

УДК 629.3.001

В. И. Мрочек, канд. техн. наук, доц., Т. В. Мрочек, канд. техн. наук, С. В. Розов

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕГУЛЯТОРА РАСХОДА ГИДРОУСИЛИТЕЛЯ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ

В статье приведено описание математической модели трехлинейного регулятора расхода гидроусилителя рулевого управления автомобилей типа МАЗ. Исследованы зависимости статических характеристик регулятора от подачи насоса и вязкости рабочей жидкости. С помощью планируемого эксперимента на разработанной математической модели и регрессионного анализа результатов исследовано влияние конструктивных параметров регулятора на его выходные характеристики. Предложены пути улучшения характеристик функционирования регулятора расхода.

Рулевые управления большинства выпускаемых в Республике Беларусь колесных машин снабжены гидроусилителями. Независимо от вида компоновочной схемы одним из наиболее важных устройств гидроусилителя, помимо гидронасоса, распределителя, гидроцилиндра, фильтра и гидробака, является трехлинейный регулятор расхода.

Трехлинейный регулятор расхода предназначен для поддержания заданного значения расхода вне зависимости от значения перепада давлений в подводимом и отводимом потоках рабочей

жидкости и величины расхода на входе. Основным достоинством таких регуляторов является то, что дозирование расхода жидкости, направляемого с выхода регулятора на вход распределителя, осуществляется при минимальных затратах энергии. Это достигается за счет того, что давление на входе $p_{вх}$ больше давления на выходе $p_{вых}$ на незначительную величину (примерно на 0,14...0,22 МПа).

На рис. 1, а приведена конструктивная схема регулятора расхода гидроусилителя типа МАЗ (МАЗ-5335).

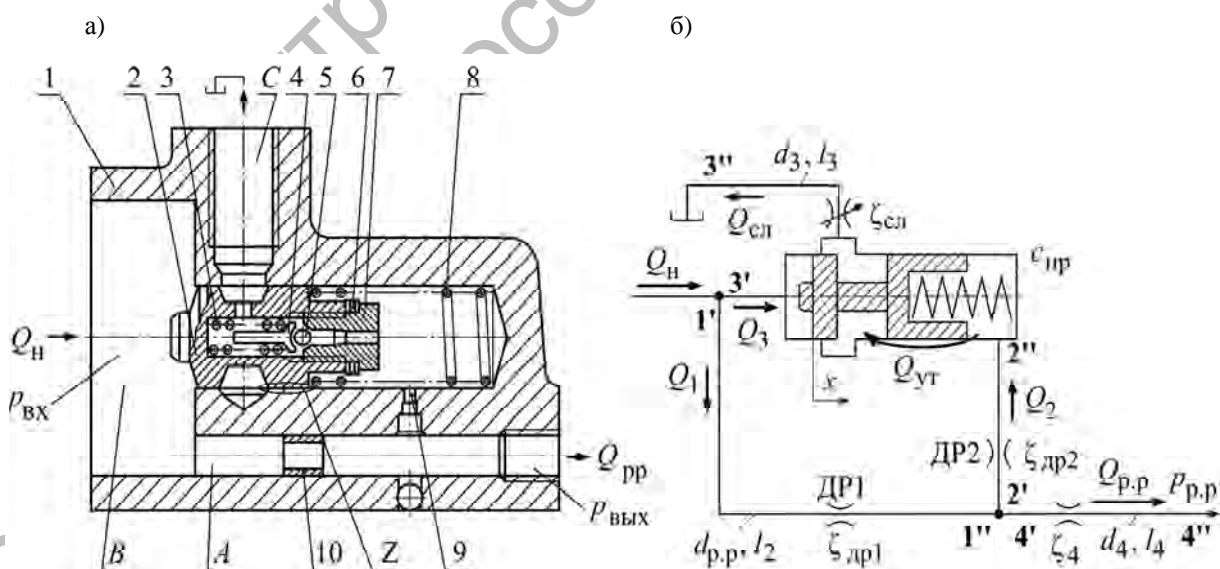


Рис. 1. Регулятор расхода гидроусилителя типа МАЗ-5335: а – конструктивная схема; б – расчетная схема

