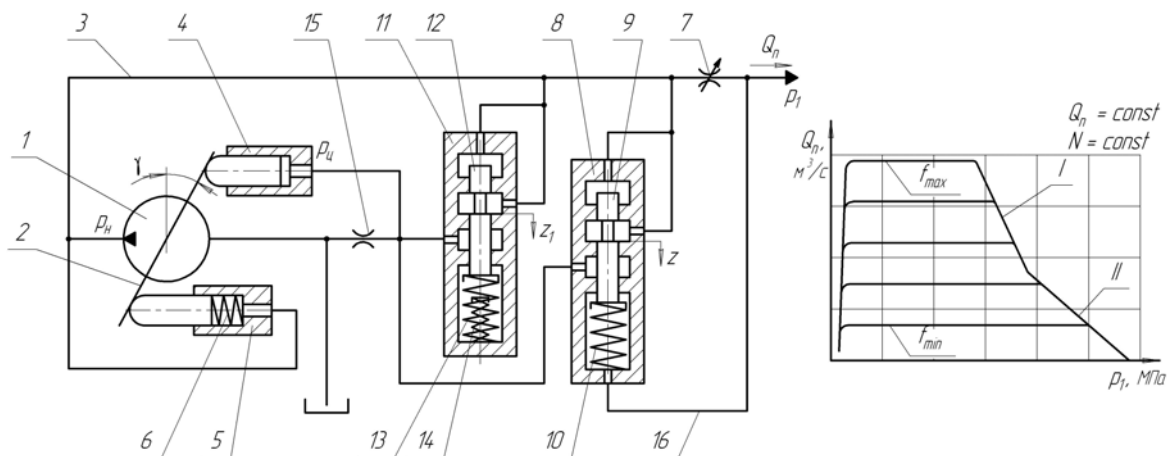


О ВОЗМОЖНОСТИ УМЕНЬШЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В СИСТЕМЕ УПРАВЛЕНИЯ ГИДРОПРИВОДОМ С НАСОСОМ ПЕРЕМЕННОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ



пружины 6. На сливе из поршня управления 4 установлен дроссель 15. Регулятор давления 11 с золотником 12 и пружинами 13 и 14 ограничивает значение максимального давления в напорной гидролинии и обеспечивает работу насоса в режиме постоянной мощности.

В установленном режиме система управления работает таким образом. Давление p_H и p_1 , а также усилие пружины 10, влияя на золотник 9, определяют такое его положение, при котором давление p_{II} в поршне 4 уравнивает на планшайбе 2 момент, созданный давлением p_H в поршне 5 вместе с пружиной 6. Пружина 10 подбирается таким образом, чтобы она могла поддерживать постоянный перепад давления на дросселе 7. При значительном росте величины давления p_H срабатывает регулятор давления 11 с золотником 12, пружинами 13 и 14, и рабочая жидкость поступает к поршню управления 4, переводя планшайбу 2 таким образом, что насос работает в режиме постоянной мощности.

Статическая характеристика насоса с предложенной системой управления представлена зависимостью, показанной на рис. 1, где $f_{\max}$, $f_{\min}$ – максимальная и минимальная площади открытия рабочего окна регулируемого дросселя 7. Наличие двух пружин 13 и 14 обеспечивает на статической характеристике два участка, которые приближают суммарную характеристику к гиперболической кривой, характеризующей работу насоса в режиме постоянной мощности. Участок I обеспечивается работой пружины 13, а участок II одновременной работой пружин 13 и 14.

Согласно с расчетной схемой математическая модель системы управления насосом переменной производительности включает уравнение сил и моментов, которые действуют на регулирующие элементы системы и уравнения неразрывности потоков для соответствующих линий. Уравнения математической модели составлены с такими допущениями: длина гидролиний мала, поэтому считалось, что влияние гидравлических потерь и волновых процессов на динамику привода незначительное; температура рабочей жидкости постоянна; податливости полостей и сжимаемость рабочей жидкости учитывались как усредненные величины для рассмотренных диапазонов изменений давления; коэффициенты расхода через дроссельные и золотниковые элементы постоянны; режимы работы системы управления – бескавитационные; гидродинамические силы, действующие на золотники регулятора, и их массы не учитывались. С учетом принятых допущений, уравнения математической модели системы управления насосом имеют вид:

