

УДК 621.22

Буренніков Ю.А., Козлов Л.Г., Репінський С.В.
Вінницький національний технічний університет (ВНТУ)

ДИНАМІКА СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ РЕГУЛЬОВАНИМ НАСОСОМ З АВТОМАТИЧНИМ РЕГУЛЯТОРОМ ПОДАЧІ

Запропоновано розрахункову схему автоматичного регулятора насоса змінної продуктивності, який забезпечує стабілізацію подачі від насоса і захист від перенавантаження при настроєних високих значеннях тиску. Представлено математичну модель запропонованої системи. Визначено вплив сполучення основних конструктивних параметрів регулятора на час регулювання змінних, що описують стан системи керування. Встановлено сполучення конструктивних параметрів регулятора, яке забезпечує високу швидкодію системи керування регульованим насосом в усьому діапазоні функціонування.

Ю.А. Буренников, Л.Г. Козлов, С.В. Репинский. *Динамика системы управления регулируемым насосом с автоматическим регулятором подачи. Предложена расчетная схема автоматического регулятора насоса переменной производительности, который обеспечивает стабилизацию подачи от насоса и защиту от перегрузки при настроенных высоких значениях давления. Представлена математическая модель предложенной системы. Определено влияние соединения основных конструктивных параметров регулятора на время регулирования переменных, которые описывают состояние системы управления. Установлено соединение конструктивных параметров регулятора, которое обеспечивает высокое быстродействие системы управления регулируемым насосом во всем диапазоне функционирования.*

Yu.A. Burennikov, L.G. Kozlov, S.V. Repinskiy. *The dynamics of a variable pump control with automatic flow regulator. Circuit is proposed for designing automatic regulator of the variable pump that provides pump flow stabilization and overload protection under high values of pressure settings. It is determined how the combination of regulator parameters influences the regulation time of the variables that describe the control system state. Such combination of the regulator design parameters is found that provides quick response of the variable pump control system within the whole operation range.*

Гідроприводи технологічних машин працюють у широких діапазонах зміни швидкостей руху робочих органів. Режим роботи гідроприводів характеризуються частим ввімкненням та вимкненням насосів і гідророзподільників, зміною режимів роботи гідроприводу та характеру навантажень на гідродвигунах. Дані обставини визначають необхідність дослідження динамічних процесів в приводах, а також вибір сполучення конструктивних параметрів системи керування, яке забезпечить достатню швидкодію і належні показники якості регулювання в усьому діапазоні функціонування гідроприводу.

Розрахункова схема системи керування регульованим насосом представлена на рис. 1. Система керування містить насос змінного робочого об'єму з автоматичним регулятором, який забезпечує стабілізацію подачі від насоса і захист від перенавантаження, при настроєних високих значеннях тиску [1-4].

Схема включає аксіально-поршневий насос змінного робочого об'єму 1, регульований дросель 7, регулятор подачі 8 з золотником 9 та пружиною 10, який підключений до гідролінії 3 та 15 і керує потоком, що надходить з гідролінії 3 в поршень керування 4. Планшайба 2 насоса знаходиться під впливом дії поршнів 4, 5 і пружини 6. На зливі з поршня керування 4 встановлений дросель 14. Регулятор тиску 11 з золотником 12 і пружиною 13 обмежує значення максимального тиску в напірній гідролінії.

У встановленому режимі система керування працює таким чином. Тиск p_H і p_1 , а також зусилля пружини 10 впливаючи на золотник 9, визначають таке його положення, при якому тиск p_{11} в поршні 4 урівноважує на планшайбі 2 момент, що створений тиском p_H в поршні 5 разом з пружиною 6. Пружина 10 підбирається таким чином, щоб могла підтримувати постійний перепад

тиску на дроселі 7. При значному рості величини тиску p_H спрацьовує регулятор тиску 11 з золотником 12 та пружиною 13 і робоча рідина надходить до поршня керування 4, переводячи планшайбу 2 так, що насос працює в режимі мінімальної подачі.

