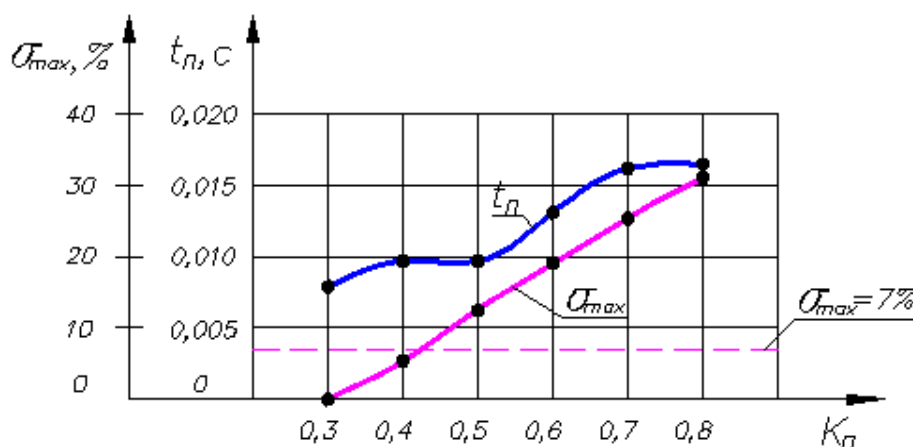


Рис.9. Зависимость времени переходного процесса t_{Π} и максимального перерегулирования σ_{max} от коэффициента использования периметра золотника

Таким образом, наилучшим значением коэффициента использования периметра для

исследуемого регулятора является $K_{II} = 0,3$ ($t_{II} = 0,0079$, $\sigma_{max} = 0$ %).

Влияние жесткостей пружин золотника и управляющего поршня на время переходного процесса и перерегулирование

а) Влияние жесткости пружины золотника

На рисунке 10 показано влияние жесткости пружины золотника на максимальное перерегулирование и время переходного процесса регулятора расхода. При низкой жесткости пружины ($c_{пз} < 22$ Н/мм) в системе возникает значительное перерегулирование, превышающее допустимое значение.

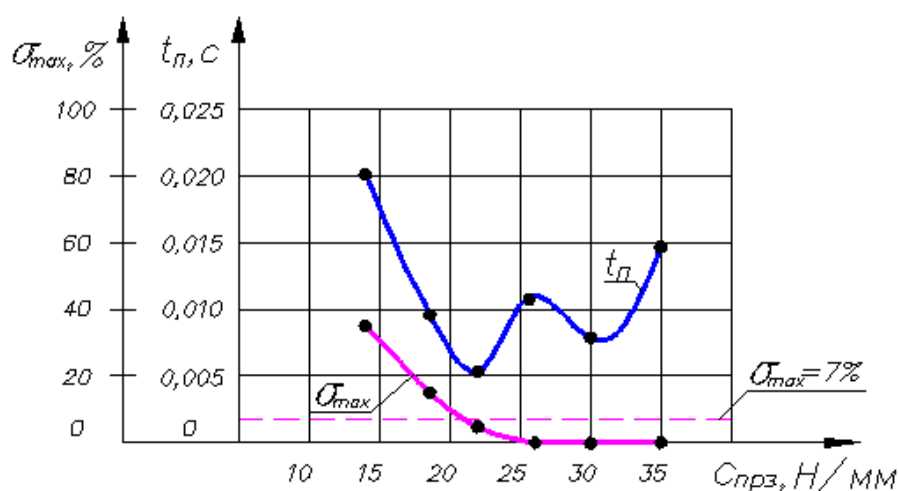


Рис.10. Зависимость времени переходного процесса t_{II} и максимального перерегулирования σ_{max} от жесткости пружины золотника

Сравнивая значения времени переходного процесса при жесткостях пружины от 22 Н/мм до 35 Н/мм, приходим к выводу, что наилучшее значение жесткости пружины золотника — $c_{пз} = 22$ Н/мм, что соответствует наименьшему времени переходного процесса $t_{II} = 0,0054$ и удовлетворяет критерию, по которому перерегулирование не превышает 7 % ($\sigma_{max} = 4,4$ %).

б) Влияние жесткости пружины поршня

Время переходного процесса снижается при увеличении жесткости пружины, как и перерегулирование. Критериям минимального времени переходного процесса и максимального перерегулирования не более 7 % удовлетворяет значение жесткости пружины $c_{пз} = 200$ Н/мм ($\sigma_{max} = 5,2$ %, $t_{II} = 0,0062$). Следовательно, данное значение жесткости пружины является наилучшим для имеющейся системы.

