

Анализ влияния на рабочие характеристики прямооточного регулятора расхода его конструктивных параметров и условий эксплуатации

77-48211/520072

01, январь 2013

Яроц В. В., Шабловский А. С., Кузнецов В. С.

УДК 532.5

Россия, МГТУ им. Н.Э. Баумана

vyaroz@yandex.ru

Введение.

Одним из основных элементов большинства гидросистем дроссельного регулирования является регулятор расхода.

В машиностроении применяются различные конструкции регуляторов расхода, среди которых: конструкция прямооточного регулятора расхода, выгодно отличается своей технологичностью и простотой монтажа в гидросистему.

В настоящей статье приводятся результаты экспериментального исследования степени влияния величины давления на входе в регулятор и на выходе из него, а также изменения некоторых конструктивных параметров на статические и динамические характеристики прямооточного регулятора расхода.

Конструкция и характеристики исследуемого регулятора расхода и испытательного стенда.

а) Объект исследований.

Объектом исследований является прямооточный регулятор расхода, выполненный по схеме рис. 1.

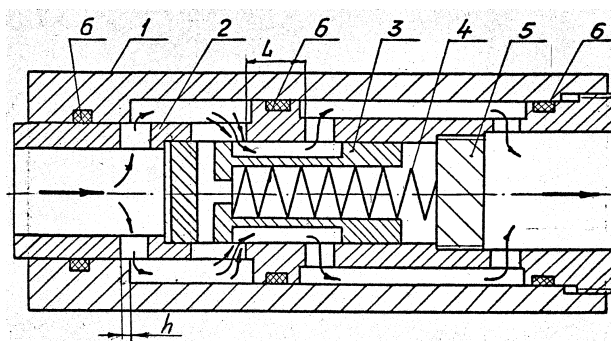


Рис. 1. Прямоточный регулятор расхода

1 – корпус; 2 – гильза; 3 – золотник; 4 – пружина; 5 – Пробка; 6 - уплотнения

Принятые обозначения:

Q – расход через регулятор;

p_1 – давление на входе в исследуемый регулятор расхода;

p_2 – давление в междроссельной камере;

$p_{сл}$ – давление на выходе из регулятора;

l – перемещение золотника автоматического дросселя;

d_3 – диаметр золотника автоматического дросселя – $d_3 = 25$ [мм];

P_0 – начальное усилие поджатия пружины – $P_{01} = 11$ [кГс] , $P_{02} = 20$ [кГс];

C – жёсткость пружины - $C = 1$ [кГс/мм²];

$F_{штока}$ – площадь штока – $f_{штока} = 3,14$ [мм²];

v – расчётная скорость на выходе из щели;

ρ – массовая плотность масла;

α – угол, образованный осью золотника и направлением потока в щели золотника;

L – расстояние между окнами золотника;

F_1 – активная площадь левого торца золотника;

F_2 – активная площадь правого торца золотника;

T – сила трения, действующая на золотник.

б) Испытательный стенд.

Принципиальная схема испытательного стенда приведена на рис.2.

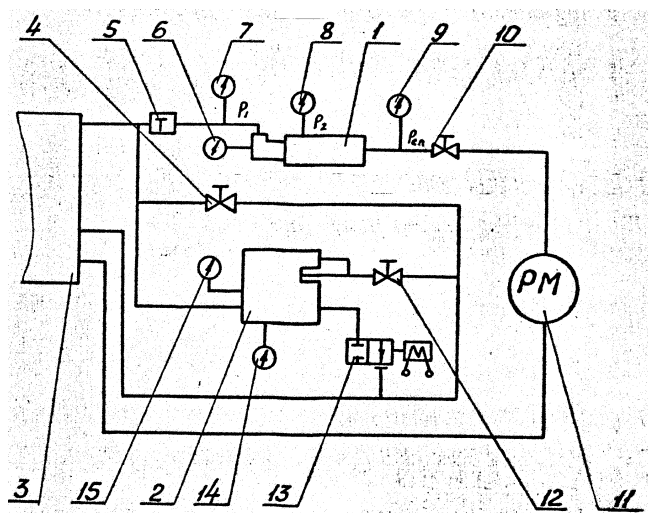


Рис. 2. Схема испытаний регулятора расхода

- | | |
|-------------------------------|------------------------------|
| 1-Регулятор расхода, | 7,8,9,15 – Манометр, |
| 2 – Предохранительный клапан, | 6,14 – Индикаторная головка, |
| 3 – Насосная установка, | 11 – Расходомер, |
| 4,19,12 – Вентили, | 13 – Э. магнитный кран |
| 5 – Датчик, | |

Основные характеристики стенда:

- рабочая жидкость – масло АМГ-10;
- объём жидкости в напорной магистрали стенда равен $2,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$;
- длина напорного трубопровода равна 3,5 метра;
- объём масла в маслобаке равен $0,8 \text{ м}^3$;
- источник гидравлической энергии - аксиально-поршневые насосы постоянной производительности;
- для воспроизведения ступенчатого сигнала по расходу применён двухпозиционный кран КР-7.