Регулятор расхода состоит из установленных в корпус 1 клапана разности давлений, дросселя 10 и предохранительного клапана непрямого действия. Клапан разности давлений состоит из золотника 2, пружины 8 и нерегулируемого дросселя 9. Указанные устройства клапана разности давлений являются одновременно и составными частями основного запорно-регулирующего элемента предохранительного клапана. Предохранительный клапан, встроенный в золотник 2, содержит пружину 3, упор 4, шарик 5, пробку 7 с дроссельным каналом, вворачиваемую по резьбе в золотник 2. Регулирующие кольца 6 предназначены для регулирования преднатяга пружины 3, которая определяет давление срабатывания предохранительного клапана. Клапан разности давлений поддерживает постоянный перепад давления на дросселе 10, а следовательно, и постоянное значение расхода на выходе регулятора Q_{pp} , при изменяющемся расходе на входе Q_n (который равен подаче насоса) и давлению на выходе $p_{вых}$. При технически исправном насосе $Q_n > Q_{pp}$. В этом случае увеличивается перепад давления на дросселе 10, вследствие чего золотник 2 смещается вправо, сообщая полость B со сливным отверстием C . При этом избыток рабочей жидкости, подаваемой в полость B , поступает через отверстие C на вход насоса.

Наличие зазоров между поясками золотника 2 и корпусом 1 приводит к появлению расходов утечек, причем в процессе эксплуатации расходы утечек могут существенно увеличиваться, что может приводить к существенному ухудшению характеристик функционирования как регулятора расхода, так и гидроусилителя в целом. Поэтому целями данного исследования являются изучение процессов функционирования трехлинейного регулятора расхода в процессе эксплуатации и влияния конструктивных параметров на его выход-

ные характеристики, а также выработка рекомендаций по восстановлению работоспособности регулятора.

Для достижения поставленных целей на основе инженерной методики моделирования гидропривода [1] разработаны расчетная схема и математическая модель регулятора расхода. При составлении расчетной схемы (рис. 1, б) в гидросистеме регулятора расхода выделялись участки, при этом основанием для появления нового участка служило изменение величины расхода. Все участки пронумерованы (например, первый участок обозначен 1'-1") и первая цифра в обозначении (со штрихом) соответствует началу участка, а вторая цифра (с двумя штрихами) – концу участка.

Математическая модель регулятора расхода, разработанная на основе расчетной схемы, представляет собой систему нелинейных алгебраических уравнений (1), учитывающих потери давления на трение по длине гидроматриалей независимо от режимов течения жидкости, а также потери в местных сопротивлениях, вязкостные свойства рабочей жидкости, зависимость вязкости от температуры, утечки в сопряжениях регулятора. В качестве фазовых координат приняты давления, расходы и перемещение золотника регулятора. Математическая модель включает уравнение насоса, уравнения баланса давлений на участках и уравнения баланса мгновенных объемных расходов.

При построении модели приняты следующие допущения: не учитывается сжимаемость рабочей жидкости; свойства рабочей жидкости в процессе функционирования регулятора расхода остаются неизменными; не учитываются силы инерции, действующие на механические части, а также на рабочую жидкость.

Математическая модель трехлинейного регулятора расхода имеет следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} Q_H &= V_0 n \eta_0; \\ p_{ВХ.4} &= p_{р.р} + a_{41} Q_{р.р} + a_{42} Q_{р.р}^2; \\ p_{ВХ.2} &= p_{ВХ.4}; \\ p_{ВЫХ.2} &= p_{ВХ.2} + a_{21} Q_2 + a_{22} Q_2^2; \\ p_{ВЫХ.1} &= p_{ВХ.4}; \\ p_{ВХ.1} &= p_{ВЫХ.1} + a_{11} Q_1 + a_{12} Q_1^2; \\ p_{ВХ.3} &= p_{ВХ.1}; \\ p_{ВХ.3} &= p_{ВЫХ.3} + a_{31} Q_{сл} + a_{32} Q_{сл}^2; \\ p_{ВХ.3} A_{зол} &= p_{ВЫХ.2} A_{зол} + c x_{пред} + c x; \\ Q_H &= Q_1 + Q_3; \\ Q_1 &= Q_2 + Q_{р.р}; \\ Q_{сл} &= Q_3 + Q_{ут}, \end{aligned} \right\} (1)$$

