

Муляр Ю.І.
Глушич В.О.
Поліщук О.В.

Вінницький
державний технічний
університет

УДК 678.06; 621.643

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ГІДРОПРИВОДУ СТЕНДУ ДЛЯ ВИПРОБУВАННЯ РУКАВІВ ВИСОКОГО ТИСКУ

Рассматривается гидравлический привод нового автоматизированного испытательного стенда для определения ресурса работы рукавов высокого давления. Разработана нелинейная математическая модель гидропривода, построена его структурно-функциональная схема. Приведены результаты анализа схемы и предварительного исследования математической модели одного из узлов гидропривода.

The hydraulic system of new automatic testing stand for finding the working resource of high pressure hoses considered. Non-linear mathematic model of hydraulic stand worked out. Its structural and functional diagram builded. The results of analysis of diagram and prestress researching of mathematic model reduced/

Рукава високого тиску (РВТ) знаходять поширене застосування за рахунок зручності при експлуатації та монтажі у гідролізованих машинах. При цьому інколи вони є єдиною можливістю підведення робочої рідини під тиском до рухомих виконавчих органів (наприклад, гнучкі гумовотканеві з металевією опліткою). Крім того, РВТ виконують відповідальну роль у згаданих машинах за рахунок забезпечення підведення робочої рідини під тиском до споживачів і відведення її у бак, тому від надійності рукавів залежить безпека експлуатації машин і нормальний виробничий процес.

Згідно рекомендаціям ГОСТ 6286-73 та ГОСТ 25452-82 (ці стандарти розповсюджуються на гумові РВТ з металевими оплітками) зразки РВТ (визначені партії) підлягають статичним та динамічним випробуванням, за результатами яких дається згода на масове виготовлення або застосування на певній техніці останніх. За допомогою таких випробувань оцінюється не тільки рівень якості конструкції самого рукава, а також надійність конструкції монтажних заділок, які закріплені на обох кінцях рукава і забезпечують з'єднання останнього з певним агрегатом машини. Найбільш реальна оцінка якості рукава (і з точки зору міцностних характеристик, і з точки зору можливого безаварійного ресурсу роботи машини, в якій застосовані РВТ) надходить з результатів динамічних випробувань. Такі випробування здійснюються на спеціальних стендах.

Задача такого стенду - забезпечення у внутрішній порожнині РВТ імпульсу тиску, форма і характеристика якого обумовлені у вищезгаданих стандартах, і наведена в наших попередніх роботах [1, 2, 3]. Сприймання послідовності таких імпульсів на протязі певного проміжку часу призводить до руйнування або пошкодження РВТ, або монтажних заділок, або того і іншого. Цей проміжок часу може характеризувати ресурс роботи рукава і прогнозувати безаварійний режим роботи агрегата з використанням цього рукава.

На сьогоднішній день існує обмаль проектних, науково-дослідних організацій і безпосередньо заводів відповідного профілю як в нашій державі, так і в країнах СНД, оснащених стендами для динамічних випробувань РВТ, наприклад (з цими організаціями і підприємствами співпрацювали перші два автори цієї роботи), НАТИ (м. Москва), тракторний завод ім. Кірова (м. Санкт-Петербург), Чебоксарський завод промислових тракторів, Рівненський завод тракторних агрегатів, Вінницький завод тракторних агрегатів, науково-дослідний інститут ГИПАГ (м. Вінниця) і багато інших не мають таких стендів. Майже всі із наведених організацій і підприємств розміщували свої замовлення на динамічні випробування РВТ у нашому університеті, в ГНДП «Гідроагрегат» кафедри ТАМ, де існує такий стенд і який був створений ще на початку 70-х років одним з авторів цієї публікації [2, 3]. Ідея створення нового автоматизованого стенду виникла, коли на

початку 90-х років Санкт-Петербурзький тракторний завод виступив у ролі замовника, і ледь-ледь почата цікава робота через рік припинилась у зв'язку з фінансовою неспроможністю підприємства.

Але автори вирішили довести цю роботу до завершення і ця публікація являється подальшим розвитком роботи [1], і пов'язана з розробкою математичної моделі гідроприводу автоматизованого багатопозиційного стенду для динамічних випробувань РВТ. Сподіваємось, що ці матеріали викличуть зацікавленість як у фахівців, які конструюють РВТ, гідрофіковані машини, так і у науковців, які створюють і досліджують випробувальну гідрофіковану техніку.

Відомо, що найбільш повну кількісну оцінку процесів регулювання у автоматичній системі (саме до такої системи відноситься запропонований стенд) може дати математичний опис цих процесів, тобто, метою цієї роботи є винайдення зручної науково-інженерної методики розрахунку основних оптимальних конструктивних параметрів стенду, що в цілому може гарантувати якість проектних робіт, пов'язаних з подібною технікою.