в) Измерение и регистрация контролируемых параметров.

Для измерения величин, определяющих статические характеристики исследуемого регулятора расхода, применялось следующее оборудование:

- измерение перемещений осуществлялось индикаторной головкой с ценой деления 0,01 мм;
- для измерения давлений применялся образцовый манометр класса 0,35;
- измерение расхода производилось с помощью расходомера объёмного типа СВ ШС-40;

Для измерения величин, характеризующих динамику регулятора расхода, применялась следующая аппаратура:

- измерение перемещений – датчик «ДП-2», работающий в комплекте с аппаратурой ВИ6-МАД»;
- измерение давлений – датчик «ДД-10», работающий в комплекте с индикатором давления «ИД-2И».

Анализ экспериментальных данных.

а) Статическая характеристика регулятора расхода.

Работа регулятора расхода характеризуется его статической характеристикой, т.е. зависимостью – $Q = f(\Delta p)$ в установившемся режиме работы.

Стабильность статической характеристики зависит от стабильности перепада давления на задающем дросселе, который определяется из формулы баланса сил, действующих на золотник 3 (рис. 1) автоматического регулятора.

Уравнение баланса сил:

$$p_1 F_1 - p_2 F_2 + R_2 \pm T = P_0 + Cl,$$

откуда перепад давлений ($\Delta p = p_1 - p_2$) определяется как

$$\Delta p_1 = \frac{P_0 + Cl \pm T - R_2}{F}.$$

Экспериментально было определено влияние отдельных составляющих, входящих в уравнение, определяющее перепад Δp_1 на статическую характеристику регулятора расхода при различных открытиях задающего дросселя, при температуре масла +40°C (рис. 2):

- с увеличением силы начального поджатия пружины P_0 наклон статической характеристики уменьшается (рис. 5). Это объясняется тем, что при значительном увеличении силы P_0 изменение всех других сил, действующих на золотник, будет меньше сказываться на сумме сил, а, следовательно, и на стабильность поддерживаемого расхода. Из уравнения 2 видно, что, чем значительнее отличается сила P_0 от суммы всех других сил, тем стабильнее расход, протекающий через регулятор расхода;
- с увеличением расхода через регулятор, а, следовательно, с увеличением гидродинамической силы R_2 , которая зависит от расхода, увеличивается наклон статической характеристики (рис. 3,4).

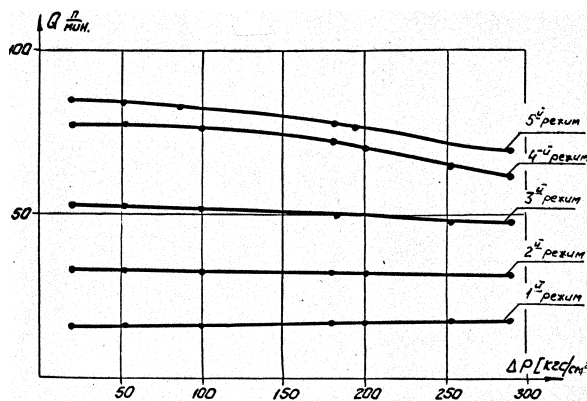


Рис. 3. Зависимости $Q = f(\Delta p)$, полученные при изменении давления на входе и при отсутствии давления в сливной магистрали для различных открытий задающего дросселя

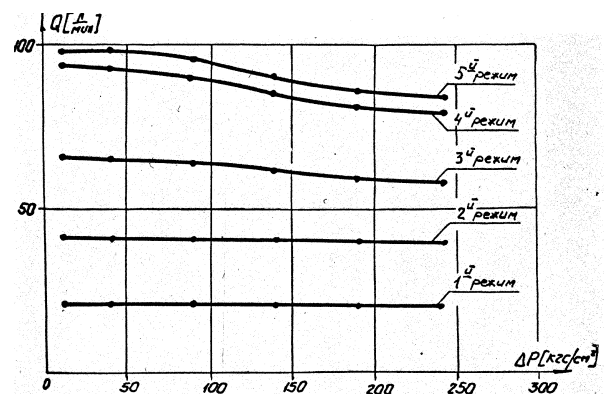


Рис. 4. Зависимости $Q = f(\Delta p)$, полученные при $P_{вх} = \text{const}$ и переменном давлении в сливной магистрали для различных открытий задающего дросселя