где Q_H – подача насоса, m^3/c ; V_0 – рабочий объем насоса, m^3 ; n – частота вращения вала насоса, c^{-1} ; η_0 – объемный КПД насоса; $a_{11} \dots a_{41}$, $a_{12} \dots a_{42}$ – коэффициенты; $Q_{р.р}$ – расход на выходе регулятора, m^3/c ; $p_{р.р}$ – давление нагрузки на выходе регулятора расхода, Па; $p_{ВХ.1} \dots p_{ВХ.4}$ – давления на входе (в начале) участков, Па; $p_{ВЫХ.1} \dots p_{ВЫХ.3}$ – давления на выходе (в конце) участков, Па; $A_{зол}$ – площадь торцевой поверхности золотника, m^2 ; c – коэффициент жесткости пружины, Н/м; $x_{пред}$ – преднатяг пружины, м; x – перемещение золотника регулятора расхода, м; $Q_1 \dots Q_3$ – расходы рабочей жидкости на участках, m^3/c ; $Q_{сл}$ – расход рабочей жидкости на слив в гидробак, m^3/c ; $Q_{ут}$ – расход утечек рабочей жидкости через зазор между золотником и корпусом регулятора, m^3/c .

Расход жидкости Q_2 через дросель ДР2 вычислялся по формуле [2]

$$Q_2 = \mu A_{др2} \sqrt{2(p_{ВХ.2} - p_{ВЫХ.2})/\rho}, \quad (2)$$

где μ – коэффициент расхода, $\mu = 0,62$; $A_{др2}$ – площадь проходного сечения дросселя ДР2, m^2 .

Расход утечек жидкости $Q_{ут}$ через зазор Z между правым пояском золотника и корпусом регулятора вычислялся по формуле [2]

$$Q_{ут} = \frac{\pi d_{зол} a_0^3}{12 \rho \nu l_{заз}} p_{ВЫХ.2}, \quad (3)$$

где $d_{зол}$ – диаметр золотника регулятора, м; a_0 – радиальный зазор между золотником и корпусом регулятора, м; $l_{заз}$ – длина зазора Z , равная длине правого пояса золотника, м.

Последующими исследованиями установлено, что колебания золотника регулятора расхода происходят с небольшой амплитудой, поэтому можно считать, что $Q_2 \approx Q_{ут}$. С учетом этого, приравняв правые части уравнений (2) и (3), после простейших преобразований было получено квадратное уравнение, решение которого использовалось для вычисления $p_{ВЫХ.2}$. Оно имеет следующий вид:

$$p_{ВЫХ.2} = -\frac{b_1}{2b_0} + \sqrt{\left(\frac{b_1}{2b_0}\right)^2 + \frac{b_1}{b_0} p_{ВХ.2}}, \quad (4)$$

где b_0 – коэффициент, $m^5 \cdot c^2 / кг$; b_1 – коэффициент, m^4 .

Коэффициенты b_0 и b_1 вычислялись из выражений

$$b_0 = \frac{d_{зол}^2 a_0^6}{18 \rho \nu^2 l_{заз}^2}; \quad (5)$$

$$b_1 = \mu^2 d_{др2}^4. \quad (6)$$

При закрытии золотником сливных отверстий на слив поступают утечки через зазор между левым пояском золотника и корпусом регулятора расхода. Расход на слив в этом случае вычислялся по формуле

$$Q_{сл} = \begin{cases} \frac{\pi d_{зол} a_0^3}{12 \rho \nu l_{заз.2}} p_{ВХ.3} & \text{при } x \leq x_{ок}; \\ 2\mu A_{щ} \sqrt{2 p_{ВХ.3} / \rho} & \text{при } x > x_{ок}, \end{cases} \quad (7)$$

где $x_{ок}$ – координата золотника, соответствующая началу открытия сливных отверстий, м; $l_{заз.2}$ – длина зазора между левым пояском золотника и корпусом

регулятора расхода, $l_{\text{зав.2}} = x_{\text{ок}} - x$; $A_{\text{щ}}$ – площадь щели (сегмента), открываемой передним пояском золотника регулятора, м^2 .

Множитель 2 в уравнении (7) учитывает то обстоятельство, что при перемещении золотника приоткрываются два радиально расположенных отверстия, т. е. суммарная площадь открытия $A_c = 2A_{\text{щ}}$. Такое решение в конструкции регулятора расхода предусмотрено для уравновешивания золотника от дейст-

$$A_{\text{щ}} = \begin{cases} 2r_{\text{щ}}^2 \arctg \frac{h_1}{\sqrt{2r_{\text{щ}}h_1 - h_1^2}} - (r_{\text{щ}} - h_1)\sqrt{2r_{\text{щ}}h_1 - h_1^2} & \text{при } x \leq r_{\text{щ}} + x_{\text{ок}}; \\ \pi r_{\text{щ}}^2 - \left(2r_{\text{щ}}^2 \arctg \frac{h_2}{\sqrt{2r_{\text{щ}}h_2 - h_2^2}} - (r_{\text{щ}} - h_2)\sqrt{2r_{\text{щ}}h_2 - h_2^2} \right) & \text{при } x > r_{\text{щ}} + x_{\text{ок}}, \end{cases} \quad (8)$$

где $r_{\text{щ}}$ – радиус отверстия, в котором пояском золотника образуется щель в виде сегмента; h_1, h_2 – параметры, $h_1 = x - x_{\text{ок}}$; $h_2 = 2r_{\text{щ}} - (x - x_{\text{ок}})$.