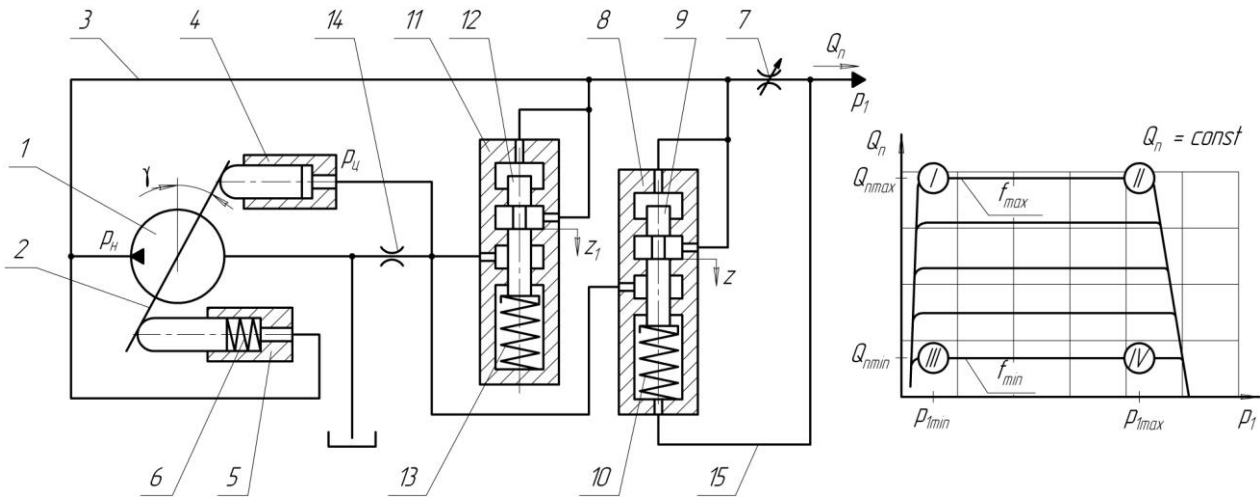


Рис. 1. Розрахункова схема системи керування і статична характеристика насоса

Статична характеристика насоса з запропонованою системою керування представлена залежністю показаною на рис. 1, де f_{max}, f_{min} – максимальна і мінімальна площі відкриття робочого вікна регульованого дроселя 7.

Згідно з розрахунковою схемою математична модель системи керування регульованим насосом включає рівняння сил і моментів, які діють на регулюючі елементи системи і рівняння нерозривності потоків для відповідних ліній. Рівняння математичної моделі складені з такими припущеннями: довжина гідроліній мала, тому вважалось що вплив гідравлічних втрат і хвильових процесів на динаміку приводу незначний; температура робочої рідини постійна; податливості порожнин і стисненість робочої рідини враховувались як усереднені величини для розглянутих діапазонів змін тиску; коефіцієнти витрати через дросельні і золотникові елементи постійні; режими роботи системи керування – безкавітаційні; гідродинамічні сили, що діють на золотники регулятора, і їх маси не враховувались. З врахуванням прийнятих припущень рівняння математичної моделі системи керування насосом мають вигляд

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

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

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

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

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

де p_H – тиск на виході насоса; γ – кут повороту планшайби насоса; p_{II} – тиск в поршні керування положенням планшайби насоса; p_1 – тиск навантаження на виконавчому гідродвигуні; F_4 – площа поршня керування 4; F_5 – площа поршня керування 5; I – момент інерції планшайби насоса; b_γ – коефіцієнт кінематичної в'язкості планшайби насоса; d_7 – діаметр поршнів насоса; d_8 – діаметр розміщення поршнів в роторі насоса; k – кількість поршнів насоса; n – частота обертання вала насоса; ℓ – плече дії керуючих циліндрів на планшайбу насоса; M_C – момент опору планшайби насоса, що обчислювався за нижче наведеною формулою в Н·м [5];

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

Q_n – подача робочої рідини, що поступає до виконавчого гідродвигуна; z – величина переміщення золотника 9 регулятора подачі 8; z_1 – величина переміщення золотника 12 регулятора тиску 11;

$f_p = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4}$ – площа торців золотника 9 регулятора подачі 8; d_p – діаметр торців золотника 9

регулятора подачі 8; $f_{p1} = \frac{\pi \cdot d_{p1}^2}{4}$ – площа торців золотника 12 регулятора тиску 11; d_{p1} – діаметр

торців золотника 12 регулятора тиску 11; c_p – жорсткість пружини 10 регулятора подачі 8; c_{p1} – жорсткість пружини 13 регулятора тиску 11; z_p, z_{p1} – початкові величини стиснення пружин регулятора подачі 8 і тиску 11 відповідно; $f(z), f_1(z_1)$ – площі відкриття робочих вікон регулятора

подачі 8 і тиску 11 відповідно; b_p, b_{p1} – коефіцієнти кінематичної в'язкості золотників регулятора подачі і тиску відповідно; T_p, T_{p1} – сили сухого тертя золотників регулятора подачі і тиску відповідно; ρ – густина робочої рідини; μ – коефіцієнт витрати через дроселюючі елементи; f_{dp} –

площа відкриття робочого вікна регульованого дроселя 7; f_0 – площа відкриття робочого вікна дроселя 14 в зливній гідролінії поршня керування планшайбою насоса; W_H – об'єм робочої рідини в

ділянці гідролінії нагнітання, що прилягає до насоса; W_{II} – об'єм робочої рідини в поршні керування планшайбою насоса і ділянці гідролінії, що прилягає до нього; β_1, β_2 – сумарні коефіцієнти стиснення робочої рідини об'ємами W_H і W_{II} відповідно.