Гидродинамическая сила R_2 определяется следующим образом:

$$R_2 = Q\rho(v_{1x} - v_{2x}) + \rho L \frac{dQ}{dt}.$$

Но так как в силу малости L - $\rho L \frac{dQ}{dt} \approx 0$, составляющая скорости - $v_{1x} \approx 0$, составляющая скорости - $v_{2x} \approx v_2 \cos \alpha$, то получаем:

$$R_2 = Q\rho v_2 \cos \alpha ;$$

- изменение способа задания перепада на регуляторе расхода не изменяет значительно наклон статических характеристик (рис. 3,4);
- с изменением места отбора давления p_2 под правый торец золотника наклон статических характеристик изменяется (рис. 6).

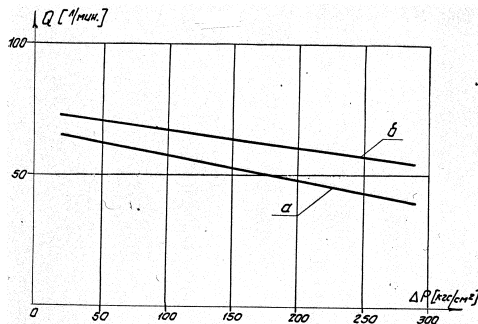


Рис. 5. Зависимости $Q = f(\Delta p)$, полученные при различных начальных поджатиях пружины: а) $P_0 = 11$ кгс; б) $P_0 = 20$ кгс

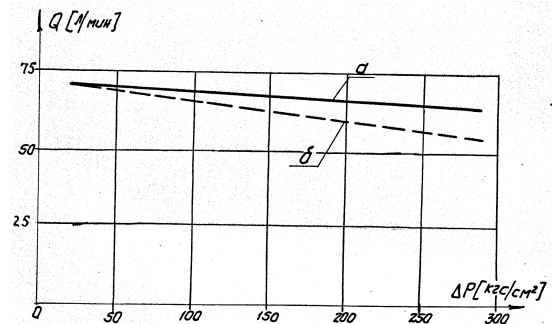


Рис. 6. Зависимости $Q = f(\Delta p)$, полученные при различных начальных условиях: а) с золотником; б) с золотником без игл

При установке в отверстие золотника игл, выступающих над поверхностью гильзы (рис. 7) наклон статической характеристики уменьшается (рис. 8).

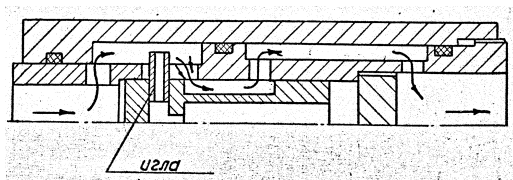


Рис. 7. Золотник с установленными в него иглами

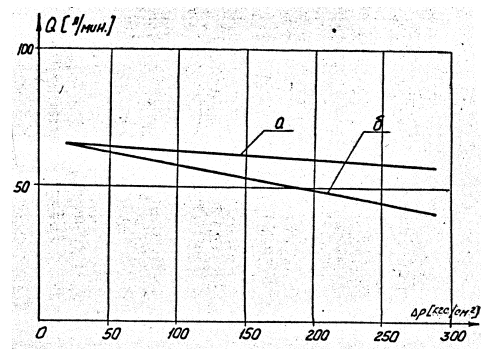


Рис. 8. Зависимости $Q = f(\Delta p)$, полученные при различных начальных условиях: а) для частично разгруженного золотника; б) для неразгруженного золотника

Это явление можно объяснить двумя причинами:

Во-первых, что в отверстии гильзы, образующей с золотником щель автоматического дросселя, через которое подведено давление под правый торец золотника, происходит

перераспределение статического напора в скоростной, и на правый торец золотника, поэтому действует не полный напор, а часть, за счёт неполного использования скоростного напора.

При установке игл в отверстие золотника, место отбора давления переносится из зоны с большим скоростным напором в зону, где доля скоростного напора мала, что положительно сказывается на статической характеристике.

Во-вторых, это явление можно объяснить также тем, что падение давления происходит не сразу за кромкой золотника, а начинается уже перед ней.