Система уравнений (1) решалась методом Ньютона.

Использование разработанной математической модели позволяет:

- исследовать статические характеристики регулятора и оценивать их стабильность и зависимость от подачи насоса и вязкости рабочей жидкости;
- изучать влияние конструктивных параметров на выходные характеристики регулятора расхода;
- устанавливать причины ухудшения функциональных свойств регулятора расхода; определять предельные значения параметров регулятора, при которых возможна эксплуатация этого устройства;
- определять направления совершенствования конструкции и повышения ремонтпригодности регулятора расхода.

Исследованиями установлено, что наиболее значимыми для оценки работоспособности трехлинейного регулятора расхода являются следующие ста-

вия радиальных сил давления.

Таким образом, как следует из вышесказанного, величина $Q_{\text{сл}}$ при $x \leq x_{\text{ок}}$ определяется как расход утечек через зазор между передним пояском золотника и корпусом, а при $x > x_{\text{ок}}$ – как расход через дроссель переменного сечения, образуемый двумя сегментами.

Площадь щели $A_{\text{щ}}$, имеющей форму сегмента и образуемой передним пояском золотника и отверстием в корпусе, определялась из выражения

тические характеристики: характеристика регулятора расхода, представляющая собой зависимость между расходом $Q_{\text{р.р}}$ и давлением $p_{\text{р.р}}$ на выходе регулятора; характеристика зависимости между величиной утечек $Q_{\text{ут}}$ и $p_{\text{р.р}}$. Указанные характеристики позволяют оценивать эффективность функционирования регулятора и выявлять причины ее снижения.

Из рис. 2 следует, что при изменении давления на выходе регулятора $p_{\text{р.р}}$ от 0,5 до 7 МПа и подачи насоса $Q_{\text{н}}$ от 12 до 36 л/мин расход $Q_{\text{р.р}}$ на выходе регулятора изменяется в пределах 8,876...9,037 л/мин, перепад давления на основном дросселе ДР1 изменяется в пределах 0,1441...0,1472 МПа, а перепад давления на дросселе ДР2 – в пределах 1...118 Па. Таким образом, во всем диапазоне изменения подачи на входе регулятора и давления на его выходе расход на выходе регулятора $Q_{\text{р.р}}$ изменяется незначительно, примерно на 1,81 %, т. е. стабилизация дозирования расхода регулятором осуществляется с очень высокой точностью и практически не зависит от подачи насоса, если он обеспечивает некоторый необходимый

запас. Номинальная подача насоса гидроусилителя составляет 12 л/мин, а расчетное значение $Q_{p,p} = 8,9$ л/мин, следовательно, резервирование подачи насоса составляет 3,1 л/мин. В [3] указывается, что снижение расхода на выходе регулятора не должно превышать 5 %.

При изготовлении регулятора расхода используется селективная сборка золотника с корпусом. Для гидроусилителя МА3-5335 диаметр золотника находится в пределах 19,977...19,992 мм,

а диаметр отверстия в корпусе – в пределах 20,000...20,015 мм. При селективной сборке золотники и корпуса сортируются на три группы через 0,005 мм. Среднее значение радиального зазора a_0 в каждой группе составляет 12 мкм и колеблется в пределах 8...18 мкм. В дальнейшем зазор $a_0 = 12$ мкм будем называть номинальным. Установлено, что при эксплуатации величина зазора a_0 из-за износа увеличивается и может достигать 40 мкм.