На рис. 1 представлена розрахункова схема гідроприводу (в подальшому, гідросистема) стенда з врахуванням основних конструктивних особливостей деяких гідроелементів, зокрема це втулка ВТ, яка запобігає утворенню жорсткого удару при переміщенні поршня маніпулятора ліворуч,

дроселі Др1 і Др2 - з тією ж метою, що і в попередньому випадку, але стосовно золотника 3-Р розподільвача, зазор Δ_3 , завдяки якому ступінь поршня мультиплікатора діаметром d_2 має змогу проходити крізь нього і демпфувати рух поршня у циклі навантаження, і інші. Крім вказаних позначень основних гідроелементів на схемі, використані також такі:

- 3-П - золотник-пілот (використовується гідророзподільник з пілотним пристроєм та електромагнітним керуванням);
- РКЛ - редуційний клапан;
- АК₁, АК₂ - пневмогідроаккумулятори;
- ГЗ - гідрозамок односторонньої дії;
- ЗКЛ - зворотний клапан;
- НС - основна насосна станція;
- НП - допоміжна насосна станція;
- ДР - досліджувальний рукав;
- КЛ₁, КЛ₂, КЛ₃ - запобіжні клапани;
- МО - маслоохолоджувач робочої рідини;
- Ф1, Ф2 - фільтри робочої рідини.

В даній роботі описується динаміка рухів системи при створенні навантаження (збільшення тиску робочої рідини у РВТ). В цьому циклі гідросистема працює наступним чином:

при ввімкненні силової насосної станції НС робоча рідина надходить до акумулятора АК₁, розподільвача із золотником 3-Р і гідрозамка ГЗ, а після ввімкнення електромагніту пілота, його золотник

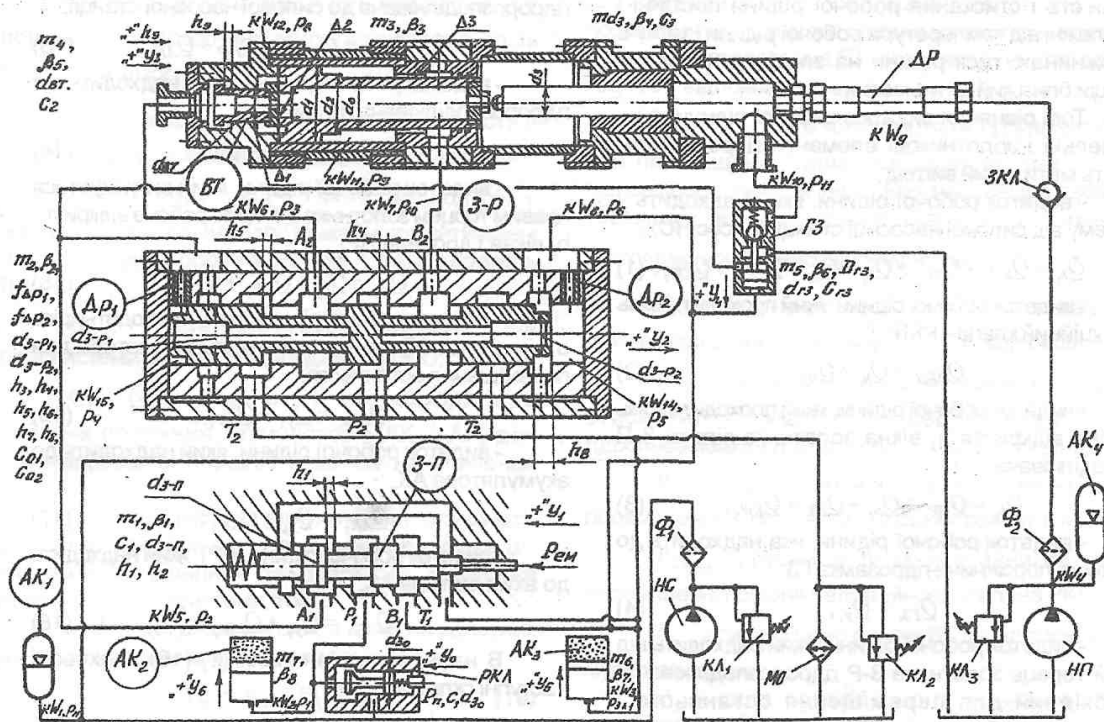


Рис. 1. Розрахункова схема гідросистеми стенду

3-П переміщується у ліву позицію, що викликає надходження рідини також до акумулятора АК₁ та до пілотного пристрою. Така позиція пілота викликає переміщення золотника 3-Р праворуч (до цього він знаходився у нейтральному положенні). При цьому силовий потік рідини передається у ліву порожнину мультиплікатора і його поршень починає рухатись праворуч. В цей час гідрозамок ГЗ закритий, зворотний клапан ЗКП теж закритий, тобто з правого боку рукава ДР утворюється відкрита порожнина і мультиплікатор підіймає тиск рідини у останньому. Робоча рідина у праву порожнину мультиплікатора надходить одночасно з насосної станції з насосом НС і акумулятора АК₁, що забезпечує швидке переміщення поршня мультиплікатора і досягнення максимального значення тиску у рукаві ДР. Далі, за рахунок відповідного налагодження елементів гідросистеми і реле часу, відбувається витримка рукава ДР під цим максимальним тиском і перемикає позиції пілота, що викликає розвантаження ДР від тиску.