Величини відкриття робочих вікон золотників регулятора подачі і тиску відповідно апроксимувалися виразами

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

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

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

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

де $z_{\min}, z_{1\min}$ – величина переміщення золотника, при якому відкривається дросельна щілина регулятора подачі і тиску відповідно; $z_{\max}, z_{1\max}$ – величина переміщення золотника, при якому

закривається дросельна щілина регулятора подачі і тиску відповідно; k_z, k_{z1} – коефіцієнти площі відкриття робочих вікон регулятора подачі 8 і тиску 11 відповідно.

Система рівнянь, що описує поведінку системи керування насосом змінної продуктивності, досліджувалась за допомогою програмного пакету MATLAB Simulink. При роботі математичної моделі отриманий перехідний процес в системі, який дозволив визначити динамічні характеристики змінних, що описують стан системи керування [2, 3]. Тиск на виході насоса p_H , кут повороту планшайби насоса γ , тиск робочої рідини в поршні керування положенням планшайби насоса $p_{Ц}$, величина переміщення золотника регулятора подачі z і величина переміщення золотника регулятора тиску z_1 розглядалися як змінні, що описують стан системи керування насосом змінної продуктивності.

В результаті обробки даних отриманих за допомогою математичної моделі визначено вплив сполучення основних конструктивних параметрів регулятора подачі на показники якості перехідного процесу, а саме час регулювання змінних стану системи керування.

Час регулювання в гідроприводі t_p визначався за моментом входження величини змінної в $\pm 5\%$ коридор відносно усталеного значення відповідної змінної.

В якості основних конструктивних параметрів регулятора подачі розглядалися діаметр золотника d_p , коефіцієнт кінематичної в'язкості золотника b_p , коефіцієнт площі відкриття робочого вікна регулятора подачі k_z і коефіцієнт кінематичної в'язкості планшайби насоса b_γ .

На рис. 2 показаний приклад впливу співвідношення параметрів регулятора, зокрема d_p і b_p на час регулювання t_p змінних стану системи керування при різних режимах роботи регульованого насоса (точки I-IV на рис.1).