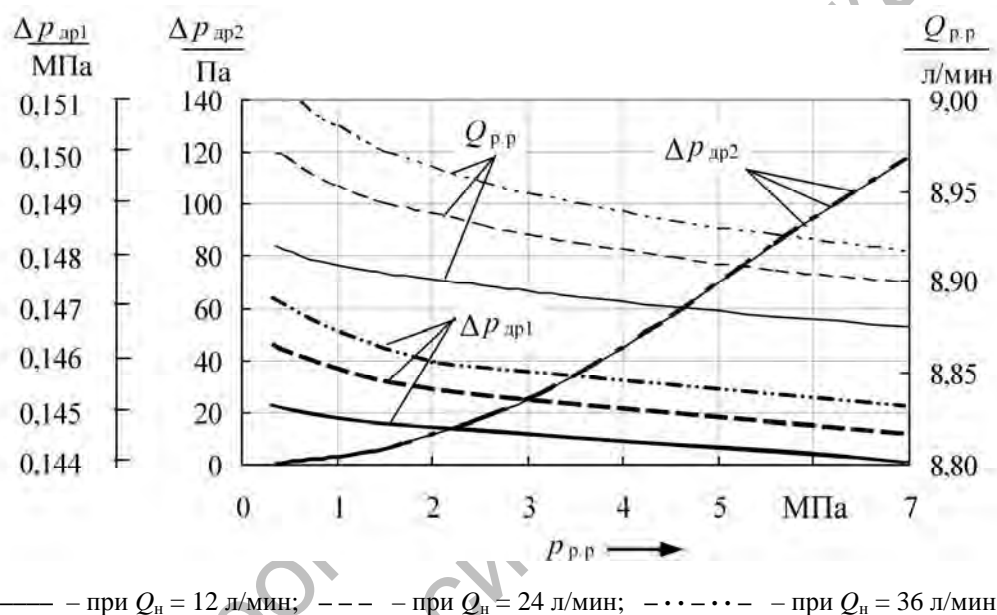


Рис. 2. Характеристики регулятора расхода гидроусилителя МА3-5335

На основании результатов исследований, приведенных на рис. 2, можно сделать вывод, что при необходимости увеличения расхода $Q_{p,p}$ следует не только увеличить подачу насоса Q_n , но и осуществить перенастройку регулятора расхода на новый уровень стабилизируемого им расхода.

На рис. 3 показаны зависимости расхода на выходе регулятора от вязкости рабочей жидкости, полученные для различных значений радиального зазора a_0 . При их определении давление на выходе регулятора $p_{p,p}$ принималось равным 7 МПа, расход на входе $Q_n = 12$ л/мин.

При номинальном радиальном за-

зоре $a_0 = 12$ мкм и увеличении вязкости рабочей жидкости ν расход $Q_{p,p}$ постепенно уменьшается. При $a_0 = 24$ мкм и $a_0 = 40$ мкм с увеличением вязкости расход $Q_{p,p}$ вначале возрастает, а затем начинает плавно снижаться. При $\nu > 45$ сСт (при температуре $T = 26$ °С для принятого в исследованиях масла АУ) зависимости $Q_{p,p} = f(\nu)$, полученные при $a_0 = 12$ мкм и $a_0 = 24$ мкм, практически совпадают, а при вязкости $\nu > 60$ сСт ($T = 22$ °С) снижение расхода $Q_{p,p}$ по отношению к номинальному начинает превышать 5 %, достигая при $\nu = 110$ сСт ($T = 16$ °С) 9,44 %. Снижение расхода при увеличении ν обусловлено ростом потерь давления на трение по длине в

гидромагистрали регулятора расхода, в которой установлен основной дроссель ДР1. При расчетах диаметр $d_{p,p}$ этой гидромагистрали был принят равным 6 мм и соответствовал тому, который реализован в конструкции. Зависимость расхода $Q_{p,p}$ от ν может быть минимизирована путем уменьшения потерь дав-

ления по длине в указанной выше гидромагистрали, что достигается двумя способами:

- 1) увеличением диаметра гидромагистрали регулятора расхода $d_{p,p}$;
- 2) уменьшением длины указанной гидромагистрали.