При розробці математичної моделі передбачалось, що невелика довжина трубопроводів дозволяє не враховувати гідравлічні витрати на тертя і хвильові процеси в них при періодичних навантаженнях з частотою до 10⁴ Гц [4]; коефіцієнти витрат рідини крізь дроселі і золотникові елементи постійні і для них слухна квадратична витратна характеристика; тепловий режим роботи гідросистеми сталий; в'язкість, щільність і стискання робочої рідини постійні і незалежні від температури робочої рідини і тиску в порожнинах; тиск рідини на зливі до насосних станцій близький до атмосферного.

Тоді рівняння видатків робочої рідини крізь дросельні і золотникові елементи гідросистеми будуть мати такий вигляд:

- видаток робочої рідини, який надходить у систему від силової насосної станції (насос НС):

$$Q_{h_1} = Q_{КЛ_1} + Q_{КВ_1} + Q_{h_3} + Q_{h_4} + Q_{РКЛ} + Q_{КВ_7}; \quad (1)$$

- видаток робочої рідини, який проходить крізь редуційний клапан РКЛ:

$$Q_{РКЛ} = Q_{h_1} + Q_{АК_2}; \quad (2)$$

- видаток робочої рідини, який проходить крізь робоче відкриття h₁ вікна золотника-пілота 3-П розподільвача:

$$Q_{h_1} = Q_{ДР_1} + Q_{h_7} + Q_{ГЗ_1} + Q_{КВ_3}; \quad (3)$$

- видаток робочої рідини, яка надходить до штокової порожнини гідрозамка ГЗ:

$$Q_{ГЗ_1} = Q_{y_4}; \quad (4)$$

- видаток робочої рідини, який надходить під лівий торець золотника 3-Р гідророзподільвача, необхідний для переміщення останнього і досягнення робочого відкриття h₇:

$$Q_{y_4} + Q_{КВ_{15}} = Q_{ДР_1} + Q_{h_7}; \quad (5)$$

- видаток робочої рідини, який проходить крізь утворене робоче відкриття h₃ вікна золотника 3-Р:

$$Q_{h_3} = Q_{ВТ} + Q_{\Delta_2} + Q_{\Delta_1} + Q_{КВ_6} + Q_{y_3} - Q_{h_5}; \quad (6)$$

- видаток робочої рідини, який витискується із штокової порожнини мультиплікатора:

$$Q_{ШПМ} = Q_{\Delta_3} + Q_{КВ_{11}}; \quad (7)$$

- видаток робочої рідини, який витискується штовхачем (елемент з діаметром d₃):

$$Q_{\Delta_3} = Q_{КВ_9} + Q_{КВ_{10}} + Q_{y_{шт}}; \quad (8)$$

- видаток робочої рідини, який витискується із штокової порожнини мультиплікатора крізь зазор Δ₃:

$$Q_{\Delta_3} = Q_{h_6} + Q_{КВ_7}; \quad (9)$$

- видаток робочої рідини, який витискується крізь робоче відкриття h₅ і h₆ вікон золотника 3-Р на злив:

$$Q_{ЗЛ_1} = Q_{h_5} + Q_{h_6}; \quad (10)$$

- видаток робочої рідини, який витискується крізь робоче відкриття h₈ і дросель ДР₂ і надійшов до зливного вікна золотника 3-П:

$$Q_{h_8} + Q_{ДР_2} = Q_{ГЗ_2} + Q_{h_{ЗЛ_3-П}} + Q_{КВ_8}; \quad (11)$$

- видаток робочої рідини, який витиснувся крізь робоче відкриття h₈ вікна золотника 3-Р і дросель ДР₂ і надійшов до зливного вікна золотника 3-П:

$$Q_{ЗЛ_2} = Q_{h_{ЗЛ_3-П}}; \quad (12)$$

- видаток робочої рідини, який надходить від гідророзподільвача до силової насосної станції:

$$Q_{ЗЛ_3} = Q_{КЛ_2} + Q_{МО} + Q_{АК_3}; \quad (13)$$

- видаток робочої рідини, який надходить від гідророзподільвача на злив:

$$Q_{ЗЛ_3} = Q_{КЛ_1} + Q_{ЗЛ_2}; \quad (14)$$

- видаток робочої рідини, який витискується правим торцем золотника 3-Р крізь робоче відкриття h₈ вікна і дросель ДР₂:

$$Q_{y_2} = Q_{h_8} + Q_{ДР_2} + Q_{КВ_{14}}; \quad (15)$$

- видаток робочої рідини, який надходить крізь отвір втулки ВТ під поршень мультиплікатора для переміщення останнього:

$$Q_{отв.} = Q_{y_3} + Q_{КВ_{12}}; \quad (16)$$

- видаток робочої рідини, який надходить до акумулятора АК₂:

$$Q_{АК_2} = Q_{y_6} + Q_{КВ_2}; \quad (17)$$

- видаток робочої рідини (РР), який надходить до акумулятора АК₃:

$$Q_{АК_3} = Q_{y_5} + Q_{КВ_3}; \quad (18)$$

В наведених рівняннях (1)-(18) враховані наступні складові:

