

Національний університет «Львівська політехніка»

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Прим. № _____

УДК 681.533.36

Кріль Сергій Олександрович

**АВТОМАТИЗАЦІЯ ПРОЦЕСУ КЕРУВАННЯ
ГІДРОДИНАМІЧНИМ РЕЖИМОМ МАГІСТРАЛЬНОГО
НАФТОПРОВОДУ**

05.13.07 Автоматизація процесів керування

151 Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

Науковий керівник

Пістун Євген Павлович,

д.т.н., професор

Львів - 2017

АНОТАЦІЯ

Кріль С.О. Автоматизація процесу керування гідродинамічним режимом магістрального нафтопроводу. - Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.13.07 «Автоматизація процесів керування» (151 – Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології). – Національний університет «Львівська політехніка», Львів, 2017.

Дисертація присвячена розробці нової ефективної системи автоматичного керування гідродинамічного режиму магістрального нафтопроводу, що дозволить підвищити надійність роботи нафтопроводу та зменшити економічні втрати при транспортуванні нафти. Тільки трубопровідний транспорт нафти може забезпечити безперебійне та рівномірне постачання значних вантажопотоків при найменших економічних затратах. Крім того, важливою перевагою трубопровідного транспорту нафти над залізничним та водним є можливість повної автоматизації технологічного процесу перекачування нафти. Найпоширенішою технологічною схемою магістральних нафтопроводів є схема «з насосу в насос», при застосуванні якої ділянки нафтопроводу з'єднані «жорстким» гідравлічним зв'язком. Така схема потребує наявності на кожній нафтоперекачувальній станції (НПС) системи регулювання тиску, яка не допускає виникнення кавітації та поширення хвилі гідродудару вздовж нафтопроводу. Основою досліджень стала експериментально знята на діючому нафтопроводі залежність перепаду тиску на поворотній заслінці від її положення. В роботі отримав подальший розвиток метод регулювання тиску на НПС шляхом дроселювання потоку нафти, особливістю якого є запропонована зміна швидкості переміщення поворотної заслінки залежно від її положення, що дозволило покращити швидкодію системи регулювання тиску та якісні показники процесу регулювання. Зміна швидкості поворотної заслінки забезпечується зміною частоти живлення асинхронного двигуна виконавчого механізму. Побудовано математичну модель комплексу поворотна заслінка –

виконавчий механізм, яка відрізняється від існуючих введенням зміни швидкості переміщення заслінки, в залежності від її положення. Швидкість заслінки змінюється за алгоритмом, який дозволяє максимально швидко подолати зону неефективного регулювання, а у зоні, де поворотна заслінка здійснює найбільший вплив на потік нафти, рухатись на повільній швидкості. Для переміщення поворотної заслінки у зоні ефективного регулювання була знайдена залежність швидкості переміщення від положення, яка компенсує нелінійність впливу заслінки на потік нафти, що дозволило лінеаризувати динамічну характеристику комплексу поворотна заслінка – виконавчий механізм. Удосконалено структуру цифрового ПІ-регулятора системи регулювання гідродинамічного режиму нафтопроводу, яка відрізняється від існуючих тим, що вона побудована на основі рекурсивних рівнянь. Застосування такої структури дозволяє отримати явище «пропорційного стрибка», при якому різка зміна регулюючої величини призводить до зміни знаку імпульсного виходу ПІ-регулятора без зміни знаку розузгодження завдання та регулюючої величини. Це забезпечує значне підвищення швидкодії регулятора, при різких змінах тиску, що дозволяє відреагувати на початку хвилі гідроудару і усунути аварійну ситуацію. Розроблено метод компенсації нелінійності коефіцієнта підсилення системи регулювання тиску на НПС шляхом плавної зміни часу повного ходу виконавчого механізму. Побудована математична модель системи автоматичного регулювання (САР) тиску на НПС та проведено математичне моделювання перехідних процесів при різних збурюючих факторах. Розроблена система регулювання тиску на НПС впроваджена на станціях “Новини” та “Плещівка”, які входять до складу філії “Магістральні нафтопроводи “Дружба” ПАТ “Укртранснафта”. Характер перехідних процесів, отриманих на діючому нафтопроводі, подібний до перехідних процесів отриманих при моделюванні САР тиску, що підтверджує адекватність отриманих математичних моделей. Впроваджені системи дозволили скоротити кількість аварійних зупинок НПС, підвищити швидкодію

системи і покращити якість відпрацювання збурень гідродинамічного режиму та зменшити енергозатрати при транспортуванні нафти. Виключена необхідність примусового дроселювання потоку нафти при включенні та переключенні насосних агрегатів на НПС, із реалізованою системою регулювання та наступною і попередньою НПС за потоком. Це дозволяє заощадити тисячі кВт·год електроенергії щорічно. Отриманий алгоритм зміни швидкості заслінки від її положення можна застосувати для лінеаризації динамічної характеристики кульових кранів при регулюванні витрати та тиску великих потоків.

Ключові слова: нафтоперекачувальна станція, поворотна заслінка, регулювання тиску, гідроудар, ПІ регулятор, час повного ходу, математична модель.

Список публікацій здобувача:

1. Kril S., Fedoryshyn R., Kri O., Pistun Y. Investigation of Functional Diagrams of Step PID Controllers for Electric Actuators // *Procedia Engineering*. –2015. – №100. – P.1338–1347

2. Кріль Б.А., Кріль С.О. Покращення якості регулювання під час застосування частотного приводу для електромоторного виконавчого механізму // *Теплоенергетика. Інженерія довкілля. Автоматизація: Вісник НУ “ЛП”*. – 2011. – №712. – С.156-159.

3. Кріль С.О. Дослідження та моделювання комплексу поворотна заслінка – виконавчий механізм на магістральному нафтопроводі // *Методи та прилади контролю якості*. – Івано-Франківськ. – 2013. – С.84-88.

4. Кріль С.О. Переваги застосування поворотної заслінки для регулювання витрат великих потоків // *Теплоенергетика. Інженерія довкілля. Автоматизація: Вісник НУ “ЛП”*. – 2014. – №792. – С.65-69.

5. Кріль С.О. Застосування цифрових регуляторів у системі автоматичного регулювання тиску на нафтоперекачувальній станції // *Вісник інженерної академії*. –Київ. –2015. – №1 –С.218-224.

6. Кріль С.О. Система автоматичного регулювання тиску на НПС з виконавчим механізмом із змінним часом повного ходу // *Вісник НТУУ «КПІ». Інформатика, управління та обчислювальна техніка: Зб. наук. пр.* – К.: Век+, – 2015. – № 62. – С.71-78.

7. Кріль С.О. Застосування частотнорегульованого приводу для покращення характеристик імпульсного регулятора // *Збірник матеріалів I Всеукраїнської науково-практичної конференції молодих вчених, студентів та аспірантів*

“Автоматизація та комп’ютерно-інтегровані технології”. - Київ. - 2011. – С.30-31.

8. Кріль Б.А., Кріль С.О. Покращення характеристик систем імпульсного регулювання при застосуванні частотного приводу для електромоторного виконавчого механізму // Збірник матеріалів XVIII Міжнародна конференція з автоматичного управління “Автоматика - 2011”. – Львів. – 2011. – С.400.

9. Кріль С.О. Дослідження характеристик комплексу поворотна заслінка – виконавчий механізм // Збірник тез доповідей 4-ої науково-практичної конференції студентів і молодих вчених "Методи та засоби неруйнівного контролю промислового обладнання". – Івано-Франківськ. - 2013. – С.84-86.

10. Кріль С.О., Кріль Б.А., Кріль О.В. Дослідження впливу поворотної заслінки на гідродинамічний режим нафтопроводу // Збірка тез доповідей 4-ої міжнародної конференції "Electric power engineering&control systems 2013" (EPCCS-2013). – Львів. – 2013. – С.82-83.

ABSTRACTS

Kiril Sergii. Automation control hydrodynamic mode of main oil pipeline. - Qualifying scientific work in manuscript.

Dissertation for obtaining scientific degree of Candidate of Technical Sciences by the specialty 05.13.07– Automation of control processes (151 – Automation and computer integrated technologies). – Lviv Polytechnic National University, Lviv, 2017.

The thesis is devoted to the development of a new effective automatic control system for the hydrodynamic mode of the main oil pipeline, which will increase the reliability of the pipeline and reduce economic losses during the transportation of oil. Only oil pipelines can provide continuous and steady supply of large flow at the lowest economic cost. One of the main advantage of oil pipeline transporting is the ability to fully automate the process of oil transporting. The most common technological scheme of oil pipelines is the scheme "from pump to pump" when areas of the pipeline connected by "hard" hydraulic connection. This scheme requires pressure control system at each oil pump station (OPS) which does not allow the occurrence of cavitation and fluid hammer propagation along the pipeline. The basis of the research is dependency of differential pressure on a butterfly valve on its position, which was experimentally got on working oil pipeline. The method of

control pressure on the OPS by throttling the flow of oil was improved. Main feature of this method is the proposed change of the speed of the butterfly valve, depending on its position, which improved the speed of the pressure control system and the quality of the control process. The butterfly valve speed is changed by changing power frequency of induction motor actuator. A mathematical model of butterfly valve - actuator complex is developed. Change of butterfly valve speed, which depends on its position, allows to linearize the dynamic characteristic of this complex. The speed of butterfly valve changed by algorithm allows to quickly overcome the inefficient regulation area, and the area where valve has the greatest impact on the flow of oil to move in slow speed. Butterfly valve speed dependence on its position was found in order to compensate nonlinearity impact of valve on the oil flow in the area of effective regulation. This dependence allows linearize the dynamic characteristics of complex butterfly valve-actuator. The structure of the digital PI controller of the pipeline's hydrodynamic mode was improved. It differs from existing ones as it is built on the basis of recursive equations. This structure provides a phenomenon of "proportional kick", accordingly to which a sharp change of the process value leads to sign change of the pulse output of step PI controller without changing sign of error between setpoint and process value. This structure provides a significant increase in controller speed with fast changes in pressure, which allows to react at the beginning of a shock wave and eliminating an emergency situation. Also was developed the method of compensating the nonlinearity of the pressure control system gain on the OPS. This compensation is provided by smoothly changing of the actuator full stroke time. A mathematical model of pressure control system on OPS was built and mathematical modeling of transients at various disturbing factors was conducted. The character of the transients on operating pipeline is similar to transients obtained by simulating pressure control system that confirms the adequacy of mathematical models. The developed pressure control system on oil pump station was implemented at the "Novyny" and "Pleshchivka" stations, which are part of the Druzhba Oil Pipeline branch of Ukrtransnafta. The implemented systems allow

reducing the number of emergency stops of the pump stations, increasing the control system's speed and improving the quality of reaction on disturbance of hydrodynamic mode. The necessity of forced throttling of the oil flow when the pump units switch on OPS was excluded by implementation of the developed control system on the next and previous OPS by stream. Annually it saves thousands of kW • h of electricity. The resulting algorithm of change of butterfly valve speed from its position can be used for linearization of dynamic characteristics of ball valves in flow and pressure control systems.

Key words: oil pump station, butterfly valve, pressure control, fluid hammer, PI controller, full stroke time, mathematical model.

ЗМІСТ

	стор.
ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ	12
ВСТУП	13
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИМ РЕЖИМОМ МАГІСТРАЛЬНОГО НАФТОПРОВОДУ	20
1.1. Основи технологічного процесу перекачування нафти та складові елементи магістрального нафтопроводу.	20
1.2. Аналіз впливу складових елементів магістрального нафтопроводу на гідродинамічний режим його роботи.	24
1.2.1. Аналіз впливу лінійної частини на гідродинамічний режим нафтопроводу.	24
1.2.2. Аналіз впливу перекачувальних насосів на гідродинамічний режим нафтопроводу.	26
1.2.3. Аналіз впливу трубопровідної арматури на гідродинамічний режим нафтопроводу.	29
1.3. Аналіз схем роботи базового елемента магістрального нафтопроводу –нафтоперекачувальної станції.	31
1.4. Аналіз існуючих методів регулювання гідродинамічного режиму магістрального нафтопроводу.	37
1.4.1. Методи регулювання, які змінюють параметри нафтоперекачувальної станції.	37
1.4.1.1. Регулювання зміною розмірів коліс насоса.	37
1.4.1.2. Регулювання режиму роботи насосної при різних схемах з'єднання насосів.	38
1.4.1.3. Регулювання режимів роботи насосів зміною частоти обертання ротора насоса.	39

1.4.2.	Методи, які змінюють параметри лінійної частини нафтопроводу.	41
1.4.2.1.	Регулювання перепуском потоку нафти.	41
1.4.2.2.	Регулювання тиску на нафтоперекачувальній станції шляхом дроселювання.	42
1.5.	Вимоги до систем регулювання тиску на нафтоперекачувальній станції.	44
	Висновки та постановка задач дослідження	48
РОЗДІЛ 2.	ПОБУДОВА МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМИ РЕГУЛЮВАННЯ ТИСКУ НА НАФТОПЕРЕКАЧУВАЛЬНІЙ СТАНЦІЇ МАГІСТРАЛЬНОГО НАФТОПРОВОДУ	49
2.1.	Побудова математичної моделі регулюючого органу.	49
2.1.1.	Регулюючі органи, які застосовуються для дроселювання потоку нафти.	49
2.1.2.	Побудова математичної моделі поворотної заслінки.	52
2.2.	Побудова математичної моделі комплексу «поворотна заслінка – виконавчий механізм».	56
2.2.1.	Побудова математичної моделі виконавчого механізму.	56
2.2.2.	Побудова моделі комплексу «поворотна заслінка – виконавчий механізм».	58
2.3.	Розробка та побудова математичної моделі регулятора САР гідродинамічного режиму нафтопроводу.	61
2.3.1.	Обґрунтування вибору закону регулювання та побудова моделі регулятора.	61
2.3.2.	Дослідження принципів реалізації імпульсного виходу регулятора.	68
2.3.2.1.	Формування імпульсного вихідного сигналу у схемі	69