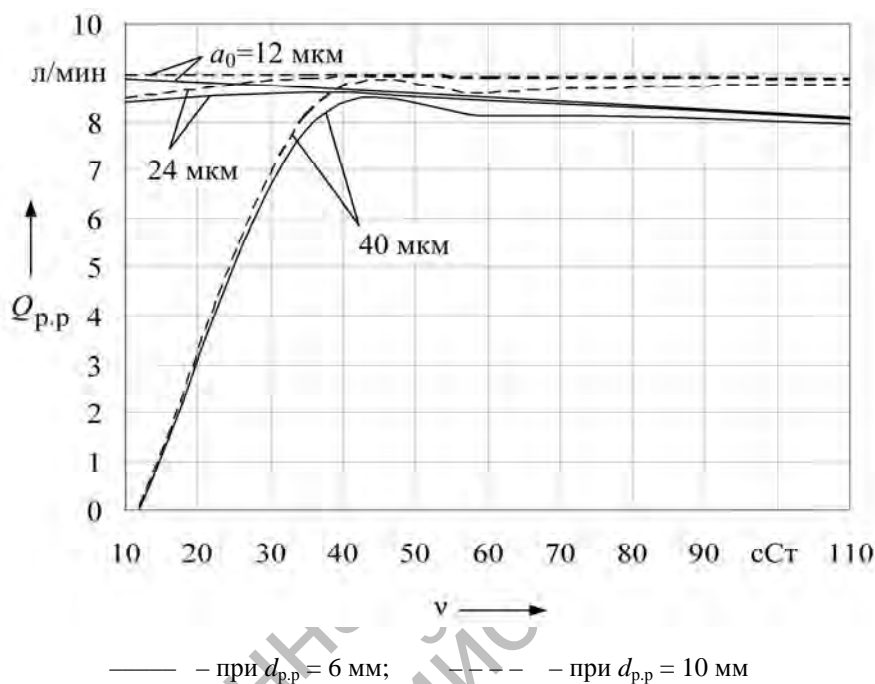


Рис. 3. Зависимости расхода на выходе регулятора $Q_{p,p}$ от кинематической вязкости рабочей жидкости ν

Наиболее просто реализовать первый путь – увеличить диаметр. На рис. 3 штриховой линией изображены зависимости $Q_{p,p} = f(\nu)$, полученные при $a_0 = 12$; 24 и 40 мкм и диаметре гидромагистрали регулятора расхода канала $d_{p,p} = 10$ мм. В этом случае, как видно из рис. 3, уменьшается зависимость $Q_{p,p}$ от вязкости. При $\nu = 110$ сСт ($T = 16^\circ\text{C}$) и a_0 , равном 12 и 24 мкм, уменьшение $Q_{p,p}$ по отношению к номинальному происходит всего лишь на 0,42 %.

Увеличение $Q_{p,p}$ при росте ν , начиная с 10 до 45 сСт ($T = 60 \dots 26^\circ\text{C}$), и a_0 , равном 24 и 40 мкм, обусловлено уменьшением расхода Q_{yT} из полости пружины на слив через зазор Z , повышением вследствие этого давления в

полости пружины $p_{\text{вых.2}}$ и перенастройкой регулятора на дозирование более высокого расхода на выходе. Что касается работоспособности регулятора расхода с $a_0 = 40$ мкм, то, как видно из рис. 3, расход $Q_{p,p}$ соответствует требуемому, начиная с вязкости 40 сСт ($T = 28^\circ\text{C}$) и более. При этом диаметр гидромагистрали $d_{p,p}$ должен быть равен 10 мм. При $d_{p,p} = 6$ мм требуемая точность регулирования расхода не обеспечивается.

При исследовании влияния на выходные характеристики регулятора расхода его конструктивных параметров рассматривались те параметры регулятора $x_{\text{упр}}$, к которым прежде всего применимы воздействия, приводящие к улучшению значений выходных харак-

теристик регулятора в процессе эксплуатации автомобиля, а именно: $c_{пр}$ – жесткость пружины 8 (см. рис. 1, а), преднатяг $x_{пред}$, диаметр дросселя ДР1 $d_{др1}$, диаметр дросселя ДР2 $d_{др2}$, радиальный зазор между золотником и корпусом регулятора a_0 , кинематическая вязкость жидкости ν .

В качестве выходных параметров приняты: расход на выходе регулятора $Q_{р.р}$, перепад давления на основном дросселе ДР1 $\Delta p_{др1}$, перепад давления на дросселе ДР2 $\Delta p_{др2}$. Основным выходным параметром является $Q_{р.р}$. Перепады давлений $\Delta p_{др1}$ и $\Delta p_{др2}$ характеризуют внутренние свойства регулятора и позволяют определять причины изменения $Q_{р.р}$.

При этом на основе математической модели, представленной системой нелинейных алгебраических уравнений (1), был проведен планируемый экспери-

мент. В качестве плана эксперимента использован композиционный план второго порядка типа B_n , ядром которого является план дробного факторного эксперимента $ДФЭ2^{n-p}$, где n – число факторов, равное числу выбранных конструктивных параметров ($n = 6$); p – степень дробности ДФЭ ($p = 1$). В соответствии с данным планом было выполнено 44 опыта, в которых варьировались значения всех факторов.