Q_{КЛ₁}, Q_{КЛ₂} - видатки РР, які проходять крізь запобіжні клапани КЛ₁ і КЛ₂ при їх спрацюванні;

$Q_{h_4}, Q_{h_5}, Q_{h_6}, Q_{h_7}$, - видатки РР, які проходять крізь відповідні робочі відкриття h_4, h_5, h_6, h_7 , вікон золотника 3-Р;

$Q_{KW_1} \div Q_{KW_3}, Q_{KW_5} \div Q_{KW_{12}}, Q_{KW_{14}}, Q_{KW_{15}}$ - видатки РР, які компенсують деформації відповідних порожнин, на стінки яких діють відповідні тиски $P_{II}, P_1, P_{3L}, P_2, P_3, P_{10}, P_6, P_{11}, P_9, P_8, P_5, P_4$;

Q_{BT} - видаток РР, який діє на торцьову частину втулки ВТ у вузлі мультиплікатора;

Q_{h_1} - видаток РР, який проходить крізь робоче відкриття h_1 вікна золотника 3-П гідророзподільвача;

Q_{DP_1} - видаток РР, який проходить крізь дросель ДР₁ до порожнини, де рухається золотник 3-Р;

Q_{y_3} - видаток РР, який надходить у поршньову порожнину мультиплікатора;

Q_{Δ_1} - видаток РР, який надходить у поршньову порожнину мультиплікатора крізь зазор Δ_1 в спряженні ВТ-корпус;

Q_{Δ_3} - видаток РР, який витискається із штокової порожнини мультиплікатора крізь зазор Δ_3 , призначений для демпфування поршня;

Q_{Δ_2} - видаток РР, який потрапляє у поршньову порожнину мультиплікатора крізь торцьовий зазор Δ_2 ;

$Q_{y_{II}}$ - видаток РР крізь нещільності в елементах закріплення випробуваного рукава ДР;

Q_{T_2} - видаток РР, який надходить у поршньову порожнину гідрозамка ГЗ при витисканні останньої крізь робоче відкриття h_8 вікна і дросель ДР₂;

Q_{MO} - видаток РР, який надходить від гідросистеми до маслоохолоджувача МО;

Q_{y_5}, Q_{y_6} - видатки РР, які надходять до робочих порожнин акумуляторів АК₂ і АК₃ для переміщення їх поршнів з метою накопичення енергії.

Другою групою рівнянь, які описують динамічні процеси при навантаженні рукава ДР тиском РР, є рівняння рівноваги сил, діючих на рухомі елементи системи, тобто:

- рівняння рівноваги сил, діючих на золотник 3-П розподільвача при його переміщенні:

$$P_{m_1} = P_{em} - P_{\beta_1} - P_{c_1}; \quad (19)$$

- рівняння рівноваги сил, діючих на золотник 3-Р розподільвача при його переміщенні:

$$P_{m_2} = P_{F_{d_3}} - P_{\beta_2} + P_{c_{O1}} - P_{Г.д} + P_{C.T_1} - P_{c_{O2}}; \quad (20)$$

- рівняння рівноваги сил, виникаючих при переміщенні поршня мультиплікатора і штока (деталь з діаметром d_3):

$$P_{m_3+m_{d_3}} = P_{ДВ_1} - P_{\beta_3} - P_{\beta_4} + P_{C.T_2} - P_{c_3}; \quad (21)$$

- рівняння рівноваги сил, виникаючих при переміщенні втулки ВТ:

$$P_{m_4} = P_{c_2} - P_{\beta_5} - P_{d_{BT}}; \quad (22)$$

- рівняння рівноваги сил, виникаючих при переміщенні поршня гідрозамка ГЗ:

$$P_{m_5} = P_{ДВ_2} - P_{\beta_6} - P_{C.T_3}; \quad (23)$$

- рівняння рівноваги сил, виникаючих при переміщенні поршня акумулятора АК₃:

$$P_{m_6} = P_{ДВ_3} - P_{\beta_7} - P_{Г.C_1}; \quad (24)$$

- рівняння рівноваги сил, виникаючих при переміщенні поршня акумулятора АК₂:

$$P_{m_7} = P_{ДВ_4} - P_{\beta_8} - P_{Г.C_2}; \quad (25)$$

- рівняння рівноваги сил, виникаючих при переміщенні запорного елемента редуційного клапану РКЛ:

$$P_{ДВ_{РКЛ}} = P_{II} + P_C; \quad (26)$$

В рівняннях (19)-(26) позначені такі складові:

$P_{m_1}, P_{m_2}, P_{m_3+m_{d_3}}, P_{m_4}, P_{m_7}$ - сили інерції, які виникають при переміщеннях відповідних елементів гідросистеми, тобто: золотника 3-П, золотника 3-Р, поршня мультиплікатора разом із штовхачем, втулки ВТ, поршня гідрозамка ГЗ, поршней акумуляторів АК₃ і АК₂ відповідно;