	без зворотного зв'язку.	
2.3.2.2.	Формування імпульсного вихідного сигналу у схемі із зворотнім зв'язком за положенням виконавчого механізму.	70
2.3.2.3.	Формування імпульсного вихідного сигналу у схемі без зворотного зв'язку за положенням виконавчого механізму.	71
2.3.3.	Дослідження особливостей реалізації та застосування цифрового ПІ регулятора, побудованого на основі рекурсивних рівнянь.	73
	Висновки до розділу 2.	76
РОЗДІЛ 3.	ПОБУДОВА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИМ РЕЖИМОМ МАГІСТРАЛЬНОГО НАФТОПРОВОДУ	77
3.1.	Лінеаризація динамічних характеристик комплексу поворотна заслінка – виконавчий механізм.	77
3.2.	Побудова моделі системи регулювання тиску на нафтоперекачувальній станції.	81
3.2.1.	Побудова моделі системи регулювання тиску на виході нафтоперекачувальної станції.	82
3.2.2.	Визначення впливу зміни часу повного ходу виконавчого механізму на коефіцієнт підсилення системи регулювання.	93
3.2.3.	Побудова моделі системи регулювання тиску на вході нафтоперекачувальної станції.	96
	Висновки до розділу 3.	97

РОЗДІЛ 4. ДОСЛІДЖЕННЯ МОДЕЛІ СИСТЕМИ	98
КЕРУВАННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИМ РЕЖИМОМ	
МАГІСТРАЛЬНОГО НАФТОПРОВОДУ ТА ЇЇ	
ПЕРЕВІРКА ЗА РЕЗУЛЬТАТАМИ	
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	
РОЗРОБЛЕНОЇ СИСТЕМИ.	
4.1. Опис розробленої системи керування гідродинамічним режимом магістрального нафтопроводу.	98
4.2. Дослідження моделі системи керування гідродинамічним режимом магістрального нафтопроводу.	100
4.2.1. Дослідження моделі системи регулювання тиску на вході нафтоперекачувальної станції.	100
4.2.2. Дослідження моделі системи регулювання тиску на виході нафтоперекачувальної станції.	104
4.3. Порівняння результатів моделювання та експериментального дослідження розробленої системи керування гідродинамічного режиму магістрального нафтопроводу.	108
Висновки до розділу 4.	113
ВИСНОВКИ	114
СПИСОК ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ	116
ДОДАТКИ	124

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

НПС – нафтоперекачувальна станція;

МН – магістральний нафтопровід;

РО – регулюючий орган;

ПЗ- поворотна заслінка;

ВМ – виконавчий механізм;

КП – коефіцієнт підсилення;

САР – система автоматичного регулювання.

Актуальність теми. Нафтогазова галузь є стратегічно важливою ланкою економіки України. Результати її роботи визначають стан забезпеченості національного господарства основними енергоресурсами, а хімічні виробництва - сировиною.

Одним з найважливіших елементів паливо-енергетичного комплексу України є система магістральних трубопроводів для транспортування нафти та продуктів її переробки. Географічне розташування родовищ нафти та її споживачів ставить трубопровідний транспорт на перше місце серед всіх інших. Тільки трубопровідний транспорт може забезпечити безперебійне та рівномірне постачання значних вантажопотоків нафти, забезпечуючи при цьому найменші економічні затрати [29]. Крім того, важливою перевагою трубопровідного транспорту нафти над залізничним та водним є можливість значної автоматизації технологічного процесу перекачування нафти [1].

Під час експлуатації нафтопроводу в ньому постійно виникають стрибки тиску: планові, при перемиканні режимів перекачування нафти та незаплановані і непередбачувані, які виникають при аварійних вимкненнях насосних агрегатів, спрацюванні запірних засувок при аварійних ситуаціях на трасі трубопроводу. Для забезпечення неперервної та надійної роботи магістральних нафтопроводів при існуючій схемі транспортування необхідно регулювати тиск на вході та на виході нафтоперекачувальних станцій (НПС). Серед декількох можливих методів регулювання тиску на НПС, найбільш застосовуваним є метод дроселювання потоку нафти та метод зміни швидкості обертання робочих коліс насосних агрегатів шляхом зміни частоти живлення двигуна. Основний вплив на гідродинамічний режим магістрального нафтопроводу створюють елементи НПС. Серед них найбільше впливають магістральний насос або група насосів, запірні засувки та регулюючі органи на виході кожної станції.

Основні вимоги та підходи до регулювання тиску на НПС викладені у стандарті організацій України “Магістральні нафтопроводи. Автоматизація і телемеханізація. Загальні положення” 60.3-31570412.012:2005 [65]. Частотний

метод регулювання тиску на НПС розглядався та обґрунтовувався такими науковцями як Зайцев Л.А., Вайншток С.М., Шабанов В. А., характеристики поворотної заслінки та дросельний метод регулювання тиску досліджували Nummer G., Вязунов Е.В., Косминський І.В., Рикконен С.В., Арбузов Н.С., Богданов Е.П. Проте ці дослідники не зосереджувалися на можливості покращення характеристик поворотної заслінки і регулювання тиску на НПС методом дроселювання загалом. Варто зазначити, що така можливість покращення роботи системи автоматичного регулювання тиску на НПС з'явилася з появою цифрових систем регулювання та нових можливостей керування приводом. У даній кандидатській дисертації буде розглядатись проблема автоматизації процесу керування гідродинамічним режимом магістрального нафтопроводу за допомогою регулюючої поворотної заслінки з метою забезпечення вищих якісних показників процесів регулювання. Застосування поворотної заслінки є найбільш дешевим і ефективним варіантом керування гідродинамічним режимом магістрального нафтопроводу, проте потребує вирішення питань нелінійності статичної характеристики поворотної заслінки.

Тому робота, спрямована на покращення технологічного процесу перекачування нафти, є актуальною та економічно доцільною.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Дисертаційна робота виконувалась згідно з планом науково-дослідної роботи кафедри «Автоматизація теплових та хімічних процесів» Національного університету «Львівська політехніка» і носить науково-прикладний характер. Тема дисертації відповідає науковому напрямку кафедри «Методи та засоби обліку енергоносіїв та автоматизація технологічних процесів».

Робота виконана в рамках програм згідно розпоряджень Кабінету міністрів України «Про схвалення Енергетичної стратегії України на період до 2030 року» та «Про схвалення Концепції розвитку, модернізації і переоснащення нафтопереробної промисловості України на 2009-2015 роки», та спрямована на підвищення екологічної безпеки підприємств нафтопереробного комплексу.

Дисертаційні дослідження пов'язані з виконанням держбюджетної науково-дослідної роботи «Дослідження схем імпульсних регуляторів у промислових системах автоматизації», номер державної реєстрації 0116U004098 (2016-2017 рр., виконавець).

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є розробка нової системи автоматичного керування гідродинамічного режиму магістрального нафтопроводу з покращеними показниками якості регулювання, яка забезпечить підвищення ефективності при відпрацюванні всіх потенційно можливих збурень гідродинамічного режиму та, відповідно, зменшення економічних втрат при транспортуванні нафти.

Для реалізації цієї мети потрібно вирішити наступні завдання:

- провести аналіз причин створення аварійних ситуацій та економічних втрат при транспортуванні нафти, зокрема зумовлених недосконалістю існуючих методів регулювання тиску на НПС;
- побудувати модель комплексу поворотна заслінка – виконавчий механізм;
- запропонувати метод лінеаризації динамічної характеристики поворотної заслінки;
- запропонувати новий принцип формування керуючої дії в системі регулювання тиску на НПС;
- розробити структурну схему регулятора тиску на НПС, що реалізує новий принцип формування керуючої дії в системі регулювання тиску на НПС ;
- розробити модель системи керування гідродинамічним режимом НПС;
- дослідити зміну коефіцієнта підсилення системи регулювання різних статичних положеннях заслінки;
- впровадити та дослідити розроблену систему автоматичного керування гідродинамічним режимом на реальному нафтопроводі.

Об'єктом дослідження є процес транспортування нафти магістральними нафтопроводами.

Предметом дослідження є система регулювання гідродинамічного режиму нафтопроводу, яка реалізує метод дроселювання потоку нафти на НПС

і дозволяє змінювати швидкість переміщення поворотної заслінки залежно від кута її повороту.

Методи дослідження. Для вирішення поставлених в роботі задач, зокрема для побудови математичних моделей поворотної заслінки, виконавчого механізму, регулятора та усієї системи загалом, застосовувалися методи математичного моделювання та теорії вимірювань. Під час виконання експериментальних досліджень застосовано методи планування експерименту, теорії імовірності. Для розроблення програмного забезпечення програмованого логічного контролера застосовано методи алгоритмізації та програмування.

Наукова новизна одержаних результатів полягає в тому, що:

- вперше запропоновано новий принцип формування керуючої дії в системі регулювання тиску на НПС, особливістю якої є сумісне формування переміщення та швидкості переміщення поворотної заслінки, що дозволяє усунути негативні наслідки гідроудару та кавітації у нафтопроводі;

- отримав подальший розвиток метод регулювання тиску на НПС шляхом дроселювання потоку нафти, особливістю якого є запропонована зміна швидкості переміщення поворотної заслінки залежно від її положення, що дозволило покращити швидкодію системи регулювання тиску та якісні показники процесу регулювання;

- вперше побудовано математичну модель комплексу поворотна заслінка – виконавчий механізм, яка відрізняється від існуючих введенням зміни швидкості переміщення заслінки, в залежності від її положення, і дозволяє лінеаризувати динамічну характеристику цього комплексу;

- удосконалено структуру цифрового ПІ-регулятора системи керування гідродинамічного режиму нафтопроводу, яка відрізняється від існуючих тим, що вона побудована на основі рекурсивних рівнянь, що забезпечує значне підвищення швидкодії регулятора, при різких змінах тиску, а це дозволяє відреагувати на початку хвилі гідроудару і усунути аварійну ситуацію.

- вперше розроблено метод компенсації нелінійності коефіцієнта підсилення системи регулювання тиску на НПС шляхом плавної зміни часу повного ходу виконавчого механізму.

Практичне значення одержаних результатів полягає в тому, що:

- розроблена система регулювання тиску на НПС, яка реалізує новий принцип формування керуючої дії в системі регулювання тиску на НПС, яка унеможливорює поширення гідроударів вздовж нафтопроводів.

- розроблена система регулювання тиску на НПС впроваджена на станціях «Новини» та «Плещівка», які входять до складу філії «Магістральні нафтопроводи «Дружба» ПАТ «Укртранснафта». Акти впровадження наведені в Додатку. Впроваджені системи дозволили скоротити кількість аварійних зупинок НПС, підвищити швидкодію системи і покращити якість відпрацювання збурень гідродинамічного режиму та зменшити енергозатрати при транспортуванні нафти. На протязі двох-трьох років планується заміна систем регулювання тиску на всіх НПС філії «Магістральні нафтопроводи «Дружба» ПАТ «Укртранснафта»;

- запропонований алгоритм зміни швидкості переміщення заслінки від її положення, може бути застосований для будь-яких заслінок та кульових кранів, які використовуються для регулювання витрати та тиску великих потоків.

Особистий внесок здобувача. Основні наукові результати дисертації отримані автором особисто, на основі власних ідей і розробок, а окремі досягнуті у співавторстві з науковим керівником та працівниками за місцем роботи. У публікаціях, в яких викладено результати досліджень і які написані у співавторстві, дисертанту належать:

- обґрунтування застосування перетворювача частоти для зміни швидкості переміщення виконавчого механізму, що дозволяє покращити динамічну характеристику комплексу поворотна заслінка – виконавчий механізм [42];

- математична модель об'єкта із змінними параметрами та виконавчим механізмом із змінним часом повного ходу[43];

- розробка на основі експериментальних даних математичної моделі поворотної заслінки та обґрунтування переваг її застосування для регулювання витрат великих потоків[48,49];

- розробка математичної моделі комплексу поворотна заслінка – виконавчий механізм та побудова оберненого поліному для лінеаризації динамічної характеристики цього комплексу[52];

- моделювання та дослідження аналогового ПІ регулятора з імітатором позиціонера та імпульсного ПІ регулятора з генератором імпульсів[75].

Апробація результатів дисертації. Дисертаційна робота обговорювалась на наукових семінарах кафедри “Автоматизація теплових та хімічних процесів” Національного університету “Львівська політехніка”.

Основні положення і результати дисертаційної роботи доповідались та обговорювались на конференціях: XVIII Міжнародна конференція з автоматичного управління “Автоматика - 2011” (Національний університет “Львівська політехніка”, м. Львів, 2011); I Всеукраїнська науково-практична конференція молодих вчених, студентів та аспірантів “Автоматизація та комп’ютерно інтегровані технології” (Національний технічний університет України “Київський політехнічний інститут”, м. Київ, 2011); 4-а науково-практична конференція студентів і молодих вчених "Методи та засоби неруйнівного контролю промислового обладнання" (Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, м. Івано-Франківськ, 2013); "Electric power engineering & control systems 2013" (EPECS-2013, Lviv, Ukraine).