Для выявления зависимости между внутренними и выходными параметрами регулятора расхода результаты исследований были подвергнуты регрессионному анализу. На рис. 4 показаны графики, построенные по полученным регрессионным моделям. На этих графиках изменения выходных параметров приведены в процентах относительно их значений в центре эксперимента.

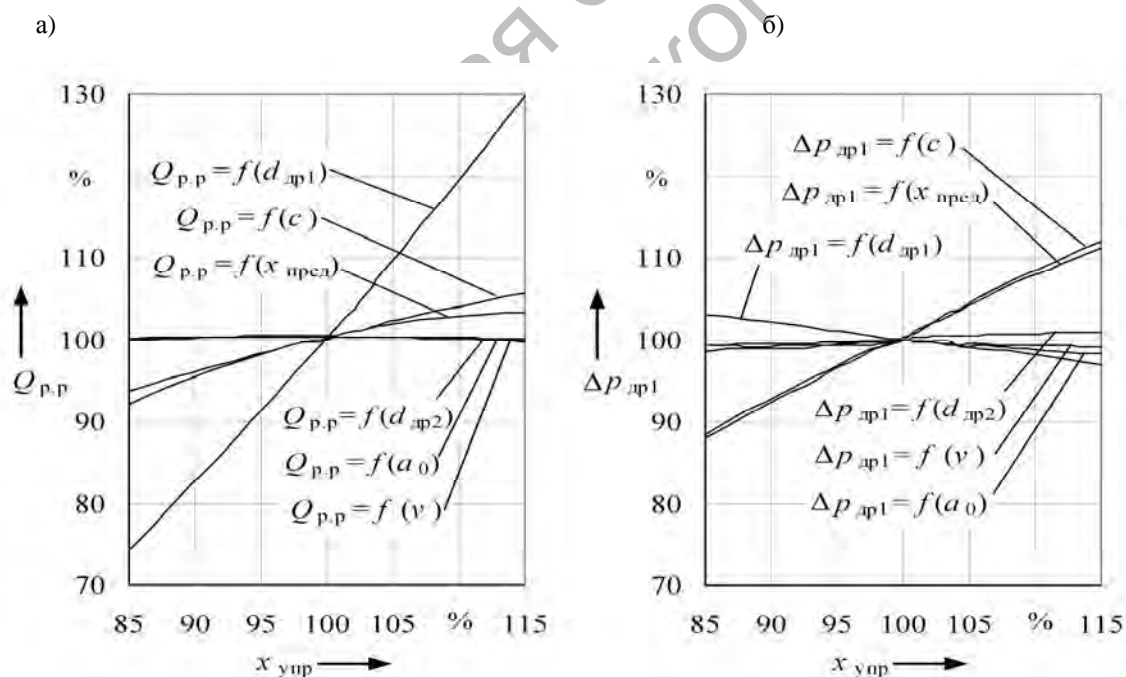


Рис. 4. Графики зависимостей расхода на выходе регулятора $Q_{р.р}$ и перепадов давления на основном дросселе $\Delta p_{др1}$ от внутренних параметров регулятора расхода

Для удобства использования на графиках в процентном соотношении отложены по осям абсцисс значения конструктивных параметров регулятора

расхода $x_{упр}$, а именно – $c_{пр}$, $x_{пред}$, $d_{др1}$, $d_{др2}$, a_0 , ν , а по осям ординат – значения выходных параметров.

Из графиков видно, что наиболь-

шее влияние на расход на выходе регулятора $Q_{p,p}$ оказывают (в порядке убывания) диаметр основного дросселя $d_{др1}$, жесткость пружины $c_{пр}$, преднатяг $x_{пред}$, зазор a_0 . Наибольшее влияние на перепад давления $\Delta p_{др1}$ на дросселе ДР1 оказывают (в порядке убывания) зазор a_0 , диаметр дросселя $d_{др2}$, жесткость пружины $c_{пр}$, преднатяг $x_{пред}$. Довольно значительное влияние на $Q_{p,p}$ и $\Delta p_{др1}$ оказывает вязкость рабочей жидкости, что показано выше.

В случаях, когда работоспособность гидроусилителя в процессе эксплуатации нарушается из-за ухудшения технического состояния таких компонентов, как регулятор расхода, распределитель или гидроцилиндр, то часто характеристики гидроусилителя могут быть восстановлены путем введения соответствующих регулировок в регуляторе расхода. При этом становится возможным восстановить характеристики как самого регулятора, так и компенсировать возросшие утечки рабочей жидкости на распределителе и гидроцилиндре.