P_{β_1}, P_{β_8} - сили в'язкого тертя, які проявляються при переміщенні елементів гідросистеми у тій відповідності, як і для інерційних мас (сили в'язкого тертя для поршня мультиплікатора і штовхача розглядається окремо, відповідно це P_{β_3} і P_{β_4});

$P_{C.T_1}, P_{C.T_2}$ - сили сухого тертя, які виникають при переміщенні золотників 3-П і 3-Р, відповідно;

$P_{Г.C_1}, P_{Г.C_2}$ - сили опору, які виникають при стисканні газового середовища у гідропневмоакумуляторах АК₃ і АК₂, відповідно;

$P_{Г.д}$ - гідродинамічна сила, яка виникає при переміщенні золотника 3-Р з однієї позиції в іншу;

$P_{ДВ_{РКЛ}}$ - рушійна сила, яка виникає при переміщенні поршня редуційного клапану РКЛ;

$P_{d_{BT}}$ - сила, з якою втулка ВТ діє на поршень мультиплікатора;

P_{II} - сила попереднього (початкового) регулювання пружини РКЛ;

$P_{ДВ_1}, P_{ДВ_4}$ - рушійні сили, які створюють

умови переміщення поршня мультиплікатора, поршня гідрозамка ГЗ, поршней акумуляторів АК₃ і АК₂, відповідно;

$P_{c_{ГЗ}}$ - сила опору пружини гідрозамка ГЗ, яка виникає при переміщенні його поршня;

P_{c_1} - сила опору пружини при переміщенні золотника З-П;

$P_{c_{O_1}}, P_{c_{O_2}}$ - сили опору рідинних пружин під торцями, які створюються при переміщенні золотника З-Р;

P_C, P_{c_2}, P_{c_3} - сили опору відповідно пружини редукційного клапану РКЛ при його переміщенні та стовпів РР, яка стискається у робочому відкритті h_9 при переміщенні втулки ВТ в бік поршня мультиплікатора, і в порожнини рукава ДР при його навантаженні імпульсом тиску РР;

$P_{F_{d_{3_2}}}$ - рушійна сила, яка виникає під дією тиску РР на площу торця золотника З-Р (діаметр d_{3-P_2}) і викликає переміщення останнього;

P_{em} - рушійна сила, яка створюється електромагнітним полем відповідного пристрою пілоти і викликає переміщення золотника З-П.

Одним з наочних методів, який надає можливість простежити трансформацію вхідного сигналу системи при його відпрацюванні різними складовими елементами (динамічними ланками) останньої, визначити наявність типових ланок з вже відомими характеристиками, а також - які з ланок вносять суттєвий вплив попередньо на якість вихідного сигналу, є побудова структурної схеми, що і зроблено в даній роботі.

Вирази, необхідні для побудови структурної схеми даної гідросистеми наведені у таблиці 1.

Прийняті позначення:

K - усереднене значення коефіцієнта піддатливості магістралей та порожнин, які знаходяться під відповідними тисками РР;

$W_1 \div W_3, W_5 \div W_{12}, W_{14}, W_{15}$ - робочі об'єми магістралей та порожнин, в яких РР знаходиться під тиском $P_H, P_1, P_{3Л}, P_2, P_3, P_{10}, P_6, P_{11}, P_9, P_8, P_5, P_4$ відповідно;

S - оператор Лапласа;

μ - коефіцієнт витрату РР крізь робочі відкриття вікон золотників З-П і З-Р, дроселів ДР₁ і ДР₂ і зазори $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3$;

$f_{ДР_1}, f_{ДР_2}$ - площі робочих відкривань дроселів ДР₁ і ДР₂, крізь які проходять витатки РР, відповідно;

$f_{\Delta_1}, f_{\Delta_2}, f_{\Delta_3}$ - площі робочих відкривань

зазорів $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3$, вказаних вище у тексті спряжень елементів мультиплікатора, крізь які проходять витатки РР, відповідно;

$d_{3-П}, d_{3-P_2}$ - діаметри робочих шийок золотників З-П і З-Р, відповідно;

$f_{3ЛЗ-П}$ - площа робочого відкриття золотника З-П, крізь яке РР виходить на злив;

ρ - щільність РР;

d_{3_0} - площа робочого відкриття редукційного клапану РКЛ, крізь яке проходить витаток РР до гідросистеми;

F_{e_1} - ефективна площа поршня гідрозамка ГЗ, яка сприймає навантаження тиском РР;

$F_{D_{ГЗ}}$ - площа поршня гідрозамка ГЗ, яка сприймає навантаження тиском РР;

$D_{ГЗ}, d_{ГЗ}$ - діаметри поршня і штоку гідрозамка ГЗ, відповідно;

$F_{d_{3-P_2}}$ - площа торця золотника розподільвача З-Р діаметром d_{3-P_2} на яку тисне стовп РР при переміщенні цього золотника по координаті "у₂";