Публікації. Основні результати дисертації опубліковані у 10 наукових працях: 5 статей у фахових наукових виданнях України та 1 стаття, що входить до міжнародної науково-метричної бази *Web of science*, 4 публікації у збірниках доповідей міжнародних та всеукраїнських наукових конференцій.

Робота виконувалась в Національному університеті «Львівська політехніка» з 2011 р. по 2014 р.

Структура та обсяг роботи. Дисертація складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, переліку джерел інформації та додатків. Дисертація

викладена на 125 сторінках. Крім того, робота проілюстрована 59 рисунками, містить 1 таблицю, список літературних джерел із 90 найменувань та 2 додатки.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИМ РЕЖИМОМ МАГІСТРАЛЬНОГО НАФТОПРОВОДУ

1.1 Основи технологічного процесу перекачування нафти та складові елементи магістрального нафтопроводу

На сьогодні нафта є одним з найважливіших енергоносіїв та сировинною основою, завдяки її використанню досягнений теперішній розвиток глобальної економіки та цивілізації. Це наступний крок після масштабного застосування кам'яного вугілля в промисловості, і ряд звичних вже речей просто неможливі без використання продуктів її переробки. Достатньо перерахувати три речі: автомобільний та авіаційний транспорт і синтетичні полімери.

В липні 2012 року компанія British Petroleum підготувала доповідь із статичними даними по споживанні енергоресурсів у світі [15]. У цій доповіді вказано, що в 2011 році сумарна частина нафти та газу у світовому споживанні енергоносіїв склала 56.74%. Споживання енергії в цілому у світі зросло на 2.5%, споживання нафти збільшилось на 0.7%. Так як попит на нафту постійно зростає, то це призводить до росту об'ємів видобування. У тій же доповіді BP зазначається, що зростання видобутку нафти у світі за 2011 рік зросло на 1.3% порівняно з 2010 роком.

В зв'язку з постійним збільшенням видобутку нафти росте мережа магістральних нафтопроводів – найбільш економічного виду транспорту нафти. Магістральні нафтопроводи призначені для транспортування нафти з районів її видобутку до споживачів.

Основними економічними факторами ефективного використання трубопровідного транспорту є широка мережа трубопроводів, високі темпи будівництва та швидке введення нафтопроводів в експлуатацію, порівняно низькі експлуатаційні витрати при перекачуванні, можливість повної автоматизації та телемеханізації нафтопроводів. Зазначені фактори дозволяють швидко окупити великі капіталовкладення в будівництво, розробку нових матеріалів, нову техніку та технологію, автоматизацію та телемеханізацію

трубопроводів у великих масштабах [12]. Цим також пояснюється збільшення питомої ваги трубопроводів у транспортуванні нафти порівняно з іншими видами транспорту.

Магістральні нафтопроводи (МН) – це інженерні споруди, які складаються з підземних, підводних, наземних та надземних трубопроводів та зв'язаних з ними нафтоперекачувальних станцій (НПС), нафтобаз для зберігання нафти та інших технологічних об'єктів, які забезпечують транспортування, приймання, здачу нафти споживачам або перехід на інший вид транспорту [24].

МН призначені для транспортування великих вантажопотоків нафти на значні відстані (до декількох тисяч кілометрів), робочий тиск у них зазвичай досягає 5 ... 7,5 МПа. Згідно з нормами технологічного проектування до МН відносяться трубопроводи протяжністю понад 50 км, діаметром від 219 до 1220 мм включно, які призначені для перекачування товарної нафти з районів видобутку або зберігання до місць споживання (перевалочних нафтобаз, НПЗ, пунктів наливання в танкери та ін.) [24].

В окремих точках траси нафтопроводів можуть бути відгалуження, по яких частина нафти поступає на розміщені поблизу нафтопереробні заводи або до інших споживачів.

До основних технологічних елементів, що складають комплекс магістрального нафтопроводу, відноситься лінійна частина, тобто власне трубопровід з відводами, лінійними засувками, переходами через природні та штучні перешкоди та другими спорудами; НПС з підведеними високовольтними лініями електропередач; нафтобази та наливні пункти, призначені для переливання нафти на інші види транспорту; лінії зв'язку, що забезпечують як різні види зв'язку по нафтопроводу, так і телекерування його об'єктами.

Схема магістрального нафтопроводу зображена на рис.1.1.

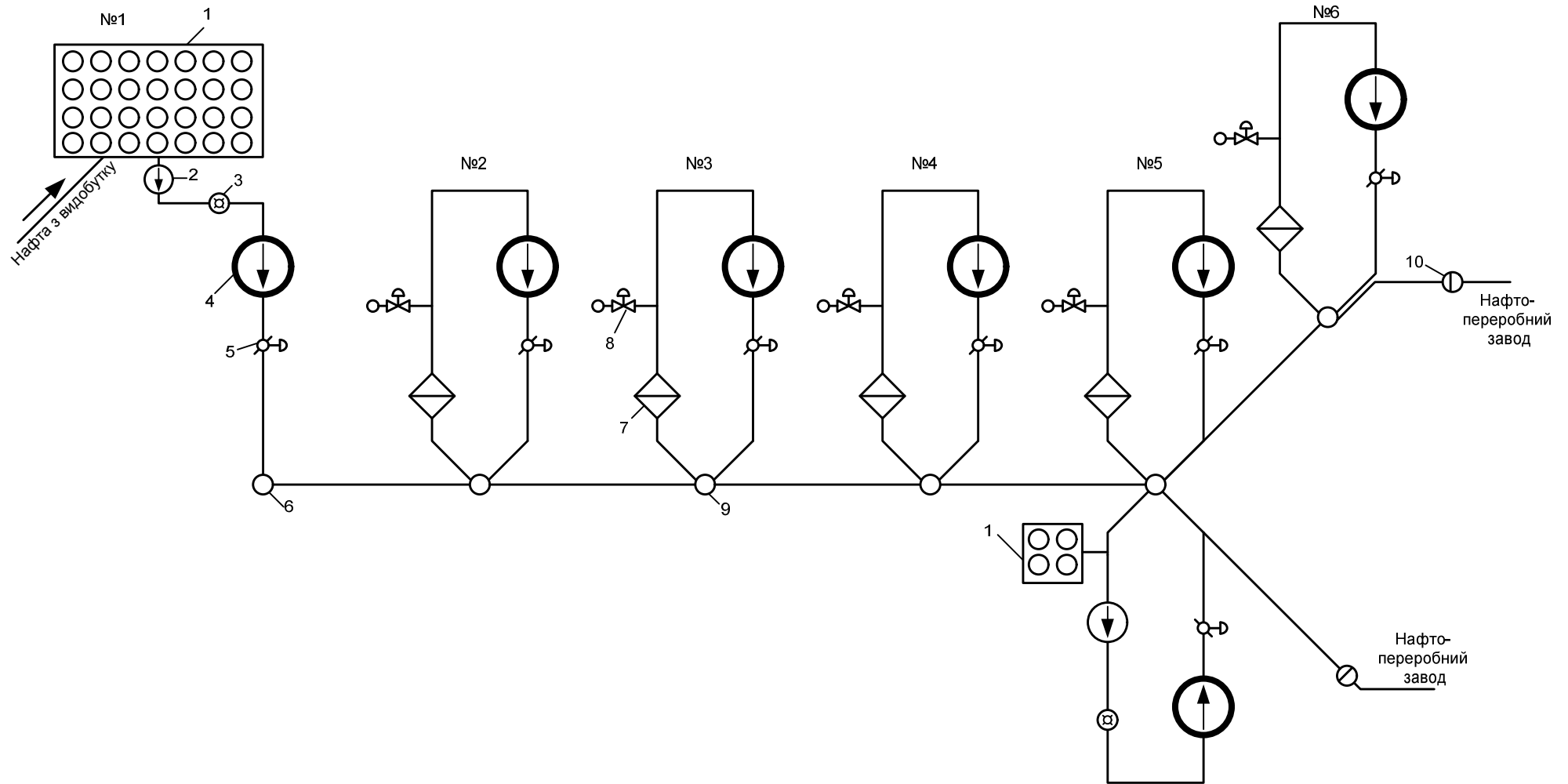


Рис.1.1 Схема магістрального нафтопроводу [24]. №1 – головна НПС; №2-6 – проміжні НПС; 1 – резервуарний парк; 2 – підпірна насосна; 3 – вузол лічильників; 4 – основна насосна; 5 – вузол регуляторів тиску; 6 – вузол запуску скребка; 7 – вузол фільтрів; 8 – вузол демпфування хвиль тиску; 9 – вузол приймання і запуску (перепускання) скребка; 10 – вузол приймання скребка

Лінійна частина – найдорожча і найвідповідальніша частина магістрального нафтопроводу. Капітальні затрати на неї в ряді випадків досягають 80% від загальної вартості трубопроводу [24]. Аварії на лінійній частині – розриви труб та витoki з трубопроводу – призводять до зупинки трубопроводу та приносять великі збитки. При проектуванні та експлуатації лінійної частини нафтопроводу враховуються максимально можливі тиски, що виникають на кожній ділянці нафтопроводу. Тиск на кожній ділянці нафтопроводу залежить як від режиму перекачування, так і від профілю місцевості.[23, 30, 46]

На лінійній частині нафтопроводу встановлюється технологічне обладнання та пристрої, котрі повинні бути автоматизовані при дистанційному керуванні трубопроводом. Через 15-20 км по трасі в найвідповідальніших точках нафтопроводу, таких, наприклад, як річкові переходи, встановлюються лінійні заслінки з електричним чи гідравлічним приводом. З їх допомогою нафтопровід поділяється на окремі секції, що можуть бути від'єднані для запобігання великих втрат нафти при аваріях лінійної частини. В теперішній час, у зв'язку з підвищенням вимог по захисту навколишнього середовища, велика увага приділяється проблемі контролю за станом нафтопроводів та їх надійності. Для контролю параметрів перекачування та стану трубопроводу необхідні дані про тиск та температуру (для “гарячого” нафтопроводу) в найвідповідальніших точках траси. Оскільки трубопровід захищається від корозії катодними та дренажними станціями, також потрібна інформація про їхні параметри. Контроль технологічних параметрів трасового обладнання здійснюється з диспетчерського пункту по системі телемеханіки [24].

Для очищення трубопроводів від парафіну застосовуються спеціальні очисні пристрої різних конструкцій. Також ефективно регулярно пропускання по нафтопроводу спеціальних апаратів для виявлення корозійних та інших дефектів в стінках трубопроводу. Для контролю проходження цих засобів по трубопроводу застосовуються сигналізатори (з електричним, пневматичним та візуальним вихідним сигналом) проходження скребка, сигнали з яких

передаються по системі телемеханіки. Сигналізатори можуть встановлюватись та замінюватись без зупинки перекачування. Для сигналізації проходження скребка застосовують також магнітні давачі[30, 31].

У випадку, коли трубопровід проходить в гірських районах та між різними його точками є велика різниця по висоті геодезичних міток, виникає необхідність регулювання тиску на трасі для запобігання виникнення надмірного тиску в трубах, оскільки регулювання тиску на станції проблеми не вирішує. Тому в таких випадках в розрахованих точках нафтопроводу встановлюють спеціальні вузли (станції пониження тиску), що дозволяють знизити тиск в трубопроводі до безпечної величини [20].

1.2. Аналіз впливу складових елементів магістрального нафтопроводу на гідродинамічний режим його роботи

1.2.1. Аналіз впливу лінійної частини на гідродинамічний режим нафтопроводу

При проектуванні та експлуатації лінійної частини нафтопроводу враховується максимально можливий тиск на кожній ділянці. Тиск на кожній ділянці нафтопроводу залежить як від режиму перекачування, так і від профілю місцевості. Зазвичай найбільший тиск на виході після НПС та в найнижчих ділянка траси, зокрема у гірських районах після «перевальних точок».

При перекачуванні нафти по магістральному нафтопроводу напір, що розвивається насосами НПС, витрачається на тертя нафти в потоці та до стінок труби h_{τ} , подолання місцевих опорів $h_{мо}$, статичного опору через різницю геодезичних (нівелірних) відміток Δz , а також створення необхідного залишкового напору в кінці трубопроводу $h_{зал}$.

Повний напір на виході насоса складе:

$$H = h_{\tau} + h_{мо} + \Delta z + h_{зал}. \quad (1.1)$$

Параметри магістральних нафтопроводів

Продуктивність G , млн.т. / рік	Зовнішній діаметр D_3 , мм	Робочий тиск P , МПа
0,7 ... 1,2	219	8,8 ... 9,8
1,1 ... 1,8	273	7,4 ... 8,3
1,6 ... 2,4	325	6,6 ... 7,4
2,2 ... 3,4	377	5,4 ... 6,4
3,2 ... 4,4	426	5,4 ... 6,4
4,0 ... 9,0	530	5,3 ... 6,1
7,0 ... 13,0	630	5,1 ... 5,5
11,0 ... 19,0	720	5,6 ... 6,1
15,0 ... 27,0	820	5,5 ... 5,9
23,0 ... 50,0	1020	5,3 ... 5,9
41,0 ... 78,0	1220	5,1 ... 5,5

Слід зазначити, що за нормами проектування відстані між лінійними засувками складають 15 ... 20 км, а повороти і вигини трубопроводу плавні, тому частка місцевих опорів невелика. З урахуванням багаторічного досвіду експлуатації трубопроводів з достатньою для практичних розрахунків точністю можна прийняти, що втрати напору на місцеві опори становлять 1 ... 3% від лінійних втрат. Тоді вираз (1.1) прийме вигляд:

$$H = 1,02h_{\tau} + \Delta z + h_{\text{зал}}. \quad (1.2)$$

Під різницею геодезичних відміток розуміють різницю відміток кінця і початку трубопроводу $\Delta z = z_{\text{к}} - z_{\text{п}}$. Величина Δz може бути як позитивною (перекачування на підйом), так і негативною.