Наиболее простой регулировкой является изменение преднатяга пружины $x_{пред}$, что достигается установкой регулировочных колец, однако, возможности изменения $x_{пред}$ ограничены. Изменение величины $x_{пред}$ для рассматриваемой конструкции не превышает 3...4 мм. Это позволяет, как видно из рис. 4, обеспечить изменение расхода на выходе регулятора $Q_{p,p}$ в пределах 7 % от номинального значения. Из рис. 4 также видно, что жесткость пружины регулятора $c_{пр}$ не оказывает значительного влияния на $Q_{p,p}$, кроме того, при эксплуатации менять жесткость пружины довольно сложно, так как для этого требуется изготавливать новые пружины. Изменение величины зазора a_0 требует проведения сложного дорогостоящего ремонта, связанного либо с восстановлением диаметра золотника регулятора расхода, либо с изготовлением

нового золотника с увеличенным диаметром поясков и установкой его в корпус после предварительной обработки корпуса.

Наибольшее влияние на расход $Q_{p,p}$ оказывает диаметр дросселя ДР1. Изменение диаметра $d_{др1}$ в пределах $\pm 15\%$ от номинального значения позволяет изменить расход $Q_{p,p}$ на 55 %. В связи с этим целесообразно в конструкции регулятора расхода предусмотреть возможность изменения диаметра дросселя ДР1, т. е. установить регулируемый дроссель. Это позволит в процессе эксплуатации (при технически исправном насосе) восстанавливать характеристики самого регулятора расхода, а также за счет перенастройки регулятора на более высокий расход компенсировать утечки рабочей жидкости в распределителе и гидроцилиндре.

В результате проведенных исследований установлено, что регулятор расхода дозирует расход $Q_{p,p}$ на его выходе с высокой точностью независимо от величины подачи насоса и давления на выходе. При необходимости увеличения значения расхода $Q_{p,p}$ следует не только увеличить подачу насоса Q_n , но и осуществить перенастройку регулятора расхода на новый уровень дозируемого им расхода.

При исследовании влияния вязкости рабочей жидкости на характеристики регулятора расхода установлено:

1) требуемая точность регулирования расхода регулятором гидроусилителя МАЗ-5335 при допустимой величине снижения расхода до 5 % от номинальной обеспечивается при условии, что $a_0 \leq 24$ мкм, а кинематическая вязкость ν рабочей жидкости не превышает 60 сСт;

2) точность регулирования расхода может быть повышена путем увеличения диаметра $d_{p,p}$ гидромагистрали регулятора. При увеличении $d_{p,p}$ с 6 до 10 мм снижение расхода на выходе ре-

гулятора не превышает 0,42 % при изменении вязкости ν от 10 до 110 сСт.

Установлено, что восстановить расчетные значения расхода на выходе регулятора можно путем регулирования площади сечения основного дросселя ДР1. С увеличением утечек $Q_{ут}$ из полости пружины необходимо увеличивать площадь основного дросселя, снижая на нем потери давления. Изменение диаметра дросселя в пределах $\pm 15\%$ от номинального значения позволяет изменить расход $Q_{р,р}$ на 55 %.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мрочек, В. И. Инженерная методика моделирования гидропривода / В. И. Мрочек // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2008. – № 3. – С. 14–20.
2. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы : учебник для машиностроительных вузов / Т. М. Башта [и др.] ; отв. ред. Т. М. Башта. – 2-е изд., перераб. – М. : Машиностроение, 1982. – 423 с. : ил.
3. Flow-control valves – part 1 [Electronic resource] / Ред. Hydraulics & Pneumatics, 2005 Penton Media, Inc. – USA, 2005. – Mode of access: [http : // www.hydraulicspneumatics.com / 200 / FPE / Valves / Article / True / 6409 / Valves](http://www.hydraulicspneumatics.com/200/FPE/Valves/Article/True/6409/Valves). – Date of access : 12.01.2010.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 05.04.2010

V. I. Mrochek, T. V. Mrochek, S. V. Rozov
Research into the flow regulator
of the hydraulic power steering

The research paper describes the mathematical model of the three-port flow regulator of the hydraulic steering booster of the MAZ-type vehicles. The dependences of static characteristics of the regulator upon the pump output and operating fluid viscosity are studied. The influence of design parameters of the regulator upon its output characteristics is studied by means of the planned experiment based on the developed mathematical model and the regressive analysis of the results of the experiment. The ways of improving the characteristics of flow regulator functioning are offered.