F_{e_2} - ефективна площа поршня мультиплікатора, яка стискує РР у відповідній порожнині у процесі навантаження рукава ДР;

d_0, d_1 - діаметри відповідних ступенів поршня мультиплікатора;

F_{d_1} - площа поршня мультиплікатора, яка сприймає навантаження тиском РР для виникнення умов руху у циклі навантаження ДР;

F_{d_3} - площа штовхача (елемент з діаметром d_3), яка безпосередньо стискує РР у рукаві ДР;

σ - коефіцієнт витоків РР крізь нещільність кріплення заділок ДР до мультиплікатора і зворотнього клапану ЗКЛ;

$F_{d_{ВТ}}$ - площа торцьової частини втулки ВТ, на яку діє тиск РР від гідророзподільвача для її руху у напрямку поршня мультиплікатора;

$d_{ВТ}$ - діаметр втулки ВТ;

d_3 - діаметр штовхача;

$m_1 \div m_7, m_{d_3}$ - маси золотника З-П, золотника З-Р, поршня мультиплікатора, втулки ВТ, поршня гідрозамка ГЗ, акумуляторів АК₃ і АК₂, штовхача, відповідно;

$\beta_1 \div \beta_8$ - коефіцієнти сил в'язкого тертя, які виникають при русі золотника З-П, золотника З-Р, поршня мультиплікатора, втулки ВТ, поршня гідрозамка ГЗ, поршней акумуляторів АК₃ і АК₂,

штовхача, відповідно;

c_{O_1}, c_{O_2} - коефіцієнти жорсткості стовпів РР, які стискаються при русі золотника 3-Р у лівій та правій порожнинах, відповідно;

c, c_1, c_2, c_3 - коефіцієнти жорсткості пружини в редукційному клапані РКЛ, пружини, яка знаходиться під торцем золотника 3-П, стовпів РР,

які стискаються у робочому відкритті вікна h_p при переміщенні втулки ВТ в бік поршня мультиплікатора, і в порожнині рукава ДР при його навантаженні імпульсом тиску РР, відповідно;

$c_{ГЗ}$ - коефіцієнт жорсткості пружини у гідрозамку ГЗ;

D_{AK_2}, D_{AK_3} - діаметри поршней акумуляторів

AK_2 і AK_3 , відповідно;

$V_{y_4}, V_{y_2}, V_{y_3}, V_{h_p}$ -

швидкості руху поршня гідрозамка ГЗ, золотника розподілювача 3-Р, поршня мультиплікатора і втулки ВТ, відповідно;

$y_0 \div y_6$ - координати

переміщення поршня редукційного клапана РКЛ, золотника 3-П, золотника 3-Р, поршня мультиплікатора, поршня гідрозамка ГЗ, поршней акумуляторів AK_3 і AK_2 , відповідно.

Побудована структурно-функціональна схема має вигляд, зображений на рис. 2.

Аналіз цієї схеми показує, що крім суттєвих нелінійностей, обумовлених реальними характеристиками елементів гідросистеми, мають місце ланки формування координат системи та добуток координат на вихід нелінійної ланки, яка моделює нелінійну характеристику. Багаточисельні внутрішні зворотні зв'язки по витратам і тискам робочої рідини на різних ділянках гідросистеми, а також по координатам та похідним механічних елементів системи регулювання і виконавчих ланок гідросистеми, обумовлюють складність підбору оптимального співвідношення параметрів, яке забезпечує динамічну сталість при необхідній якості підтримування у процесі випробування РВТ імпульсу тиску робочої рідини.