$$\begin{aligned} \frac{\pi d_7^2}{4} \cdot d_8 \cdot k \cdot n \cdot \operatorname{tg} \gamma &= \mu \cdot f_{\partial p} \sqrt{\frac{2(p_H - p_1)}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_H - p_1) + \\ &+ \mu \cdot f(z) \sqrt{\frac{2(p_H - p_{II})}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_H - p_{II}) + \\ &+ \mu \cdot f_1(z_1) \sqrt{\frac{2(p_H - p_{II})}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_H - p_{II}) + \beta_1 \cdot W_H \frac{dp_H}{dt}, \end{aligned} \quad (1)$$

$$I \frac{d^2 \gamma}{dt^2} = p_H \cdot F_5 \cdot \ell - p_{II} \cdot F_4 \cdot \ell + M_C - b_\gamma \frac{d\gamma}{dt}, \quad (2)$$

$$b_P \frac{dz}{dt} = p_H \cdot f_P - p_1 \cdot f_P - c_P(z_P + z) - T_P \cdot \operatorname{sign} \frac{dz}{dt}, \quad (3)$$

$$b_{P1} \frac{dz_1}{dt} = p_H \cdot f_{P1} - c_{P1}(z_{P1} + z_1) - T_{P1} \cdot \operatorname{sign} \frac{dz_1}{dt}, \quad (4)$$

$$\begin{aligned} & \mu \cdot f(z) \sqrt{\frac{2(p_H - p_{\text{ц}})}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_H - p_{\text{ц}}) + \\ & + \mu \cdot f_1(z_1) \sqrt{\frac{2(p_H - p_{\text{ц}})}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_H - p_{\text{ц}}) = \mu \cdot f_0 \sqrt{\frac{2p_{\text{ц}}}{\rho}} + \beta_2 \cdot W_{\text{ц}} \frac{dp_{\text{ц}}}{dt}, \end{aligned} \quad (5)$$

где p_H – давление на выходе насоса; γ – угол поворота планшайбы насоса; $p_{\text{ц}}$ – давление в поршне управления положением планшайбы насоса; p_1 – давление нагрузки на исполнительном гидродвигателе; F_4 – площадь поршня управления 4; F_5 – площадь поршня управления 5; I – момент инерции планшайбы насоса; b_γ – коэффициент кинематической вязкости планшайбы насоса; d_7 – диаметр поршней насоса; d_8 – диаметр размещения поршней в роторе насоса; k – количество поршней насоса; n – частота вращения вала насоса; ℓ – плечо действия управляющих цилиндров на планшайбу насоса; M_C – момент сопротивления планшайбы насоса, который рассчитывался за ниже приведенной формулой в Н·м [2]:

$$M_C = 26,4 - 3,2 \left(\frac{p_H - 9 \cdot 10^6}{7 \cdot 10^6} \right) - 9,9 \left(\frac{Q_n - 0,67 \cdot 10^{-3}}{0,5 \cdot 10^{-3}} \right) - 2,2 \left(\frac{p_H - 9 \cdot 10^6}{7 \cdot 10^6} \right) \times \left(\frac{Q_n - 0,67 \cdot 10^{-3}}{0,5 \cdot 10^{-3}} \right),$$

где Q_n – поток рабочей жидкости, поступающей к исполнительному гидродвигателю; z – величина перемещения золотника 9 регулятора подачи 8; z_1 – величина перемещения

золотника 12 регулятора давления 11; $f_p = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4}$ – площадь торцов золотника 9 регулятора

подачи 8; d_p – диаметр торцов золотника 9 регулятора подачи 8; $f_{p1} = \frac{\pi \cdot d_{p1}^2}{4}$ – площадь

торцов золотника 12 регулятора давления 11; d_{p1} – диаметр торцов золотника 12 регулятора

давления 11; c_p – жесткость пружины 10 регулятора подачи 8; c_{p1} – суммарная жесткость

пружины 13 и 14 регулятора давления 11; z_p, z_{p1} – начальные величины сжатия пружин

регулятора подачи 8 и давления 11 соответственно; $f(z), f_1(z_1)$ – площади открытия рабочих

окон регулятора подачи 8 и давления 11 соответственно; b_p, b_{p1} – коэффициенты

кинематической вязкости золотников регулятора подачи и давления соответственно; T_p, T_{p1}