Залишковий напір $h_{\text{зал}}$ необхідний для подолання опору технологічних комунікацій та заповнення резервуарів кінцевого пункту та проміжних НПС, що знаходяться на кордоні експлуатаційних ділянок.

Втрати напору на тертя в трубопроводі визначають за формулою Дарсі-Вейсбаха (1.3):

$$h_{\tau} = \lambda \cdot \frac{L_p}{D} \cdot \frac{w^2}{2g}, \quad (1.3)$$

або за узагальненою формулою Лейбензона (1.4):

$$h_{\tau} = \beta \cdot \frac{v^m \cdot Q^{2-m}}{D^{5-m}} \cdot L_p, \quad (1.4)$$

де: L_p - розрахункова довжина нафтопроводу, м;

D - внутрішній діаметр труби, м;

w - середня швидкість протікання нафти по трубопроводу, м/с;

Q - витрата нафти, м³/с.

v - розрахункова кінематична в'язкість нафти, м²/с;

λ - коефіцієнт гідравлічного опору;

β , m - коефіцієнти узагальненої формули Лейбензона.

Значення λ , β та m залежать від режиму протікання нафти і шорсткості внутрішньої поверхні труби.

Для прикладу можна зазначити, що опір лінійної частини нафтопроводу призводить до того, що хвиля підвищеного тиску, яка виникла при зупинці насосного агрегату на НПС досягнувши попередньої НПС (відстань близько 120 км) зменшує свою амплітуду у три рази.

1.2.2. Аналіз впливу перекачувальних насосів на гідродинамічний режим нафтопроводу

Для створення необхідного напору для транспортування нафти застосовуються відцентрові насоси. Спеціально для цієї задачі Сумським заводом «Насосенергомаш» випускаються насоси серії НМ з витратою 65-10000 м³/год. На головних НПС та проміжних НПС з резервуарним парком застосовуються підпірні насоси, які забезпечують надлишковий тиск на лінії всмоктування основного насосного агрегату для усунення явища кавітації.

Напори, які встановляються в нафтопроводі при запуску або зупинці одної з проміжних станцій, якщо їх не обмежувати, показані на рис.1.2, а еюра напорів при послідовному перекачуванні нафти при відсутності обмежень по допустимих тисках – на рис.1.3. Як видно з графіків, при запуску або зупинках насосних, а також окремих агрегатів, суттєво змінюється напір вздовж магістралі.

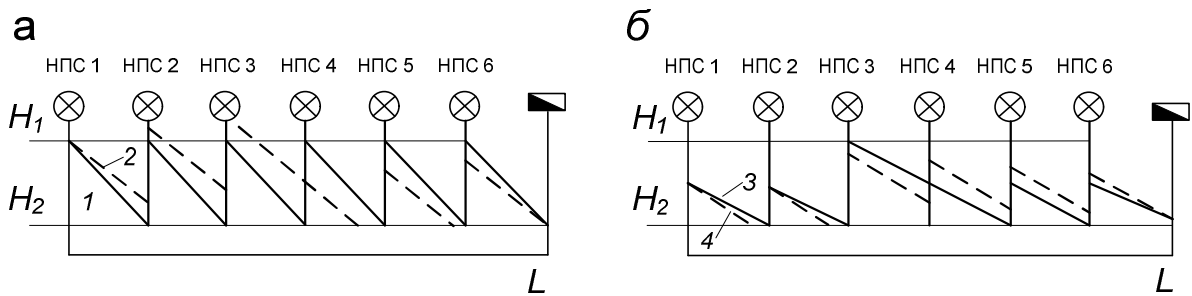


Рис.1.2. Еюра напорів в нафтопроводі при запуску (а) чи зупинці (б) одної з проміжних НПС[24]: H_1 - максимальний допустимий напір з умови міцності труб; H_2 - мінімальний допустимий напір з умови недопущення кавітації насосів; 1,2,3,4 – лінії гідравлічних напорів при роботі відповідно: всіх станцій; після відімкнення станції №4; при нормальній роботі всіх станцій, крім станції №4; після запуску станції №4

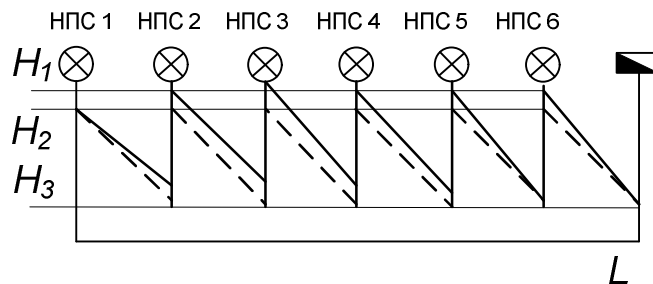


Рис.1.3. Еюра напорів в нафтопроводі при послідовному перекачуванні нафти без регулювання тиску на насосних [24]: H_1 , H_2 - максимально допустимі напори в трубопроводі при перекачуванні відповідно легкої та важкої нафти; H_3 - максимально допустимий напір на приймальній частині насосної.

При запусках і зупинках окремих агрегатів перепади тиску можуть приймати значення від 0,5 до 1 МПа, а в результаті засмічення трубопроводу і утворення повітряних корків в межах 0,5 МПа. При дослідженні питань регулювання в насосних мають значення не тільки можливі відхилення тисків,

але і швидкості їх зміни. Найменші швидкості зміни тисків і подачі насосних бувають при засміченні трубопроводів і утворенні повітряних мішків. Однак при значному зменшенні швидкості перекачування, особливо при перекачуванні високопарафінової нафти, ці зміни тиску та витрати різко пришвидшуються. При послідовному перекачуванні відносно швидка зміна тиску (0,1 МПа з хвилину) відбувається при проходженні через насосну границі розділу послідовних партій нафти, а в подальшому ці зміни відбуваються зі швидкістю не більшою за 0,1 МПа за годину [24].

Найшвидші зміни тиску відбуваються при роботі «з насосу в насос» при повному вимкненні насосних або окремих насосних агрегатів. При вимкненні проміжної насосної тиск на приймальній ділянці зростає, а тиск на нагнітальній ділянці падає з початковою швидкістю 1 МПа за секунду (рис.1.4). В свою чергу, хвилі підвищеного тиску на приймальній частині та пониженого тиску на нагнітальній частині, що виникли на насосній, яка зупинилась, розповсюджуються по нафтопроводу – перша в напрямку попередньої за потоком НПС, а друга – в напрямку наступної за потоком зі швидкістю близько 1,2 км/с. При русі вздовж трубопроводу амплітуда хвиль поступово зникає зі швидкістю, що пропорційна до початкової швидкості потоку. Для трубопроводів з великим діаметром за час проходження хвилі до попередньої станції її амплітуда зменшується приблизно в 3 рази [50,83].

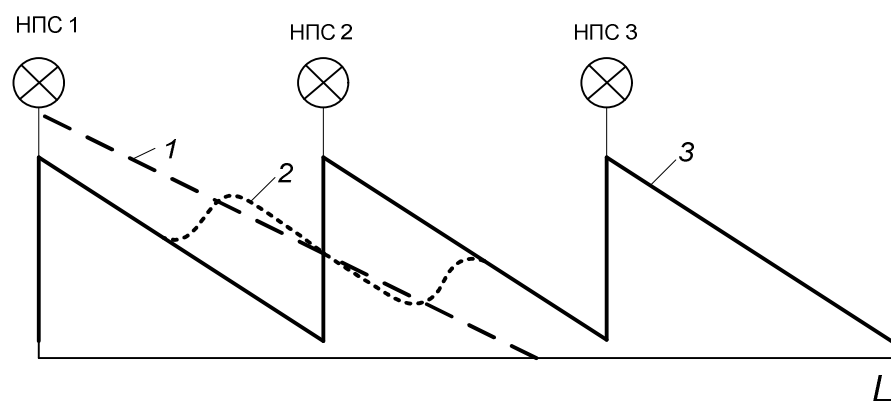


Рис.1.4. 1 - Етюра тиску після зупинки НПС-2; 2 – зміна тиску у момент зупинки НПС-2; 3 – етюра тиску до зупинки НПС-2.

При зміні характеристик нафтопроводу або режимів його роботи, для неперервного та надійного перекачування в режимі «з насосу в насос» необхідні, як автоматичне регулювання тисків на приймальній частині та нагнітальній частині насосних, так і автоматичний захист по цих параметрах. При відсутності автоматичного регулювання доводиться понижувати робочий тиск на нагнітанні насосної і підвищувати її робочий тиск на приймальній частині для того, щоб не відбувалося відімкнення насосних агрегатів автоматичним захистом при коливаннях тиску в магістральному нафтопроводі через запуски та зупинки агрегатів на інших станціях, запуску на них насосів для відкачування з резервуарів-збірників витоків та інших причин, згаданих вище. Оскільки пониження тиску на нагнітальній частині та підвищення на приймальній частині призводять до зменшення пропускної здатності магістрального трубопроводу, застосування автоматичного регулювання тиску на станціях, що працюють в режимі «з насоса в насос», є дуже необхідним.

1.2.3. Аналіз впливу трубопровідної арматури на гідродинамічний режим нафтопроводу

Для реалізації систем автоматичного керування МН застосовується запірна та регулююча арматура різних конструкцій, призначена для роботи при різних тисках та температурах. Трубопровідна арматура встановлюється на трубопроводах, ємностях, нафтоналивних терміналах та призначається для керування (відсікання, регулювання, розподілення та змішування) потоками нафти шляхом зміни прохідного перерізу в робочому органі конструкції.

Лінійна запірна арматура призначена для перекриття ділянок нафтопроводу при аваріях та ремонті. В залежності від рельєфу місцевості, інтервал між ліній засувками повинен складати 15-20 км [21, 89].

Найбільш поширеним видом запірної арматури на лінійній частині МН є засувки. Застосування клапанів як запірної арматури не бажане через їхній великий гідравлічний опір. Пропускна характеристика засувок нелінійна. Це призводить до того, що при їх закритті гідравлічний опір змінюється нелінійно.

Засувки на лініях закриваються з постійною швидкістю, нелінійна зміна гідравлічного опору призводить до того, що за короткий час у певному діапазоні положень засувки (<40%) гідравлічний опір на ній стає співмірним з опором трубопроводу і продовжує збільшуватись до моменту повного закриття. Така швидка зміна гідравлічного опору може призвести до виникнення гідроудару – розповсюдження хвиль підвищеного та пониженого тиску вздовж трубопроводу [70, 84]. Дослідження впливу закриття запірної арматури на нафтопровід проводилось у робота [4-6, 10, 35, 67, 83, 88].

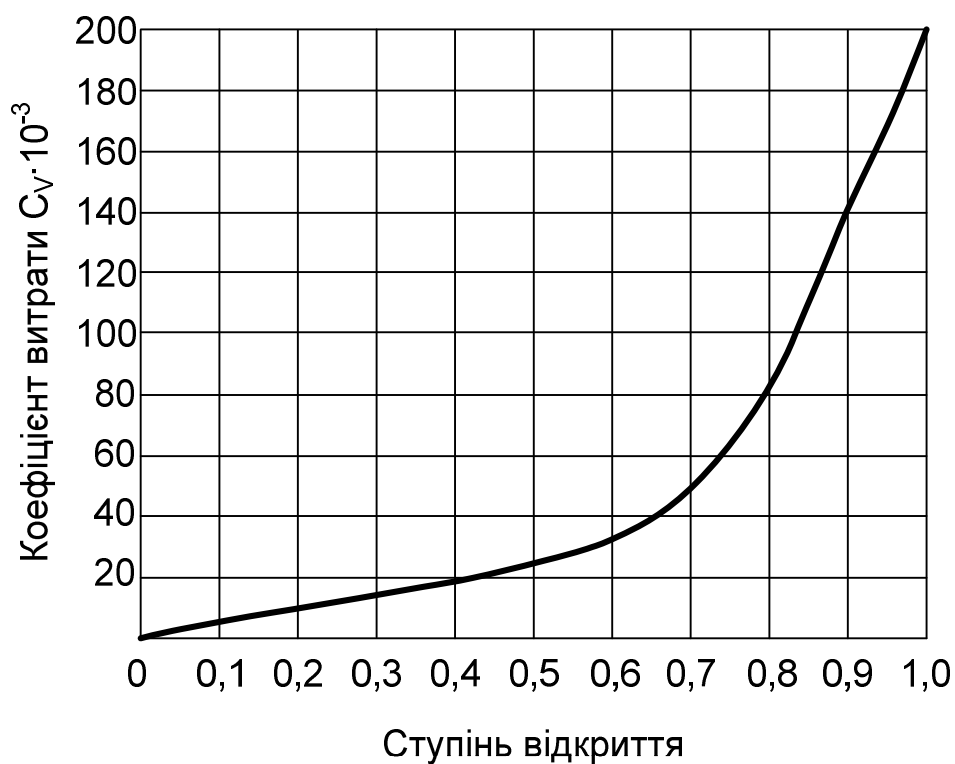


Рис.1.5. Залежність коефіцієнта витрати шиберної засувки від ступеня відкриття

Для запобігання виникненню гідроудару час закриття лінійних засувок сягає 120 секунд [63].