На рисунке 11 представлены зависимости времени переходного процесса и максимального перерегулирования от жесткости пружины поршня.

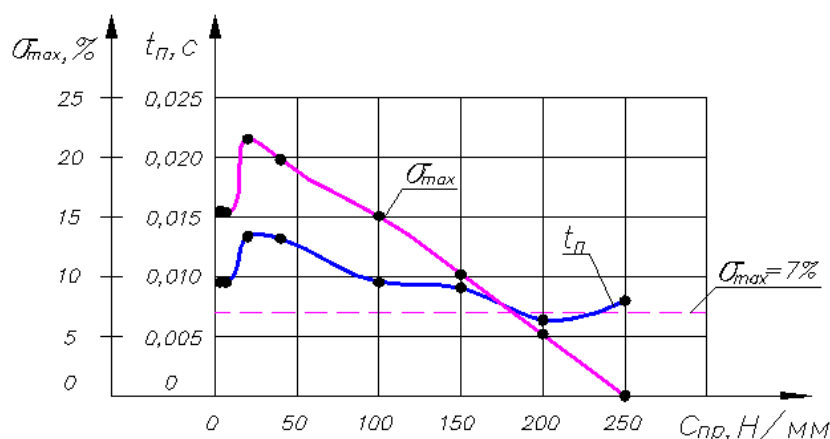


Рис. 11. Зависимость времени переходного процесса t_{Π} и максимального перерегулирования $\sigma_{\max}$ от жесткости пружины поршня

Анализ полученных результатов

а) изменение геометрических параметров поршня

В ходе исследования получены зависимости времени переходного процесса t_{Π} и максимального перерегулирования $\sigma_{\max}$ от геометрических параметров поршня. Полученные результаты объясняются тем, что при изменении площадей поршневой и штоковой полостей управляющего цилиндра изменяется коэффициент передачи системы, который существенно влияет на величину перерегулирования и время переходного процесса. Изменение постоянной времени и коэффициента демпфирования колебательного звена незначительно.

б) изменение геометрических параметров золотника

При увеличении диаметра золотника снижается постоянная времени и коэффициент демпфирования колебательного звена золотника, увеличивается коэффициент передачи системы, что приводит к увеличению максимального перерегулирования и времени переходного процесса. Увеличение коэффициента использования периметра влияет только на коэффициент передачи системы, что и приводит к увеличению максимального перерегулирования и времени переходного процесса.

б) изменение жесткостей пружин золотника и управляющего поршня

При увеличении жесткости пружины золотника максимальное перерегулирование уменьшается, что объясняется уменьшением коэффициента передачи и уменьшением

постоянной времени колебательного звена золотника.

При увеличении жесткости пружины поршня, максимальное перерегулирование и время переходного процесса изменяются немонотонно. Это происходит из-за изменения коэффициента передачи, а также из-за изменения параметров колебательного звена поршня.

Заключение

На основе результатов проведенного исследования было рассмотрено несколько вариантов изменения параметров регулятора с целью улучшения его качества. На наш взгляд, наилучшим из всех предложенных вариантов является уменьшение коэффициента использования периметра золотника до 0.3, так как в этом случае перерегулирование отсутствует полностью, а время переходного процесса является удовлетворительным для данной системы.

Список литературы

1. Мандраков Е.А., Никитин А.А., Динамика гидросистем: монография. НИЦ ИНФРА-М, СФУ, 2014. 128 с.
2. Попов Д.Н., Асташев В.К., Густомясов А.Н. Машиностроение. Энциклопедия. В 40 т. Т. IV-2: Электропривод. Гидро- и виброприводы: в 2 кн., кн. 2: Гидро- и виброприводы. / под общ. ред. Д.Н. Попова, В.К. Асташева. М. : Машиностроение, 2012. 303 с.
3. Башта Т.М. Руднев С.С., Некрасов Б.Б. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы : учебник для втузов. 4-е изд., стер., перепеч. со второго изд. 1982 г. М.: Альянс, 2010. 422 с.
4. Попов Д.Н., Панайотти С.С., Рябинин М. В. Гидромеханика: учебное пособие. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2014. 317 с.
5. Никитин О. Ф. Гидравлика и гидропневмопривод: учебное пособие. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 414 с.
6. Свешников В.К. Станочные гидроприводы: справочник М.: Машиностроение, 2008. 639 с.