Уменьшение активной площади на левом торце золотника (например, за счёт введения разгружающего штока, рис. 9) значительно уменьшает наклон статических характеристик (рис. 8), так как в уравнении баланса сил, действующих на золотник, в этом случае:

$$F_1 = F_{\text{зол}} - F_{\text{штока}} .$$

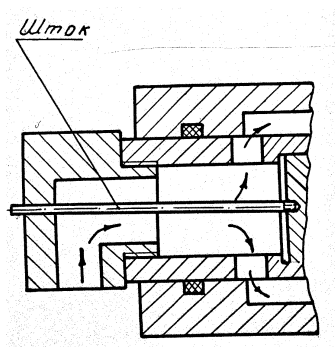


Рис. 9. Крепление штока в золотнике прямогочного регулятора расхода

б) Анализируемая зависимость $C_{\text{ш}} = f(l)$, полученную при изменении давления на входе в регулятор (при $p_{\text{сл}} = 0$), можно заметить, что резкого изменения коэффициента расхода по длине щели золотника не происходит (рис. 10).

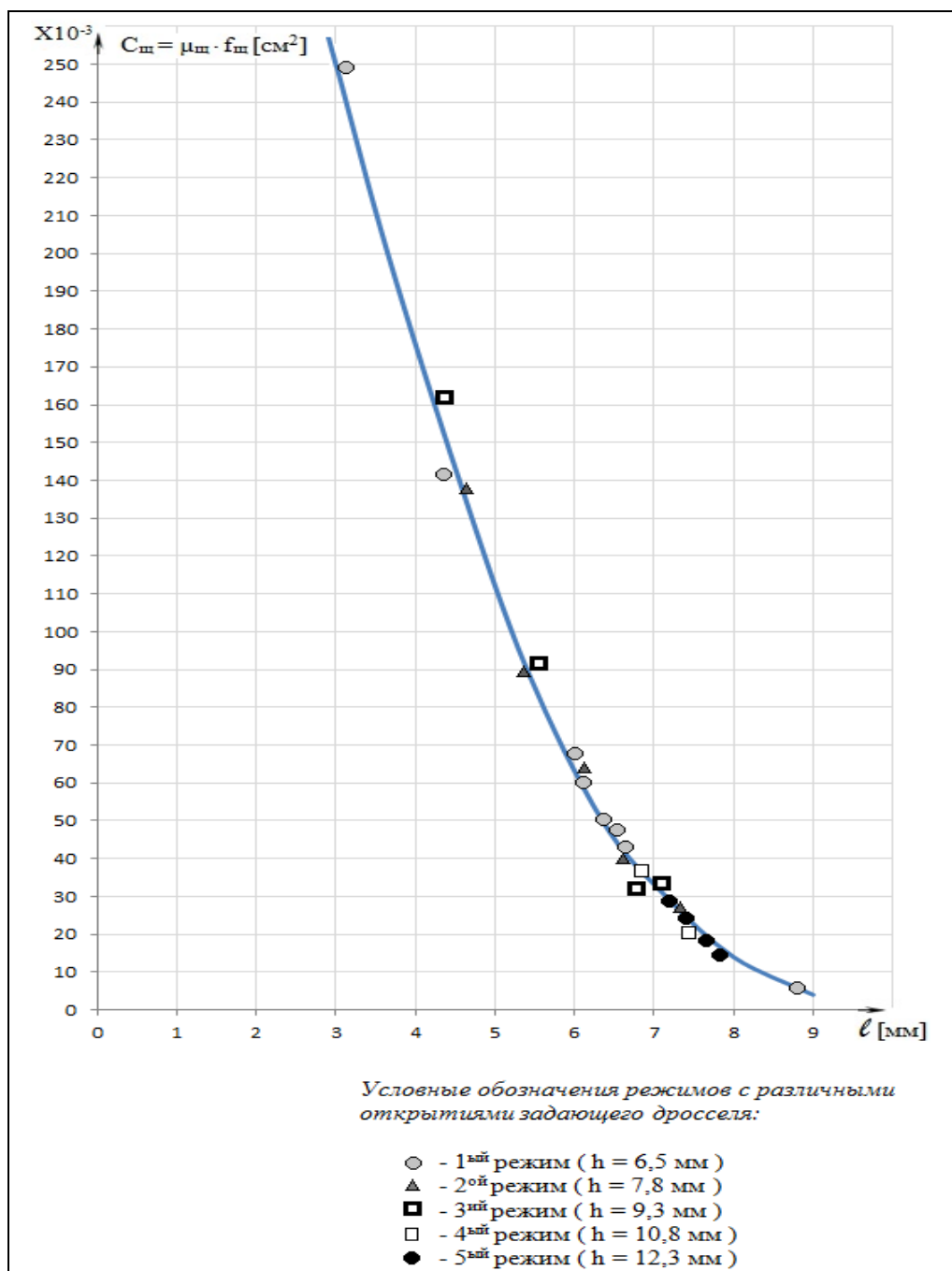
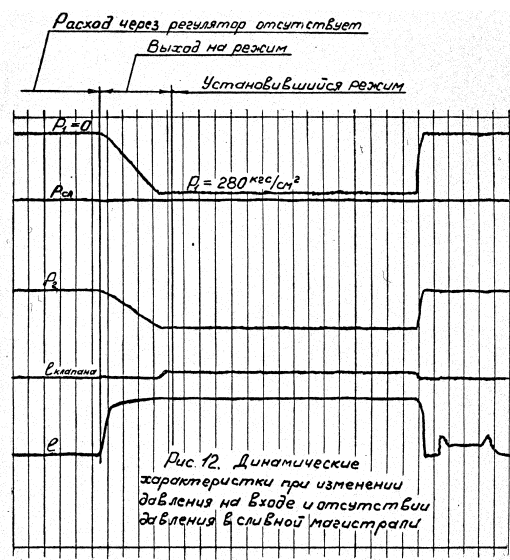
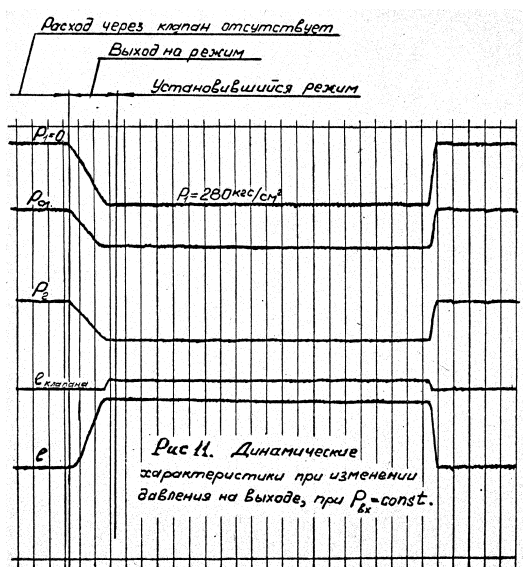