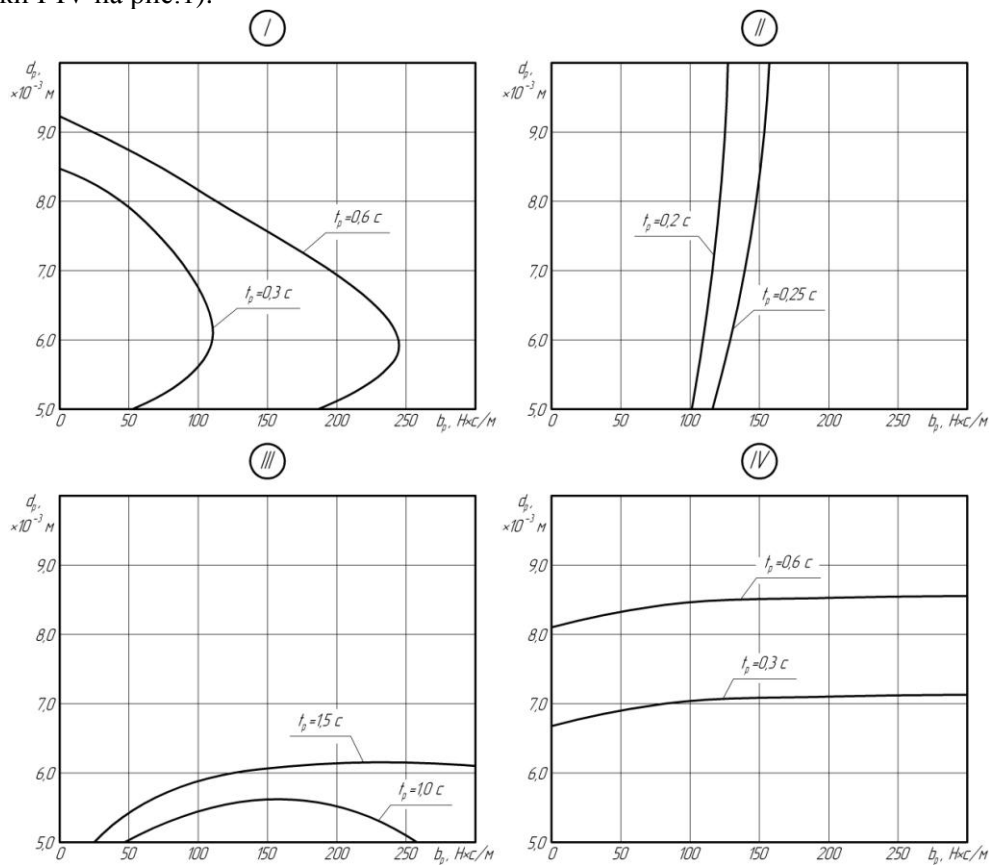


Рис. 2. Вплив співвідношення параметрів b_p і d_p на час регулювання t_p змінних стану системи керування при різних режимах роботи насоса

При виконанні досліджень, тиск навантаження на виконавчому гідродвигуні складав $p_{1\min} = 3$ МПа, $p_{1\max} = 14$ МПа. Інші початкові значення змінних стану системи керування: $p_H = 5$ МПа і $p_{Ц} = 2$ МПа при $p_{1\min}$; $p_H = 16$ МПа і $p_{Ц} = 8$ МПа при $p_{1\max}$; $\gamma = 0,05$ рад; $z = z_1 = 0,5 \times 10^{-3}$ м. Мінімальній та максимальній подачі робочої рідини Q_n , що поступає до виконавчого гідродвигуна, відповідають відповідно такі площі відкриття робочого вікна регульованого дроселя: $f_{\min} = 2 \times 10^{-6}$ м², $f_{\max} = 30 \times 10^{-6}$ м². Початкові значення досліджуваних параметрів мали величини: $d_p = 6$ мм; $k_z = 1,5 \times 10^{-3}$ м; $b_p = 150$ Н·с/м; $b_\gamma = 30$ Н·с/м.

Співвідношення параметрів $b_p - d_p$ регулятора має найбільш помітний вплив на величину t_p при роботі насоса в режимі мінімального тиску і подачі (точка III). В цьому режимі роботи насоса для забезпечення високої швидкодії системи керування, доцільно щоб діаметр золотника регулятора подачі d_p складав 6 мм. Вплив співвідношення параметрів $b_p - d_p$ на t_p в інших режимах роботи насоса (точки I, II, IV) також помітний, але в значно меншій мірі. Отримані залежності показують, що найменші значення величина t_p в усіх розглядуваних режимах роботи насоса змінної продуктивності буде мати при співвідношенні $d_p = 6,0$ мм і $b_p = 100 \dots 125$ Н·с/м.

Аналіз впливу співвідношення параметрів регулятора подачі на час регулювання t_p змінних стану системи керування дозволив встановити сполучення конструктивних параметрів регулятора, а саме $d_p = 6,0 \dots 8,0$ мм; $k_z = (1,0 \dots 1,5) \times 10^{-3}$ м; $b_p = 100 \dots 125$ Н·с/м; $b_\gamma = 10 \dots 15$ Н·с/м, яке забезпечує високу швидкодію ($t_p \leq 0,3$ с) системи керування регульованим насосом в усьому діапазоні функціонування.

Для проведення експериментальних досліджень системи керування регульованим насосом розроблений стенд, який дозволяє проводити фізичне моделювання функціонування гідроприводу в широкому діапазоні зміни навантаження на виконавчому гідродвигуні і фіксування процесів, що проходять в ньому, за допомогою осцилографування [4]. В процесі виконання експериментальних досліджень застосовувався макетний зразок автоматичного регулятора подачі для регульованого насоса.

На рис. 3 показані осцилограми перехідних процесів зміни тисків p_H і p_1 в гідроприводі з запропонованою системою керування регульованим насосом при перемиканні в моменти часу $t = 0,5; 1,0; 2,7$ с виконавчого гідродвигуна на різні режими роботи. На рис. 4 зафіксовані перехідні процеси, які відбувалися в режимі роботи регульованого насоса, що відповідає точці I на статичній характеристиці (рис.1).