Проведено попередні розрахунки лінеаризованої

Таблиця 1
Вирази для побудови структурно-функціональної схеми

Параметр	Вираз для визначення	Параметр	Вираз для визначення
Q_{kw1}	$kW_1 Sp_H(s)$	Q_{yt}	$\sigma p_{11}(s)$
Q_{kw2}	$kW_2 Sp_1(s)$	Q_{y3}	$F_{d1} V_{y3} = \pi d_1^2 S y_3(S)/4$
Q_{kw3}	$kW_3 Sp_{3n1}(s)$	Q_{d3}	$F_{d3} V_{y3} = \pi d_c^2 S y_3(S)/4$
Q_{kw5}	$kW_5 Sp_2(s)$	P_{m1}	$m_1 s^2 y_1(s)$
Q_{kw6}	$kW_6 Sp_3(s)$	P_{m2}	$m_2 s^2 y_2(s)$
Q_{kw7}	$kW_7 Sp_{10}(s)$	$P_{m3} + P_{md3}$	$(m_2 + m_{d3}) S^2 y_3(S)$
Q_{kw8}	$kW_8 Sp_6(s)$	P_{m4}	$m_4 s^2 h_9(s)$
Q_{kw9}	$kW_9 Sp_{11}(s)$	P_{m5}	$m_5 s^2 y_4(s)$
Q_{kw10}	$kW_{10} Sp_{11}(s)$	P_{m6}	$m_6 s^2 y_5(s)$
Q_{kw11}	$kW_{11} Sp_9(s)$	P_{m7}	$m_7 s^2 y_6(s)$
Q_{kw12}	$kW_{12} Sp_8(s)$	$P_{\beta 1}$	$\beta_1 S y_1(S)$
Q_{kw14}	$kW_{14} Sp_5(s)$	$P_{\beta 2}$	$\beta_2 S y_2(S)$
Q_{kw15}	$kW_{15} Sp_4(s)$	$P_{\beta 3}$	$\beta_3 S y_3(S)$
Q_{h1}	$\mu \pi d_{3-n1} h_1(s) \sqrt{(2/p)} \sqrt{(p_1(s) - p_2(s))}$	$P_{\beta 4}$	$\beta_4 S y_3(S)$
Q_{h3}	$\mu \pi d_{3-n2} h_3(s) \sqrt{(2/p)} \sqrt{(p_H(s) - p_3(s))}$	$P_{\beta 5}$	$\beta_5 S h_9(S)$
Q_{h4}	$\mu \pi d_{3-n2} h_4(s) \sqrt{(2/p)} \sqrt{(p_H(s) - p_{10}(s))}$	$R_{c.T1}$	$R_{01} Sgn S y_2(S)$
Q_{h6}	$\mu \pi d_{3-n2} h_6(s) \sqrt{(2/p)} \sqrt{(p_{10}(s) - p_{ce.1}(s))}$	$R_{c.T2}$	$R_{02} Sgn S y_3(S)$
Q_{h7}	$\mu \pi d_{3-n2} h_7(s) \sqrt{(2/p)} \sqrt{(p_2(s) - p_4(s))}$	$P_{\beta 6}$	$\beta_6 S y_4(S)$
Q_{h5}	$\mu \pi d_{3-n2} h_5(s) \sqrt{(2/p)} \sqrt{(p_3(s) - p_{ce.1}(s))}$	$P_{\beta 7}$	$\beta_7 S y_5(S)$
$Q_{h_{3n.3-n}}$	$\mu f_{3n.3-n} \sqrt{(2/p)} \sqrt{(p_6(s) - p_{ce.1}(s))}$	$P_{\beta 8}$	$\beta_8 S y_6(S)$
Q_{dp1}	$\mu f_{3n.1} \sqrt{(2/p)} \sqrt{(p_2(s) - p_4(s))}$	P_{c1}	$c_1 y_1(S)$
Q_{dp2}	$\mu f_{3n.2} \sqrt{(2/p)} \sqrt{(p_5(s) - p_6(s))}$	P_{c2}	$c_2 h_9(S)$
$Q_{ГЗ1} = Q_{y1}$	$F_{e1} V_{y4} = \pi (D_{bc}^2 - d_{bc}^2) S y_4(S)/4$	P_{co1}	$c_{01} y_2(S)$
$Q_{ГЗ2}$	$F_{DГЗ} V_{y4} = \pi D_{bc}^2 S y_4(S)/4$	P_{co2}	$c_{02} y_2(S)$
Q_{y1}	$F_{d3-p2} V_{y2} = \pi D_{c-p2}^2 S y_2(S)/4$	P_{c3}	$c_3 y_3(S)$
Q_{y2}	$F_{d3-p2} V_{y2}; Q_{y1} = Q_{y2} = Q_y$	P_c	$C y_0(S)$
Q_{PKL}	$\mu \pi d_{30} h_0(s) \sqrt{(2/p)} \sqrt{(p_H(s) - p_1(s))}$	$P_{F_{d32}}$	$P_4(S) \pi d_{32}^2/4$
Q_{BT}	$F_{dBT} V_{h9} = \pi d_{BT}^2 S h_9/4$	$P_{дв.ркл}$	$P_1(S) \pi d_{32}^2/4$
$Q_{\Delta 1}$	$\mu f_{\Delta 1} \sqrt{(2/p)} \sqrt{(p_3(s) - p_8(s))}$	$P_{дв.3}$	$P_{3n.1}(S) \pi D_{AK_3}^2/4$
$Q_{\Delta 2}$	$\mu f_{\Delta 2} \sqrt{(2/p)} \sqrt{(p_3(s) - p_8(s))}$	$P_{дв.4}$	$P_1(S) \pi D_{AK_2}^2/4$
$Q_{\Delta 3}$	$\mu f_{\Delta 3} \sqrt{(2/p)} \sqrt{(p_9(s) - p_{10}(s))}$	$P_{дв.1}$	$P_8(S) \pi d_1^2/4 - p_9(S) \pi (d_1^2 - d_0^2)^2/4 + P_{BT}$
$Q_{шт.м}$	$F_{e1} V_{y3} = \pi (d_1^2 - d_0^2) S y_3(S)/4$	$P_{дв.2}$	$P_{11}(S) \pi (D_{ГЗ}^2 - d_{ГЗ}^2)/4 - p_6(S) \pi D_{ГЗ}^2/4$
		$R_{г.д}$	$2 \pi d_{32} \cos \alpha [p_H(S) - p_3(S)]$

математичної моделі, яка стосується одного з найбільш складних і важливих вузлів гідросистеми - вузла мультиплікатора - на сталість. В отриманий діапазон параметрів для забезпечення сталих рухів цього вузла увійшли його параметри, вибрані на основі конструкторських розрахунків. Це свідчить про те, що автори знаходяться на вірному шляху і існує впевненість про досягнення поставленої мети.