– силы сухого трения золотников регулятора подачи и давления соответственно; ρ –

плотность рабочей жидкости; μ – коэффициент расхода через дроссельные элементы; $f_{\partial p}$ –

площадь открытия рабочего окна регулируемого дросселя 7; f_0 – площадь открытия

рабочего окна дросселя 15 в сливной гидролинии поршня управления планшайбой насоса;

W_H – объем рабочей жидкости в участке гидролинии нагнетания, который прилегает к

насосу; $W_{\text{ц}}$ – объем рабочей жидкости в поршне управления планшайбой насоса и участке

гидролинии, который прилегает к нему; β_1, β_2 – суммарные коэффициенты сжимаемости

рабочей жидкости объемами W_H и $W_{\text{ц}}$ соответственно.

Величины открытия рабочих окон золотников регулятора подачи и давления

соответственно аппроксимировались выражениями:

$$f(z) = 0,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 \text{ при } 0 \leq z \leq z_{\min},$$

$$f(z) = k_z \cdot z \text{ при } z_{\min} \leq z \leq z_{\max};$$

$$f_1(z_1) = 0,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 \text{ при } 0 \leq z_1 \leq z_{1\min},$$

$$f_1(z_1) = k_{z1} \cdot z_1 \text{ при } z_{1\min} \leq z_1 \leq z_{1\max};$$

где $z_{\min}, z_{1\min}$ – величина перемещения золотника, при котором открывается дроссельная щель регулятора подачи и давления соответственно; $z_{\max}, z_{1\max}$ – величина перемещения золотника, при котором закрывается дроссельная щель регулятора подачи и давления соответственно; k_z, k_{z1} – коэффициенты площади открытия рабочих окон регулятора подачи и давления соответственно.

Эффективность использования мощности предложенной системы управления можно оценить по величине гидравлического КПД, который вычисляется по формуле:

$$\eta_e = \frac{N_{кор}}{N_{кор} + N_{1втр} + N_{2втр}},$$

где $N_{кор} = p_1 \cdot \mu \cdot f_{оп} \sqrt{\frac{2(p_H - p_1)}{\rho}}$ – полезная мощность, которая определяется давлением p_1

на входе исполнительных гидродвигателей и потоком $Q_n = \mu \cdot f_{оп} \sqrt{\frac{2(p_H - p_1)}{\rho}}$ через

регулируемый дроссель к исполнительным гидродвигателям; $N_{1втр} = p_{ц} \cdot \mu \cdot f_0 \sqrt{\frac{2p_{ц}}{\rho}}$ –

потери мощности в системе управления регулируемым насосом, которые определяются давлением $p_{ц}$ в поршне управления положением планшайбы насоса и потоком

$Q_z = \mu \cdot f_0 \sqrt{\frac{2p_{ц}}{\rho}}$ через дроссель в сливной гидролинии поршня управления;

$N_{2втр} = p_H \cdot p_H \cdot K'_H$ – гидравлические потери мощности, которые определяются давлением на выходе насоса p_H и объемным коэффициентом полезного действия K'_H насоса; $K'_H = 3,3 \cdot 10^{-12} \text{ с} \cdot \text{м}^4/\text{кг}$ [2].

Система уравнений, описывающая поведение системы управления насосом переменной производительности, исследовалась с помощью программного пакета MATLAB Simulink.

На рис. 2 показаны зависимости гидравлического КПД системы управления насосом переменной производительности при разных перепадах управляющего давления $\Delta p = p_H - p_1$ на регулируемом дросселе. В процессе исследований величины p_H , $p_{ц}$, Q_n и Q_z определялись по результатам решения уравнений нелинейной математической модели при начальных условиях переменных, близких к установившимся. С точки зрения энергетических характеристик, более выгодной является работа привода при давлениях p_1 до 20 МПа и больших значениях $f_{оп}$, что определяет величину потока Q_n к исполнительным гидродвигателям. При чем, для предотвращения повышенных потерь мощности, желательно, чтобы управляющий перепад давления Δp на регулируемом дросселе был как можно меньше.