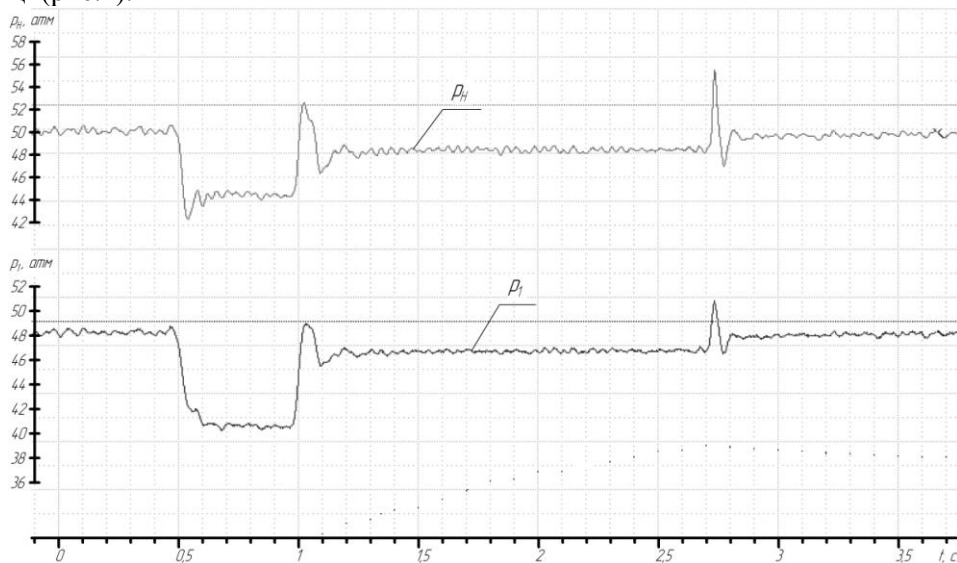


Рис. 3. Осцилограма перехідних процесів в гідроприводі

Осцилограма записана при наступних значеннях параметрів гідроприводу: об'єм порожнини нагнітання, що прилягає до основного насоса $W_H = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$; об'єм циліндра керування положенням планшайби насоса і порожнини, що прилягає до нього $W_{Ц} = 0,06 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$; ефективні площі силового гідроциліндра $F_1 = 1,26 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$, $F_2 = 0,77 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$; маса вантажу на лапі силового гідроциліндра $m = 20 \text{ кг}$.

Отримані осцилограми перехідних процесів свідчать про стійку роботу системи керування регульованим насосом і підтверджують результати роботи математичної моделі.

Висновки.

Дослідження динамічних процесів в системі керування регульованим насосом дозволило встановити сполучення конструктивних параметрів регулятора, а саме $d_p = 6,0 \dots 8,0 \text{ мм}$; $k_z = (1,0 \dots 1,5) \times 10^{-3} \text{ м}$; $b_p = 100 \dots 125 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$; $b_\gamma = 10 \dots 15 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$, яке забезпечує високу швидкодію ($t_p \leq 0,3 \text{ с}$) системи керування регульованим насосом в усьому діапазоні функціонування. Макетний зразок автоматичного регулятора подачі для регульованого насоса досліджений на експериментальному стенді. Отримані осцилограми перехідних процесів свідчать про стійку роботу системи керування і підтверджують результати роботи математичної моделі.

1. Буренніков Ю.А., Козлов Л.Г., Репінський С.В. Удосконалення схем регуляторів подачі насосів гідросистем, чутливих до навантаження, та їх статичні характеристики // Вісник ВПІ. – 2004. – №5. – С. 88-92.

2. 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

3. Yu. Burennikov, L. Kozlov, S. Repinskiy Dynamics of the hydraulic drive control system with variable-displacement pump // Buletinul Institutului Politehnic din Iași. Secția: știința și ingineria materialelor – Publicat de Universitatea Tehnică „Gh. Asachi”, Iași, Tomul LIII (LVII), Fasc. 4, 2007 – P. 23-30

4. Буренніков Ю.А., Козлов Л.Г., Репінський С.В. Експериментальний стенд для дослідження характеристик гідроприводу з насосом змінної продуктивності // Промислова гідраліка і пневматика – 2007. – №4(18). – с. 79-82

5. Козлов Л.Г. Вдосконалення систем керування гідроприводів з LS-регулюванням. – Дис. канд. техн. наук: 05.02.03. – Вінниця, 2000.

Буренніков Ю. А. Динаміка системи керування регульованим насосом з автоматичним регулятором подачі / Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, С. В. Репінський // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник (за напрямом «Інженерна механіка»). – Луцьк, 2009. – Випуск 25, частина II. – С. 26–30.