При регулюванні тиску на НПС методом дроселювання у нафтопровід встановлюється регулююча арматура. Це регулювання відбувається при стрибках тиску після закриття засувок, зупинок насосів для уникнення розривів лінійного трубопроводу та уникнення кавітації перед насосом [14, 51, 80]. Також регулююча арматура служить для дроселювання потоку нафти при

неповному завантаженні трубопроводу на початкових стадіях експлуатації та в режимах очищення трубопроводу (проходження скребка).

1.3. Аналіз схем роботи базового елемента магістрального нафтопроводу –нафтоперекачувальної станції

Для створення і підтримання в трубопроводі напору, достатнього для забезпечення транспортування нафти, необхідні нафтоперекачувальні станції. Нафтоперекачувальна станція (НПС) – це комплекс споруд, що забезпечує перекачування нафти по трубопроводу. Основне призначення НПС полягає в тому, щоб забрати нафту з вхідної ділянки трубопроводу з низьким напором, за допомогою насосів збільшити цей напір і потім ввести нафту в вихідну ділянку трубопроводу з високим напором.

За принципом роботи НПС поділяють на головні та проміжні. На головних НПС здійснюється приймання нафти від цехів нафтогазовидобувних управлінь (установок по підготовці нафти, товарних парків і т.д.) або магістральних нафтопроводів, визначається кількість нафти та її якість і починається головний технологічний процес – перекачування нафти по трубопроводу до наступної станції. Основними технічними спорудами головної НПС є основна (головна, магістральна) насосна, підпірна насосна, резервуарний парк, технологічні трубопроводи з заслінками і фільтрами, вузол лічильників, вузол регулюючих пристроїв (регуляторів тиску), вузол приймання та запуску (або тільки запуску) скребка [29, 64, 89].

Проміжні НПС, що розташовуються по трасі нафтопроводу через 60-150 км, призначені для підвищення тиску нафти, що перекачується, для компенсації втрат напору в трубопроводі внаслідок тертя. В склад основних технологічних споруд проміжної станції входять: основна насосна, технологічні трубопроводи з заслінками та фільтрами, вузол регуляторів тиску, вузол приймання та запуску скребка, вузол компенсації хвиль тиску [29]. В окремих випадках з технологічних міркувань на проміжних станціях можуть встановлюватись невеликі резервуарні парки. При цьому встановлюються підпірні насоси.

В залежності від оснащення НПС виділяють три технологічні схеми перекачування – «постанційна», «з підключенням резервуарів» та «з насоса в насос». Для технологічної схеми «з підключенням резервуарів» можливі два варіанти: перекачування через резервуар та минаючи резервуар (з підключенням резервуару) [1, 12, 48].

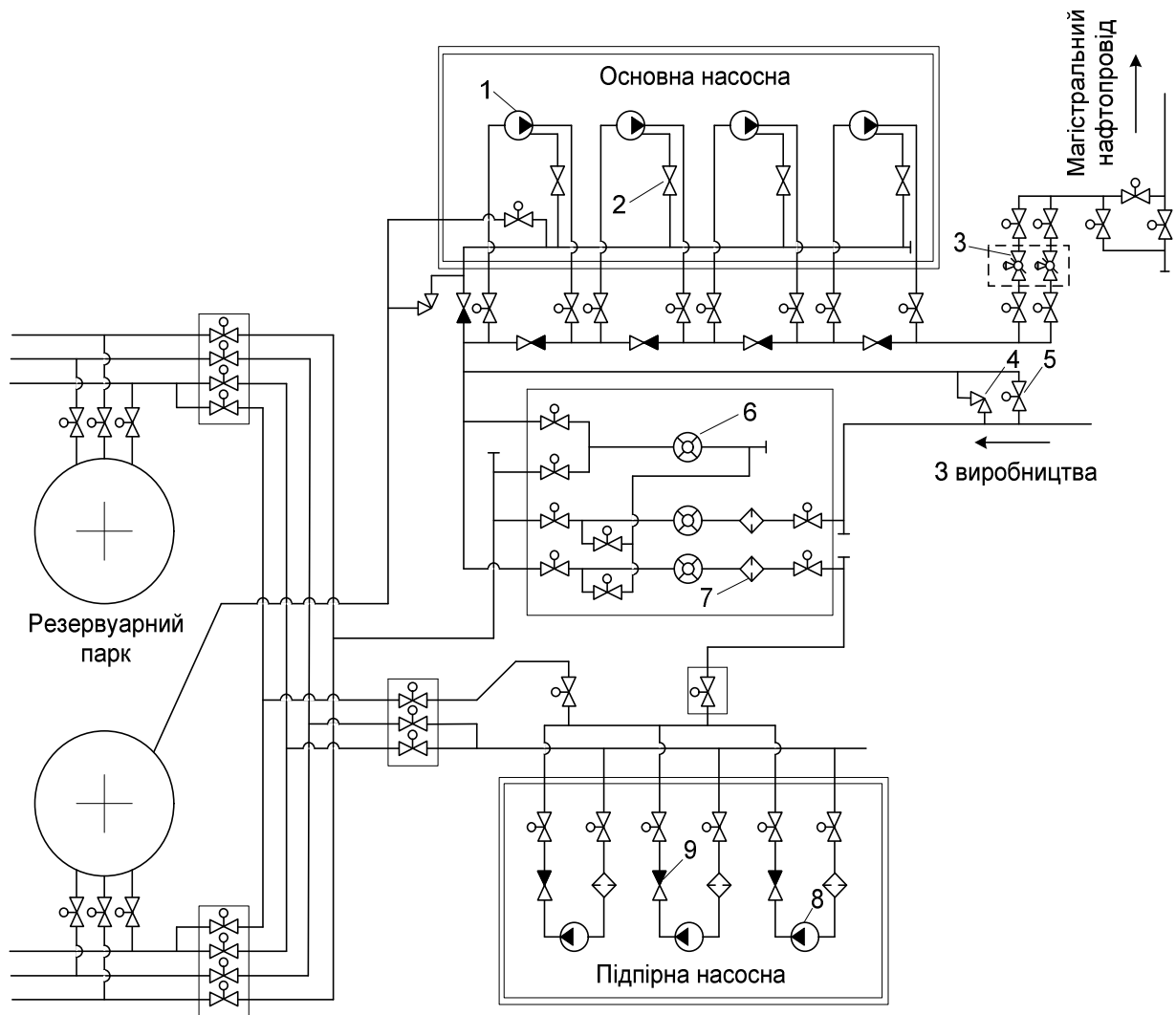


Рис.1.6. Технологічна схема головної НПС [24]: 1-головний насос; 2-заслінка з ручним приводом; 3-регулююча заслінка; 4-запобіжний клапан; 5-заслінка з електроприводом; 6-лічильник; 7-фільтр; 8-підпірний насос; 9-зворотний клапан.

При роботі «постанційної» схеми нафта (рис.1.8.а), що поступає на станцію, приймається в одну групу резервуарів, в той самий час нафта викачується з другої групи резервуарів за допомогою підпірних насосів і подається в основні насоси, після чого закачується в магістральний

нафтопровід. При такій схемі роботи здійснюється дегазація нафти та видалення надлишку води, а також забезпечується висока надійність та безперервність постачання нафти споживачеві за рахунок того, що ділянки можуть функціонувати окремо одна від одної. Проте, у випадку, якщо резервуари не обладнані плаваючими дахами або понтонами, спостерігаються значні втрати легких фракцій нафти через випаровування. Така схема, зазвичай, застосовується на головних станції нафтопроводів.

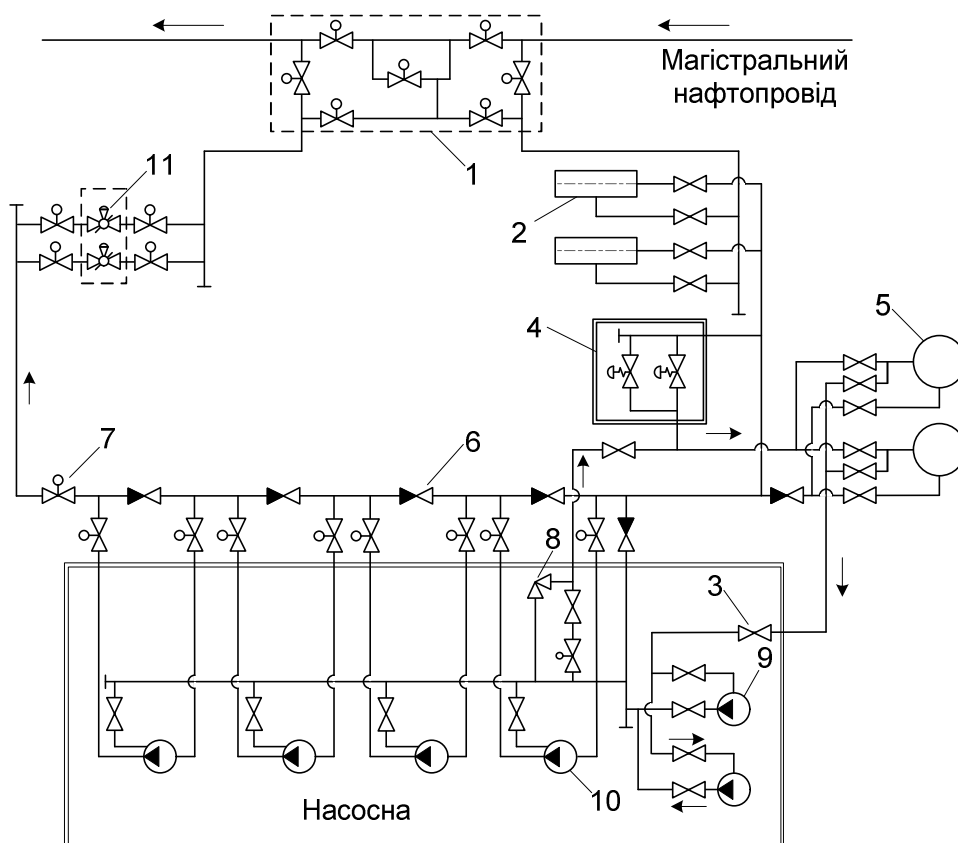


Рис.1.7. Технологічна схема проміжної НПС [24]: 1-вузол пропускання скребка; 2-фільтр-брудовловлювач; 3-заслінка з ручним приводом; 4-вузол скидання хвилі тиску; 5-резервуар-збірник; 6-зворотній клапан; 7-заслінка з електроприводом; 8-запобіжний клапан; 9-насос відкачування витоків. 10-головний насос; 11-регулююча заслінка.

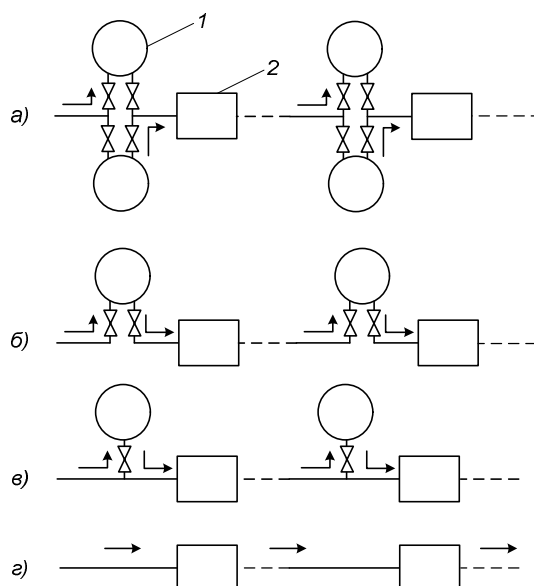


Рис.1.8. Технологічні схеми перекачування нафти: а) постанційна, б) з під'єднанням резервуарів (через резервуар), в) з під'єднанням резервуарів (минаючи резервуар), г) з насосу в насос. 1-резервуар, 2- насосна.

При застосуванні схеми «через резервуар» (рис.1.8.б), останні через приймальні трубопроводи постійно гідравлічно зв'язані з потоком нафти, що проходить через станцію. З резервуарів або в резервуари поступає тільки об'єм нафти, який рівний різниці між об'ємом нафти, що перекачується до і після станції. Якщо ці об'єми рівні, то рівень нафти в резервуарах залишається постійним, тобто усуваються втрати від випаровування. Такий режим роботи застосовується на станціях, що обладнані лічильниками (витратомірами), які забезпечують комерційних облік нафти, і пробовідбірниками, які працюють на потоці нафти. Така схема робить гідравлічне з'єднання ділянок нафтопроводу більш "м'яким" і дозволяє видаляти з нього повітря, яке потрапляє туди при виконанні ремонтних робіт, а також частково вилучити воду та механічні домішки за рахунок значного зменшення швидкості потоку в резервуарі порівняно з трубопроводом [13]. Крім того, в резервуарі проходить гасіння хвиль тиску, викликаних зміною режиму перекачування, що підвищує надійність експлуатації нафтопроводу. Проте цій схемі притаманні всі недоліки попередньої і в даний час вона практично не застосовується.[24]

Схема «минаючи резервуар» (рис.1.8.в) передбачає, що основну кількість нафти перекачують по трубопроводу, оминаючи резервуар, однак при цьому допускається, що витрати нафти на приймальній і нагнітальній ділянках можуть протягом деякого часу відрізнятись одна від одної, а різниця витрат компенсується скиданням або підкачуванням частини нафти у під'єднаний резервуар. При синхронній роботі ділянок, тобто перекачуванні з постійною витратою, рівень нафти в під'єднаному резервуарі залишається постійним [48].