При математическом моделировании рабочих процессов в предложенной системе управления насосом переменной производительности определено влияние управляющего перепада Δp на величину погрешности δ стабилизации потока к потребителю (рис. 3). Погрешность стабилизации потока к потребителю оценивалась по соотношению

$$\delta = \frac{Q_{n \max} - Q_{n \min}}{Q_{n \min}} \cdot 100\%, \text{ где } Q_{n \max}, Q_{n \min} - \text{соответственно максимальная и минимальная}$$

величина потока к исполнительным гидродвигателям при работе регулятора подачи. Условия выполнения некоторых технологических процессов требуют, чтобы величина δ не превышала установленных значений, иначе возникают ошибки при отработке управляющих сигналов, снижается точность машины. Анализ полученной зависимости (рис. 3) показывает, что при уменьшении величины управляющего перепада Δp погрешность стабилизации δ увеличивается. Так, при уменьшении Δp с 2,0 МПа до 0,5 МПа величина δ возрастает с 1,8% до 6%.

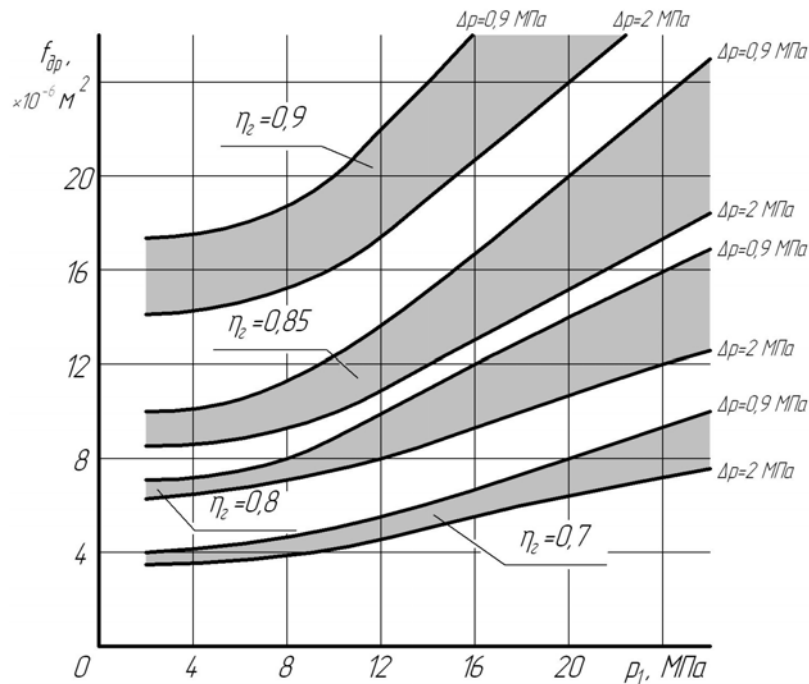


Рис. 2. Зависимость гидравлического КПД от перепада давления на регулируемом дросселе

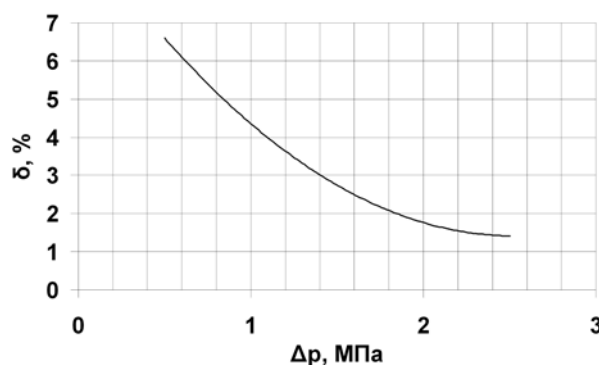


Рис. 3. Влияние управляющего перепада давления Δp на регулируемом дросселе на величину ошибки стабилизации δ

Таким образом, уменьшение величины управляющего перепада Δp , которое улучшает энергетические характеристики, одновременно значительно повышает погрешность стабилизации δ , что может оказаться нежелательным и нуждается в разработке мер по устранению отмеченного негативного влияния уменьшения управляющего перепада давления.