Рис. 10. Зависимость $C_m = f(l)$, полученная при различных перепадах ΔP и различных расходах через регулятор при изменении давления на входе и отсутствии давления в сливной магистрали

в) Сравнение динамических характеристик регулятора расхода, при различном перепаде давления на регуляторе расхода, показывает, что повышение давления на выходе из регулятора расхода существенного влияния не оказывает (рис. 11, 12).



Выводы.

1. Изменение способа задания перепада на регуляторе расхода (при давлении на выходе из регулятора расхода равным нулю и отличным от нуля) не изменяет значительно наклон статических характеристик.
2. С увеличением силы начального поджатия пружины наклон статических характеристик уменьшается.
3. С изменением места отбора давления под правый торец золотника, наклон статических характеристик значительно изменяется.
4. Наличие разгруженной площади на левом торце золотника значительно уменьшает наклон статических характеристик.
5. Наличие давления на выходе из регулятора на динамические характеристики регулятора расхода значительного влияния не оказывает.

Список литературы.

1. Попов Д.Н., Отрошко П.В., Бочаров А.Г., Кузнецов В.С., О влиянии противодействия на кавитационные течения жидкости в дроссельных устройствах. Вестник машиностроения, 1981, №11, с. 68-70.
1. Ковальчук А.К., Яроц В.В. Инновационные технологии в образовательном процессе / Материалы Международной научно-практической конференции «Информационные технологии в образовании». Минск, 21-22 мая 2009 г. Мн.: БНТУ, 2009. С. 31-32.
2. Кузнецов В.С., Шабловский А.С., Яроц В.В. Некоторые аспекты методики профессиональной переподготовки и повышения квалификации преподавателей и специалистов в области гидропневмоприводов в МГТУ им. Н.Э. Баумана / III Международная конференция «Состояние и перспективы развития профессиональной переподготовки и повышения квалификации специалистов в государствах-участниках СНГ по новым направлениям развития техники и технологий». Москва, 6-7 декабря 2012 года. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. С. 102-104.