При роботі НПС з застосуванням резервуарів («через резервуари», або «з під'єднаними резервуарами») об'єми перекачування по кожній ділянці нафтопроводу між сусідніми резервуарними парками незалежні та визначаються тільки подачею насосної на лімітуючому перегоні кожної ділянки.

Технологічну схему «з насосу в насос» (рис.1.8.г) часто застосовують на проміжних станціях магістральних нафтопроводів. При цій схемі роботи весь потік нафти подається на приймальну ділянку основних насосів, тому на станціях не встановлюються резервуари та підпірні насоси. Така схема перекачування прогресивна, оскільки виключає проміжні технологічні операції і неминуче пов'язані з ними втрати нафти. Крім того, вона значно здешевлює технологію, оскільки не потребує спорудження дорогих резервуарних парків [24].

Недоліком цієї схеми є «жорсткий» гідравлічний зв'язок всіх ділянок, що працюють у цьому режимі, оскільки, будь-яка зміна на одній з них призводить до змін на всіх інших. Зокрема, аварійна зупинка однієї ділянки веде до зупинки всіх ділянок, пов'язаних з нею режимом перекачування. При роботі «з насосу в насос» зміну тиску та витрата в нафтопроводі можуть спричинити зміни кількості працюючих насосних агрегатів, вимкнення насосних, дроселювання в насосних, зміна густини чи в'язкості нафти, а також відкладення парафіну в трубопроводі або утворення в ньому повітряних пробок. Будь-які зміни режиму роботи насосної призводять до зміни тиску і витрати вздовж усього магістрального нафтопроводу, що зумовлює

необхідність регулювання режиму роботи всіх насосних на всіх НПС. Крім того, при роботі «з насоса в насос» відмова обладнання на будь-якій станції спричинює зниження пропускної здатності всього нафтопроводу. Наприклад, вихід з ладу насосу знижує пропускну здатність приблизно на 10%, а зупинка насосної – на 30% [24].

При перекачуванні «з насосу в насос» на нафтопроводах з великими діаметрами труб насоси вимагають значного підпору, що зменшує пропускну здатність нафтопроводу. Для її збільшення в ряді випадків економічно доцільно на проміжних станціях встановлювати резервуари та підпірні насоси та працювати в режимі «з під'єднанням резервуарів». Для збільшення пропускної здатності нафтопроводу на проміжних станціях можна встановлювати тільки підпірні насоси (без встановлення ємностей), ці насоси повинні бути розраховані на високий тиск на всмоктуванні.

На магістральних нафтопроводах великої протяжності передбачається експлуатація ділянок довжиною 400-600 км, в межах яких застосовується схема «з насоса в насос», яка є найбільш прийнятною при досягненні повної синхронізації роботи НПС [13]. На межі експлуатаційних ділянок розташовуються проміжні НПС з ємностями, які під час виконання ремонтних робіт працюють по схемі «з під'єднанням резервуарів» для випуску повітря. Таким чином, забезпечується незалежна робота НПС однієї експлуатаційної ділянки від іншої (впродовж певного часу, зумовленого об'ємом резервуарів та продуктивністю нафтопроводу).

На території радянського союзу була побудована найбільша у світі мережа магістральних нафтопроводів, більшість НПС на них працюють за схемою «з насоса в насос». У тому числі найдовший магістральний нафтопровід у світі – нафтопровід «Дружба», одна з гілок якого проходить територією України, 10 з 14 НПС не мають резервуарних парків і працюють за схемою «з насосу в насос». Тому у подальших дослідженнях гідродинамічного режиму розглядається саме цей варіант технологічної схеми перекачування нафти.

1.4. Аналіз існуючих методів регулювання гідродинамічного режиму магістрального нафтопроводу

Пропускна спроможність МН постійно змінюється в часі, ці зміни зумовлені наступними факторами:

- зміною завантаження нафтопроводу, пов'язаною із роботою постачальників та споживачів нафти;
- зміною параметрів нафти (температури, складу);
- плановими чи аварійними зупинками насосних агрегатів на НПС, спрацюваннями аварійного захисту;
- запуском очисних пристроїв;
- засміченням нафтопроводу.

Для того щоб зміни режиму роботи МН не призвели до значного підвищення тиску на лінійній частині, великого підпору на вході НПС та появи кавітації, потрібно регулювати гідродинамічний режим МН. Методи регулювання можна умовно поділити на:

- методи, які змінюють параметри НПС;
- методи, які змінюють параметри лінійної частини нафтопроводу.

1.4.1. Методи регулювання, які змінюють параметри нафтоперекачувальних станцій

1.4.1.1. Регулювання зміною розмірів коліс насоса

Для зміни характеристик насоса часто застосовується спосіб, що ґрунтується на зміні діаметру робочого колеса насоса. Він здійснюється обточуванням робочого колеса по зовнішньому діаметру. Модифікацією цього методу є встановлення в корпусі насоса змінних коліс (роторів), які розраховані на меншу подачу.

Перерахунок характеристик насосу здійснюється за наступними формулами:

$$\frac{Q_{об}}{Q_3} = \frac{D_{об}}{D_3} ; \quad \frac{H_{об}}{H_3} = \left(\frac{D_{об}}{D_3} \right)^2 ; \quad \frac{N_{об}}{N_3} = \left(\frac{D_{об}}{D_3} \right)^3 , \quad (1.5)$$

де Q_3, H_3, N_3 – це подача, напір та потужність, які відповідають заводському діаметру робочого колеса D_3 , а $Q_{об}, H_{об}, N_{об}$ – відповідають обточеному діаметру робочого колеса $D_{об}$.

При значному зниженні подачі ефективно застосовувати змінні колеса (роторів), що розраховані на меншу подачу (зазвичай 0,5 або 0,7 від номінальної). Однак слід зазначити, що ККД змінних коліс нижчий від номінального значення для нормальних роторів на 3-10%, а з врахуванням відхилення від оптимального режиму роботи різниця в значенні ККД ще збільшується [24]. Цей метод ефективно застосовується на початковому етапі експлуатації нафтопроводу, коли продуктивність ще не вийшла на номінальне значення або при плановому зменшенні продуктивності на довгий період часу.

1.4.1.2 Регулювання режиму роботи насосної при різних схемах з'єднання насосів

На практиці застосовуються три схеми з'єднання головних насосів в насосній: послідовна, паралельна та змішана.

При послідовному з'єднанні кожен насос в групі працює з однаковою подачею, пропускаючи при цьому весь об'єм нафти, що перекачується, така схема застосовується для підвищення напору в насосній. При паралельному з'єднанні декілька насосів працюють спільно на трубопровід при однаковому напорі, а кожен насос перекачує частину загального об'єму нафти, ця схема застосовується для різкого збільшення подачі нафти у трубопровід. При зменшенні об'єму перекачування по нафтопроводу число паралельно працюючих насосів зменшується, і при певній витраті працює тільки один насос з достатньо високим ККД. При паралельному з'єднанні ефективно застосовувати однакові насоси. При значній відмінності характеристик насосів група паралельно встановлених насосів працює з недостатньо високим ККД [55]. При спільній роботі декількох насосів на один трубопровід за

паралельною чи послідовною схемою може бути застосований будь-який з методів регулювання. Тому в кожному випадку слід проводити дослідження методів регулювання для вибору оптимального.

1.4.1.3 Регулювання режимів роботи насосів зміною частоти обертання ротора насоса

Метод зміни частоти обертання ротора насоса - найбільш економічний метод регулювання гідродинамічного режиму магістрального нафтопроводу. При регулюванні подачі насосної зміною частоти обертання ротора насоса пришвидшується сам процес регулювання (порівняно з класичною схемою регулювання дроселюванням). Оскільки напір насоса є функцією квадрату частоти обертання, то зміна частоти обертання призводить до швидкої зміни тиску [84, 90]. Це особливо ефективно порівняно з класичною схемою регулювання дроселюванням, котре починається при повністю відкритому клапані. Перш ніж система регулювання почне помітно діяти на потік, клапан повинен закритись більш ніж на 50%.

Ефективність застосування частотно-керованого приводу для насосного агрегату НПС досліджувалась у роботах [48, 54, 56-62]. Ефективність плавного регулювання частоти обертання робочого колеса насоса тим вища, чим частіше та в більше широкі межі відбувається зміна роботи насосних. Застосування такого виду регулювання дозволяє повністю виключити дроселювання, обрізання коліс, застосування змінних роторів, дозволяє уникнути гідравлічних ударів в нафтопроводі [45, 62]. При регулюванні подачі насосних зміною частоти обертання роторів насосів скорочується час запуску та зупинки насосних, оскільки на насосних станціях в ряді випадків встановлюється менша кількість агрегатів. Застосування регульованого приводу насосів як виконавчого механізму системи автоматичного регулювання тиску дозволяє підвищити ефективність регулювання, збільшивши пропускну здатність нафтопроводу за рахунок зменшення зазору безпеки між завданням захисту та завданням регулятора [7, 24].

Частоту обертання ротора насоса можна регулювати зміною частоти обертання вала двигуна або застосовуючи спеціальні механізми, котрі змінюють частоту обертання ротора насоса при постійній частоті обертання вала двигуна. В першому випадку як привід можуть бути застосовані газові та парові турбіни, двигуни внутрішнього згорання, електродвигуни змінного струму зі змінною частотою обертання, електродвигуни постійного струму.

Іншим методом регулювання частоти обертання ротора насоса є встановлення між приводом і насосом муфти зі змінним передавальним числом. В якості такої муфти може застосовуватись муфта, принцип дії якої ґрунтується на вихрових струмах, або гідравлічна муфта[24].

На даний час стало можливим застосування потужних високовольтних перетворювачів частоти для зміни частоти обертання насосів. Проте їх застосування крім переваг, описаних вище, має ряд недоліків:

- втрати енергії за рахунок ККД частотного перетворювача на рівні 2-3% [17, 18, 57, 60], а реальні можуть досягати до 4-5 %;

- обмежена швидкість реакції системи з таким методом регулювання через відповідні обмеження швидкості зміни частоти живлення [16, 61];

- висока ціна частотних перетворювачів для насосних агрегатів (потужність сягає 10 МВт на вітках нафтопроводів в Сибірі), крім того кількість насосних агрегатів на НПС може бути 4 і більше.

У праці [56, 57] наголошується, що застосування частотно-регульованих приводів на НПС, де загальне дроселювання потоку нафти менше від 5%, економічно недоцільне.

В рекламних цілях виробники частотних перетворювачів часто завищують значення ККД, при даному застосуванні різниця в декілька відсотків ККД на рівні потужності двигунів приводу 3 Мвт і 2,2 Мвт (це потужності двигунів насосів НПС України вітки нафтопроводу “Дружба”) взагалі міняє стратегію побудови систем регулювання гідродинамічного режиму нафтопроводів.

Застосування частотних перетворювачів для регулювання продуктивності нафтопроводів доцільне при перекачуванні нафти в районах з холодним

кліматом, де нафта підігрівається перед перекачуванням (Канада, Аляска, Східний Сибір), і де не можна вибрати декілька базових продуктивностей нафтопроводу, які можна забезпечити різними схемами ввімкнення насосів [58]. Також застосування частотних перетворювачів доцільне на високогірних станціях, які встановлені перед гірським перевалом і далі процес руху нафти вниз по схилу іде під дією сили гравітації. Іншим випадком доцільності застосування частотних перетворювачів є побудова нового нафтопроводу, тому що у період виводу нового нафтопроводу на планову продуктивність, що може тривати більше року, регулювання продуктивності нафтопроводу частотним перетворювачем може забезпечити необхідну гнучкість і забезпечити значну економію електроенергії [85].

1.4.2. Методи, які змінюють параметри лінійної частини нафтопроводу

1.4.2.1. Регулювання перепуском потоку нафти

Цей метод застосовується на головних НПС, він полягає в перепуску частини потоку нафти з напірної лінії насосу по обхідному трубопроводу в приймальну лінію. При відкритті засувки на обхідній лінії напірний трубопровід з'єднується з приймальним, що призводить до зменшення опору після насоса, і режим його роботи переміщується з точки А в точку В (рис.1.9.) [24].

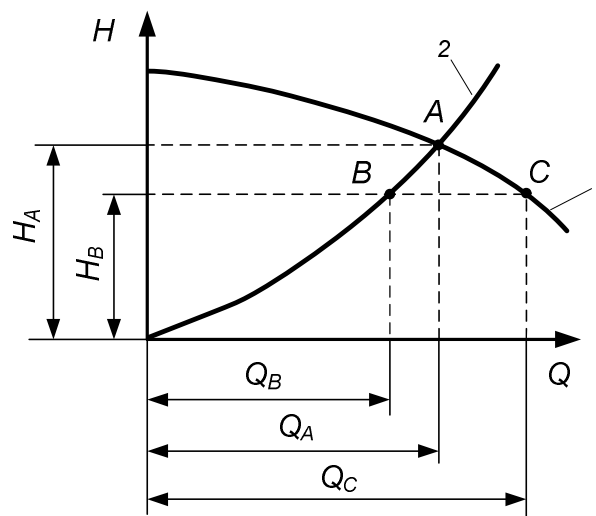


Рис.1.9. Суміщена характеристика насоса (1) та нафтопроводу(2) при регулюванні режиму роботи перепуском

При зміні ступеня відкриття засувки змінюється витрата рідини, що пропускається і, відповідно, витрата в магістралі, а енергія рідини, що проходить по трубопроводу, втрачається. Як видно на рис.6.х. насос працює з подачею Q_C при напорі H_B , а перетин горизонталі, що проходить через точку С, з кривою характеристики трубопроводу (точка В) визначає режим роботи трубопроводу (витрата Q_B при напорі H_B). Величина $\Delta Q = Q_C - Q_B$ визначає об'єм рідини, що постійно циркулює по вільній лінії, тобто характеризує втрати енергії при регулюванні.