Висновки:

1. Розроблена математична модель гідросистеми з врахуванням максимальної кількості

основних факторів, які можуть виникати і впливати на її роботу в процесі випробувань РВТ.

2. Побудована структурно-функціональна схема гідросистеми для реалізації одного з циклів роботи, виконаний попередній аналіз цієї структури і очікуваний її вплив на підбір оптимальних параметрів.

3. Проведено попереднє дослідження однієї ланки гідросистеми, яке підтвердило коректність розробленої математичної моделі для неї.

4. П. 3 дозволяє прогнозувати створення авторами надійної працездатної конструкції

випробувального стенду і винайдення зручної науково-інженерної методики для розрахунку основних параметрів подібної техніки.

Література

1. Муляр Ю.І., Глушич В.О. Гідросистема стенда для випробування рукавів високого тиску // Вісник ВГП. - 1999. - №3 - с. 61-63.
2. Муляр Ю.І., Глушич В.О., Дусанюк Ж.П., Дусанюк С.В. Експериментальні дослідження довговічності рукавів високого тиску // Вибрації в техніці і технологіях. - 2002. - №2. - с. 34-38.
3. Аигина А.Н., Глушич В.Е., Немировский И.А. Установка для испытания рукавов высокого давления гидроприводов на надежность // Каучук и резина. - 1977. - №8. - с. 49-51.
4. Немировский И.А., Глушич В.Е., Дядькович В.Т. Устойчивость импульсной гидросистемы для динамических испытаний элементов гидроприводов // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. - 1985. - №21. - с. 50-54.

Статтю представлено доктором технічних наук, професором Ісковичем-Лотоцьким Р.Д.

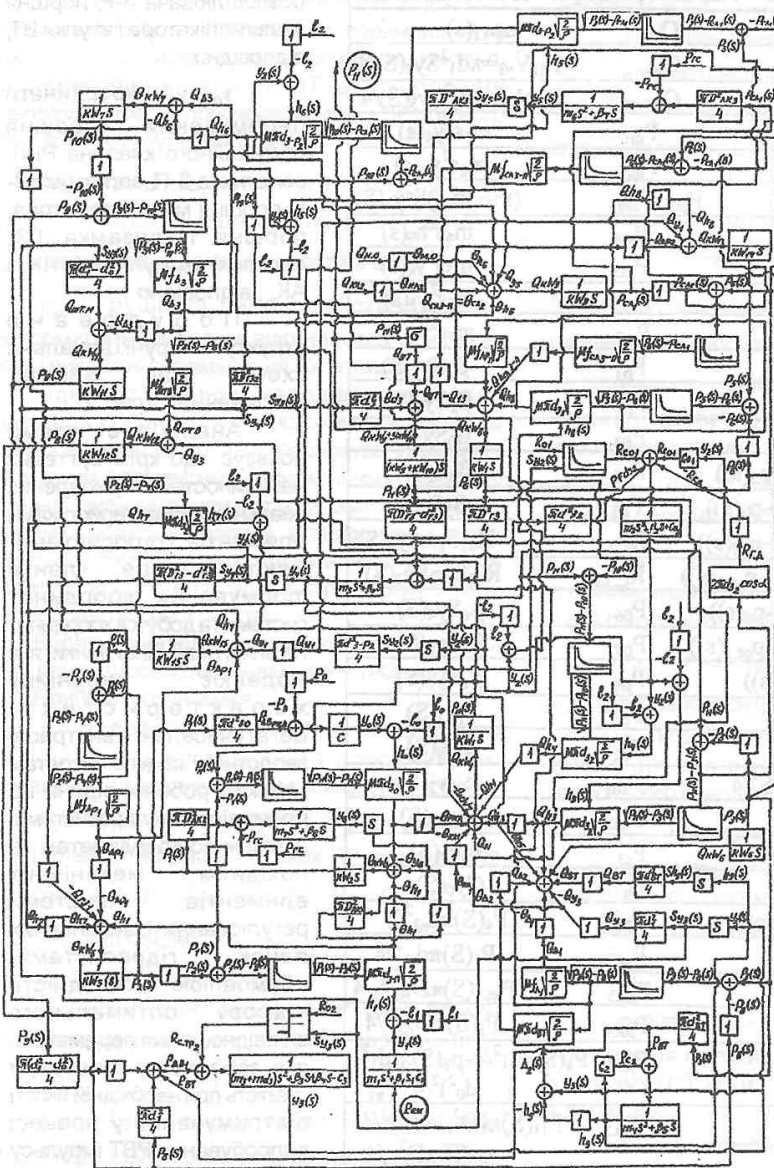


Рис. 2. Структурно-функціональна схема гідросистеми стенду