Одним из методов уменьшения погрешности стабилизации является соответствующий выбор конструктивных параметров регулятора. На рис. 4 показано влияние диаметра золотника d_p , коэффициента площади открытия рабочего окна k_z и жесткости пружины c_p регулятора подачи на величину погрешности стабилизации δ . На рисунке по оси абсцисс отложено значение безразмерных параметров $\Pi = \Pi_0 / \Pi_{\max}$, где Π_0 – действительное текущее значение параметров, $\Pi_{\max}$ – максимальное значение параметров. Максимальные значения параметров имели величины равные верхним границам из такого диапазона изменения параметров: $d_p = (4,0 \dots 10,0) \cdot 10^{-3}$ м; $k_z = (0,5 \dots 4,0) \cdot 10^{-3}$ м; $c_p = (0,8 \dots 4,0) \cdot 10^4$ Н/м. Начальные значения переменных имели такие величины: $d_p = 6,0 \cdot 10^{-3}$ м; $k_z = 1,5 \cdot 10^{-3}$ м; $c_p = 1,5 \cdot 10^4$ Н/м. Наиболее заметное влияние на величину δ имеет d_p . Так, при увеличении d_p с $5 \cdot 10^{-3}$ м до $8 \cdot 10^{-3}$ м величина δ уменьшается с 3,5% до 1,2%. Увеличение величин k_z и c_p также предопределяет уменьшение δ , но в значительно меньшей мере, чем при увеличении d_p .

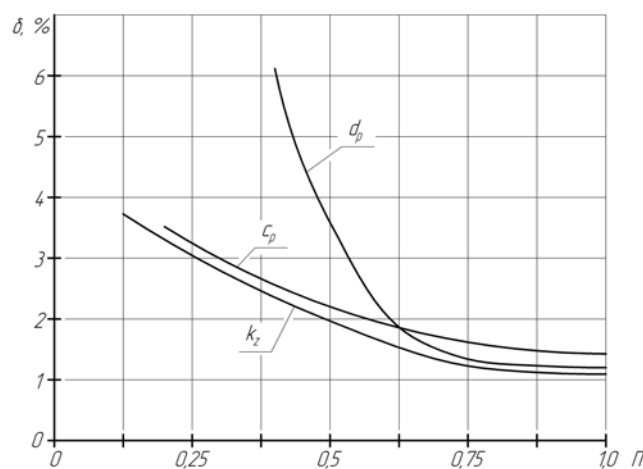


Рис. 4. Влияние конструктивных параметров регулятора подачи на величину ошибки стабилизации δ

Выполненные исследования гидравлических потерь системы управления гидроприводом с насосом переменной производительности позволяют сделать такие **выводы**:

1. Переход на меньшие значения величины управляющего перепада давления на регулируемом дросселе обеспечивает снижение гидравлических потерь давления и соответственно повышение гидравлического КПД гидропривода. Но переход на более низкий управляющий перепад с 2 до 0,5 МПа сопровождается при этом повышением погрешности стабилизации δ величины потока к потребителям с 1,8% до 6%.

2. Установлено, что компенсировать отмеченное негативное влияние уменьшения управляющего перепада давления Δp на погрешность стабилизации δ потока можно путем соответствующего выбора конструктивных параметров регулятора подачи, а именно: за счет диаметра золотника d_p , коэффициента площади открытия рабочего окна k_z и жесткости пружины c_p регулятора подачи.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Буренніков Ю.А., Козлов Л.Г., Репінський С.В. Удосконалення схем регуляторів подачі насосів гідросистем, чутливих до навантаження, та їх статичні характеристики // Вісник ВПП. – 2004. – № 5. – с. 88 – 92
2. Козлов Л.Г. Вдосконалення систем керування гідроприводів з LS-регулюванням. – Дис. канд. техн. наук: 05.02.03. – Вінниця, 2000.
3. Буренніков Ю.А., Козлов Л.Г., Репінський С.В. Вибір параметрів системи керування гідроприводом з насосом

змінної продуктивності на основі дослідження його стійкості // Вісник ВПІ. Спеціальний випуск за матеріалами XIII Міжнародної конференції з автоматичного управління (Автоматика – 2006). – 2006. – № 6. – С. 211 – 217

4. Буренніков Ю.А., Козлов Л.Г., Репінський С.В., Петров О.В., Лозінський Д.О. Математичне моделювання системи управління гідроприводом з пропорційним керуванням // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – 2007. – № 3 (109). Частина 1. – С. 20 – 26

Буренников Юрий Анатольевич – директор института машиностроения и транспорта;

Козлов Леонид Геннадиевич – декан факультета технологии, автоматизации и компьютеризации машиностроения;

Репинский Сергей Владимирович – ассистент кафедры технологии и автоматизации машиностроения.

Винницкий национальный технический университет