Перепуск потоку може проводитись в одному агрегаті, або у всій насосній установці, що з'єднана послідовно. При перепуску регулятор постійно працює при великому перепаді. Водночас при відсутності потреби в регулюванні, енергетичні втрати, які пов'язані з перетіканням через регулюючий орган в повністю закритому стані, можуть становити 0,1-0,2%. Метод регулювання перепуском слід застосовувати при крутоспадаючих характеристиках насосів.

Проблема методу полягає у відсутності регулювання тиску по входу.

1.4.2.2. Регулювання тиску на нафтоперекачувальній станції шляхом дроселювання

Найбільш простим і часто вживаним методом регулювання роботи насоса є зменшення перерізу напірної ділянки трубопроводу, тобто створення додаткового опору в потоці рідини на виході насосу, що досягається прикриттям регулюючого органу. При цьому в результаті збільшення гідравлічного опору в напірній лінії насосної насос починає працювати з меншою подачею і більшим напором, а тиск після регулюючого органу знижується [24].

При регулюванні тиску методом дроселюванням насос створює напір, який дорівнює сумі напору, що витрачається на перекачування при повністю відкритому регулюючому органі, і втрати напору на ньому [78]. На рис.1.10. видно, що насос створює напори і витрати, зумовлені точками А, В, С. Режим роботи трубопроводу в цих випадках характеризується точками А, D, Е.

Відрізки BD, CE визначають напір, який втрачений при дроселюванні. Застосування методу дроселювання ефективно при пологих характеристиках насоса [13].

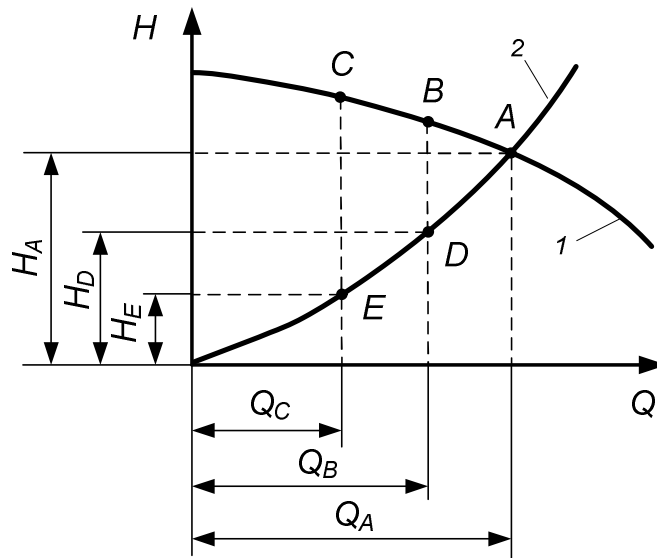


Рис.1.10. Суміщена характеристика насоса (1) та нафтопроводу (2) при регулюванні режиму роботи дроселюванням

При нормальному режимі роботи регулюючий орган (РО), що встановлений на виході НПС перебуває у повністю відкритому положенні та створює мінімальний опір, який залежить від типу РО. Цей РО одночасно діє на тиск на вході насосної (при закритті заслінки падає витрата нафти, а отже збільшується тиск на вході НПС) та на тиск на виході (створюється перепад тиску на заслінці, відповідно тиск на виході НПС зменшується). Кожному положенню РО відповідає відповідна втрата напору, тому можна отримати будь-який режим роботи насоса. Суттєвою особливістю методу дроселювання із встановленням РО на лінії нагнітання є необхідність збільшення запасу міцності колектора на лінії нагнітання насосів порівняно з міцністю трубопроводу [24]. При дроселюванні тиск до РО завжди вищий від тиску після нього, тому трубопровід до вузла регулювання повинен бути розрахований на більший тиск. Допустиме значення перевищення вибирається з економічних міркувань. Якщо потрібне більше дроселювання, ніж допускає міцність

колектора, доводиться відмикати насосний агрегат і знижувати подачу насосної.

Система регулювання тиску на НПС методом дроселювання складається із РО, виконавчого механізму, давачів тиску та регулятора.

Якщо МН працює у режимі повного завантаження, проміжних базових режимах продуктивності, то застосування методу дроселювання економічно більш доцільне, ніж застосування частотно-регульованого приводу насосів. Втрати енергії через дроселювання виникають лише при виникненні аварійного відхилення тиску на вході чи виході НПС, у інших випадках РО повністю відкритий.

Перевагами цього методу є:

- гнучкість регулювання;
- відносно недорога реалізація;
- надійність при експлуатації.

Недоліком методу є постійні втрати енергії у положенні повного відкриття (0,2-0,4%, що до речі значно менше, ніж втрати за рахунок ККД частотного перетворювача). Крім того, часто через недостатню швидкодію системи обмежується положення відкриття РО, що призводить до ще додаткових енергетичних втрат (1-2%). В подальших дослідженнях слід звернути увагу на можливість усунення різних обмежень положень заслінки шляхом підвищення швидкодії САР гідродинамічного режиму нафтопроводу.

1.5. Вимоги до систем регулювання тиску на нафтоперекачувальній станції

Майже в кожній країні, в котрій є нафтопроводи, розроблені нормативні документи, які регламентують роботу систем регулювання тиску на НПС, в них частково обумовлені перспективні напрямки подальшого вдосконалення таких систем та вказані можливі шляхи їх технічної реалізації.

Система регулювання тиску на НПС є одним з основних елементів автоматизації станції та нафтопроводу в цілому. Коректна робота цієї системи дозволяє здійснювати переходи на різні режими перекачування нафти без

зупинок в роботі нафтопроводу. На даний час існує Стандарт організації України СОУ 60.3-31570412.012:2005. "Магістральні нафтопроводи. Автоматизація і телемеханізація. Загальні положення" [52] і пункт 6.2.6 визначає наступні функції регулювання:

6.2.6.1 Засоби автоматичного регулювання тиску магістральної насосної призначені для підтримки тиску на прийомі НПС не нижче припустимого значення за умовами кавітації насосів і тиску в магістральному нафтопроводі на виході НПС (після регуляторів тиску) не вище допустимого значення за гідравлічним розрахунком лінійної частини нафтопроводу або виходячи з технологічного режиму перекачування.

6.2.6.2 Керування виконавчими механізмами системи регулювання тиску повинно здійснюватись від двох незалежних контурів регулювання, які впливають на виконавчий механізм через загальний блок селекції сигналів керування.

На НПС з ємністю контур регулювання на вході НПС може бути вилучений.

6.2.6.3 Для регулювання тиску можуть використовуватись:

- регулювальні клапани різного типу;
- поворотні регулюючі затвори;
- проміжні гідравлічні муфти;
- електродвигуни магістрального насосу з перемінним числом обертів.

6.2.6.4 При використанні в якості виконавчих механізмів регулювальних клапанів або поворотних регулювальних затворів можуть застосовуватися наступні системи передачі сигналів:

- електрична;
- електрогідравлічна.

6.2.6.5 При використанні магістральних насосів з перемінним числом обертів система автоматизації повинна забезпечувати:

- підтримку заданої частоти обертання з точністю не гірше 0,1% від номінальної;

- перемикання електродвигуна із живлення його статорних обмоток від тиристорного перетворювача частоти (ТПЧ) на мережу при номінальній частоті обертання і зворотне переключення на живлення від ТПЧ в діапазоні регулювання без порушення технологічного режиму перекачування;

- гальмування електроприводу з рекуперацією енергії в мережі;

- самозапуск електроприводу до заданої частоти обертання після глибоких посадок силової напруги або перерви живлення тривалістю до 2,5 с;

- ручне керування з операторної, дистанційне з МДП або РДП.

6.2.6.6 При роботі нафтопроводу на граничних за тиском режимах з метою попередження вимикання працюючих агрегатів на даній НПС характеристики системи регулювання з урахуванням запізнення передачі сигналів вибираються так, щоб відхилення тиску від заданого значення складало не більше 0,15 МПа при відключенні агрегату на сусідній НПС.

6.2.6.7 Залежно від діаметру нафтопроводу швидкодія виконавчих механізмів (час повного переміщення в сторону закриття) при автоматичному регулюванні тиску способом дроселювання для забезпечення вимоги п.6.2.6.6 повинно складати при діаметрі:

- 1220 мм – не більше 8 с;

- 1020 мм – не більше 12 с;

- 820 мм – не більше 15 с.

6.2.6.8 Для поворотних регулювальних затворів розрахунок моменту приводу виконавчого механізму слід проводити з урахуванням максимальної подачі по трубопроводу при будь-яких кутах прикриття в межах допустимого перепаду тиску на виконавчому механізмі.

6.2.6.9 З метою поліпшення динамічних властивостей системи регулювання рекомендується застосовувати:

- різні швидкості переміщення виконавчих механізмів в сторону закриття і відкриття;

- пропорційно-інтегрально-диференціальний закон регулювання (ПІД-регулювання);

- введення додаткового контуру регулювання за перепадом тиску на виконавчих механізмах при автоматичному регулювання способом дроселювання.

6.2.6.10 Для забезпечення більш точного підтримання тиску і виключення хибних спрацювань захистів рекомендується:

- використовувати на прийомі проміжних НПС додаткові датчики тиску з межею вимірювання в діапазоні тисків, близьких до уставки регулювання;

- застосовувати схеми установки виконавчих органів, яка забезпечує їх рівномірне гідравлічне завантаження.

6.2.6.11 В системі регулювання повинна передбачатися можливість подачі команд керування виконавчими механізмами вручну.

Регулюючий орган не повинен змінювати існуючого положення при перерві у подачі електроенергії на виконавчий механізм.

6.2.6.12 Величина тиску на виході НПС, що задається в системі автоматичного регулювання тиску, не повинна перевищувати значення тиску на виході НПС за епюрою робочих тисків в нафтопроводі на даний період, яка визначається технологічними розрахунками з урахуванням фактичних характеристик нафтопроводу.

6.2.6.13 Величина тиску на прийомі НПС, що задається в системі автоматичного регулювання тиску, повинна бути не менше величини мінімального тиску на прийомі першого насоса, відповідно до технологічних розрахунків, при максимальній подачі на даний період.

6.2.6.14 В системі регулювання рекомендується передбачати автоматичну тимчасову зміну завдання тиску на прийомі (або виході) НПС при запуску магістрального насосу і повернення до попереднього значення після завершення запуску.

6.2.6.15 За наявності декількох пунктів керування слід враховувати можливість зміни завдань тиску на прийомі і виході НПС як з операторної, так і з МДП або РДП. При цьому повинен забезпечуватися “безударний” перехід при переключенні з одного пункту керування на інший.

ВИСНОВКИ ТА ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕННЯ

Ефективна експлуатація нафтопроводів вимагає значних затрат, частина з яких, крім експлуатаційних, направляється на розробку нового обладнання, дослідження режимів перекачування, розробку нових систем керування процесом транспортування. Різними науковими групами та фірмами проводяться пошукові роботи в цьому напрямі.

Аналіз, проведений вище, показав, що існують декілька методів регулювання гідродинамічного режиму нафтопроводів, найчастіше на НПС застосовується метод дроселювання потоку нафти, проте він має кілька недоліків, зокрема постійні енергетичні втрати пов'язані з обмеженням положення РО через недостатню швидкість системи регулювання. Отже потрібно розробити нову систему автоматичного керування гідродинамічного режиму магістрального нафтопроводу з покращеними показниками якості регулювання, яка забезпечить підвищення ефективності при відпрацюванні всіх потенційно можливих збурень гідродинамічного режиму та, відповідно, зменшення економічних втрат при транспортуванні нафти.

Для виконання вищеописаної мети необхідно виконати наступні завдання:

- 1) побудувати модель комплексу поворотна заслінка – виконавчий механізм;
- 2) запропонувати метод лінеаризації динамічної характеристики поворотної заслінки;
- 3) розробити структуру регулятора тиску на НПС;
- 4) розробити модель системи керування гідродинамічним режимом НПС;
- 5) дослідити зміну коефіцієнта підсилення системи регулювання;
- 6) дослідити розроблену систему автоматичного керування гідродинамічним режимом на реальному нафтопроводі.

Результати даного розділу опубліковані у роботах [42, 44].

РОЗДІЛ 2

ПОБУДОВА МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМИ РЕГУЛЮВАННЯ ТИСКУ НА НАФТОПЕРЕКАЧУВАЛЬНІЙ СТАНЦІЇ МАГІСТРАЛЬНОГО НАФТОПРОВОДУ

2.1. Побудова математичної моделі регулюючого органу

2.1.1. Регулюючі органи, які застосовуються для дроселювання потоку нафти

Як зазначалось вище, найбільш поширеним методом регулювання тиску та гідродинамічного режиму нафтопроводу загалом є метод дроселювання. Для реалізації цього методу застосовують такі регулюючі органи: односідловий клапан, двосідловий клапан, поворотна заслінка [19, 89].

Односідлові клапани (рис.2.1.б) найпростіші за конструкцією. Однак, через незрівноваженість тиску на плунжер і великий гідравлічний опір, для клапанів більшого діаметру істотно зростають їхні габарити й розміри приводу. Пропускна здатність односідлових клапанів приблизно в 1,5 рази нижча, ніж у двосідлових (рис.2.1.а). Перевагами двосідлових регулюючих клапанів є невеликі зусилля по штоку, що дозволяє застосовувати виконавчі механізми меншої потужності, досить велика пропускна здатність, сприятлива форма витратної характеристики та можливість одержання будь-якого виду витратної характеристики. Однак, двосідлові клапани трудомісткі при обробці сідел і плунжерів; мають порівняно більші габаритні розміри й металоємність, їх складніше розбирати й ремонтувати. Основним недоліком є те, що перепад тиску на двосідловому клапані обмежений до 1,5 МПа [8, 34].

Недоліки, які притаманні регулюючим клапанам можна усунути використовуючи поворотну заслінку.

Поворотна заслінка (ПЗ) являє собою конструкцію у вигляді відрізка труби, всередині якого знаходиться диск, який закріплений на валу. Геометрична вісь вала проходить по осі труби (у деяких конструкціях є невелике зміщення). В стінках корпусу заслінки (труби) розміщені підшипники, що служать опорами для

вала. Поворот диска здійснюється обертанням кінця вала, який розміщений поза трубою, інший кінець вала загерметизований заглушкою [22].

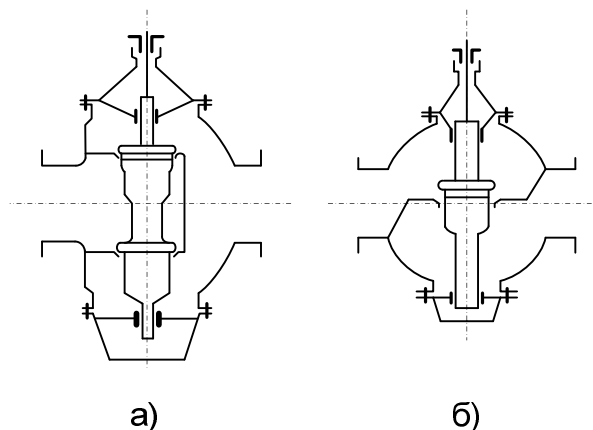


Рис.2.1. Регулюючі клапани: а) двосідловий, б) односідловий,

При відкритій заслінці площина диску встановлена вздовж осі потоку середовища, при закритій – диск повертається на 90° . Запірний орган заслінки утворюється диском та сідлом, яке розміщене в корпусі. Конструктивні особливості заслінки створюють труднощі при герметизації її запірного органу; тому в закритому стані через заслінку може проходити певна невелика кількість середовища і вона не призначена для повного герметичного відсікання потоку[32].

Основними перевагами заслінки є [22, 33]:

- простота конструкції;
- низька металоємність;
- невелика вартість виробництва;
- малі габарити;
- мала конструктивна довжина.

Мала вага та мала конструктивна довжина заслінки спрощують монтаж, а менші габарити в порівнянні з клапанами дозволяють зменшити розміри приміщення при розміщенні регулюючої арматури на великі діаметри нафтопроводу всередині будівлі.



Рис.2.2. Поворотна заслінка з електричним виконавчим механізмом

При великих діаметрах трубопроводу та перепадах тиску на диску виникає великий крутний момент, що прагне повернути диск в відкрите положення. Через нерівномірний розподіл швидкостей по перетину криві зміни крутного моменту у відносних одиницях для ПЗ із плоским диском мають вигляд, як це зображено на рис.2.3 [9]. Для зниження крутного моменту розроблені спеціальні профільовані диски, форма яких забезпечує зниження крутного моменту в проміжних положеннях [74]. Широко поширеними є конструкції типу "Фіштейл", одна сторона якого виконана у вигляді риб'ячого хвоста. Хвіст сповільнює потік і вирівнює характеристику при кутах повороту від 60 до 90°. Крім того, хвіст такої форми при великому куті повороту диска перетворює енергію швидкісного напору в пропорційний статичний тиск за диском, що частково врівноважує динамічний крутний момент, який прагне закрити заслінку. Така форма диска дозволяє знизити в 2,5-3 рази крутний момент виконавчого механізму для повороту диска. Ці переваги забезпечуються при встановленні диска таким чином, щоб хвіст повертався тільки вниз за потоком [24]. При керуванні заслінками великих розмірів необхідно застосовувати приводи з великими крутними моментами. В цих умовах часто використовують гідроприводи поршневого типу.

Із появою електродвигунів у вибухозахищеному виконанні для керування регулюючими заслінками на нафтопроводі частіше застосовують електропривід.

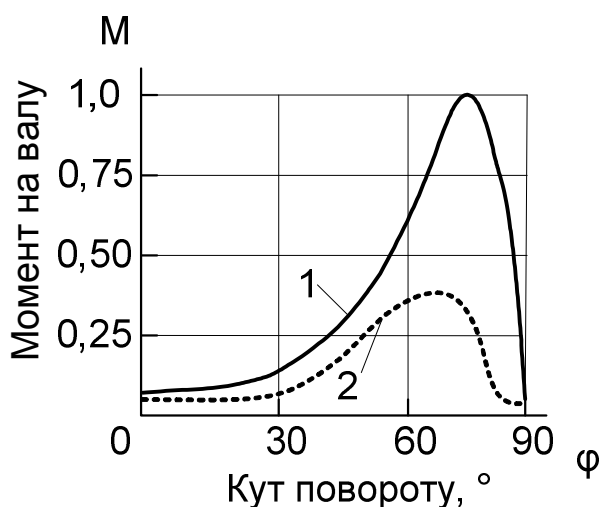


Рис.2.3. Криві зміни крутного моменту від кута повороту для дискових заслінок: 1 – плоский диск; 2 – профільований диск

Для герметизації запірного органу застосовують кільця з гуми, фторопласту і інших полімерних еластичних матеріалів. Вони зазвичай встановлюються у диску, проте у деяких конструкціях заслінки еластичним виготовлене сидло в корпусі. Оскільки сальник являється постійним джерелом протікання робочого середовища, то він потребує постійного контролю та технічного обслуговування.

Суттєвим недоліком ПЗ є нелінійна статична характеристика [2, 3, 11, 72], що значно ускладнює процес регулювання та постійне розміщення диска в перетині трубопроводу, що унеможлиблює його наскрізне очищення спеціальними пристроями.

2.1.2. Побудова математичної моделі поворотної заслінки

Оскільки витратна характеристика ПЗ є нелінійною, то і залежність перепаду тиску на такому регулюючому органі від ступеня його відкриття є також нелінійною. За модель ПЗ може бути вибрана пропорційна ланка зі змінним коефіцієнтом підсилення, який залежить від ступеня відкриття РО. Залежність перепаду тиску на ПЗ від її положення у відсотках, яка побудована на базі

експериментальних даних, зображена на рис.2.4. Ця експериментальна залежність була знята на робочому нафтопроводі при русі ПЗ від положення повного відкриття до повного закриття.

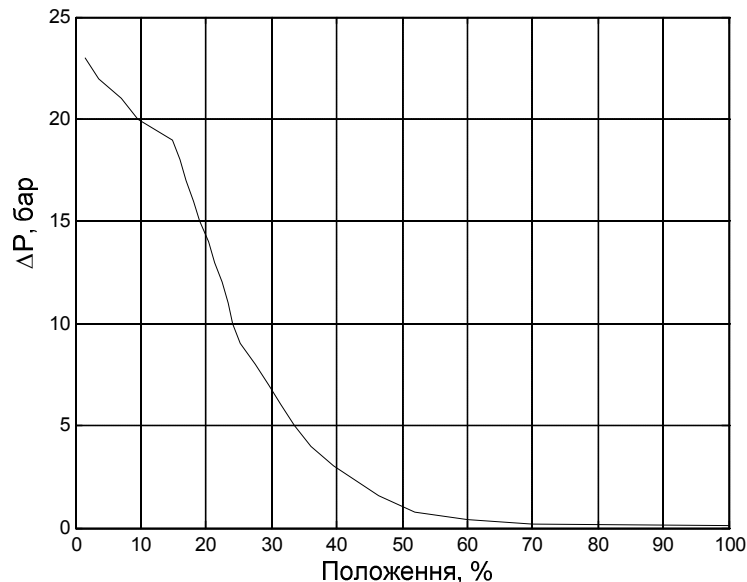


Рис. 2.4. Експериментальна характеристика залежності перепаду тиску на поворотній заслінці Ду500 від її положення при номінальному режимі роботи нафтопроводу діаметром 700мм (0%- повне закриття, 100%- повне відкриття)

Якщо ПЗ повністю відкрита, то вона практично не створює перепаду тиску; значення перепаду на рівні 1-2 % від максимального. Коли в процесі регулювання заслінка рухається в сторону закриття від положення повного відкриття, до певного кута повороту заслінки (закриття на 30-40 % від відкритого положення) перепад тиску на ній зростає незначно (до 5 % від максимального). При досягненні певного кута повороту заслінки перепад тиску на ній почне різко змінюватись. В цій області починає різко зростати загальний коефіцієнт підсилення системи регулювання.

Математичну модель ПЗ одержимо наступним чином. Частина характеристики між положеннями 15% та 60% можна з достатньо великою точністю апроксимувати за допомогою поліному 3-го порядку. Для цього було використано засоби середовища Matlab. Результатом апроксимації є функція:

$$\Delta P = -199,62 \cdot 10^{-6} \cdot S^3 + 34,772 \cdot 10^{-3} \cdot S^2 - 2,0836 \cdot S + 43,271, \quad (2.1)$$

де ΔP - перепад тиску на заслінці, бар; S - положення заслінки, 0-100%.

Результати перевірки апроксимації поліномом 3-го порядку у всьому діапазоні переміщення заслінки наведені на рис.2.5. Як видно з графіку, одержаний поліном достатньо добре описує експериментальні дані на ділянці 15% - 60%, але є суттєві відхилення суміжних ділянках. На ділянці 0 – 15% було важко одержати експериментальні дані і вони є недостатньо точними, крім того при дроселюванні потоку нафти ПЗ майже ніколи не доходить до цього положення, адже це може призвести до повної зупинки НПС та нафтопроводу загалом, тому в цьому діапазоні часто вводять обмеження на допустиме закриття заслінки, відповідно результат апроксимації у межах положень 0-60% можна вважати задовільним. Але на ділянці 60 – 100% значення отриманого полінома непридатні для апроксимації. На основі експериментального графіку можна зробити висновок, що характер зміни залежності перепаду тиску від положення в цій області зовсім інший. На цій ділянці характеристику ПЗ можна замінити лінійною залежністю. Тоді математична модель ПЗ буде мати наступне значення:

$$\begin{cases} \Delta P = -199,62 \cdot 10^{-6} \cdot S^3 + 34,772 \cdot 10^{-3} \cdot S^2 - 2,0836 \cdot S + 43,271; & S \in [0:60) \\ \Delta P = 0,316; & S \in [60:100] \end{cases} \quad (2.2)$$

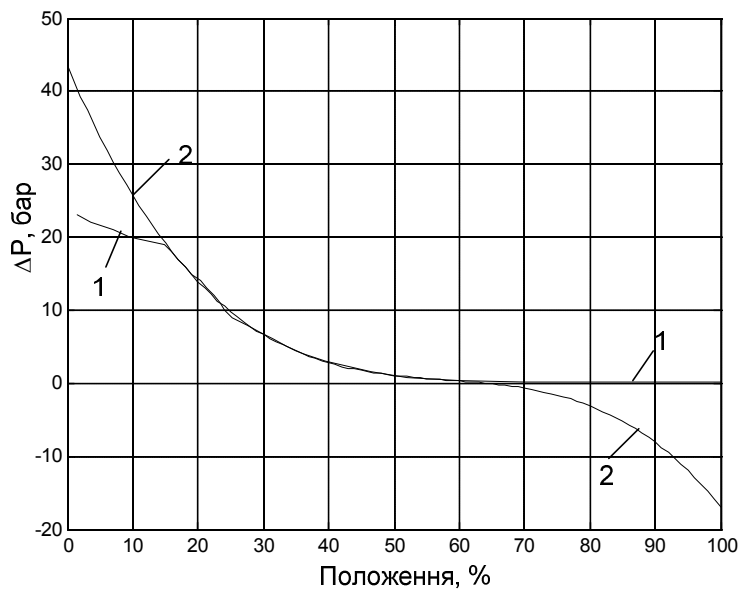


Рис.2.5. Результат апроксимування експериментальної характеристики перепаду тиску на заслінці поліномом 3-го порядку:

1 – експериментальні дані; 2 – розрахований поліном 3-го порядку

Враховуючи вказані вище висновки та розрахунки, у середовищі Simulink була побудована модель залежності перепаду тиску на ПЗ від її положення (рис.2.6). В даній моделі, крім блоку розрахунку поліному, застосований також блок насичення для забезпечення вихідної величини моделі в діапазоні вхідних величин 60-100% сталою та рівною значенню, яке одержано за поліномом в точці 60%.

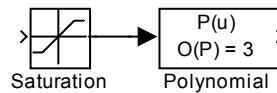


Рис. 2.6. Модель статичної характеристики поворотної заслінки в Simulink

На рис. 2.7. Зображено дві статичні характеристики ПЗ – одержану теоретично(1) і зняту експериментально(2).

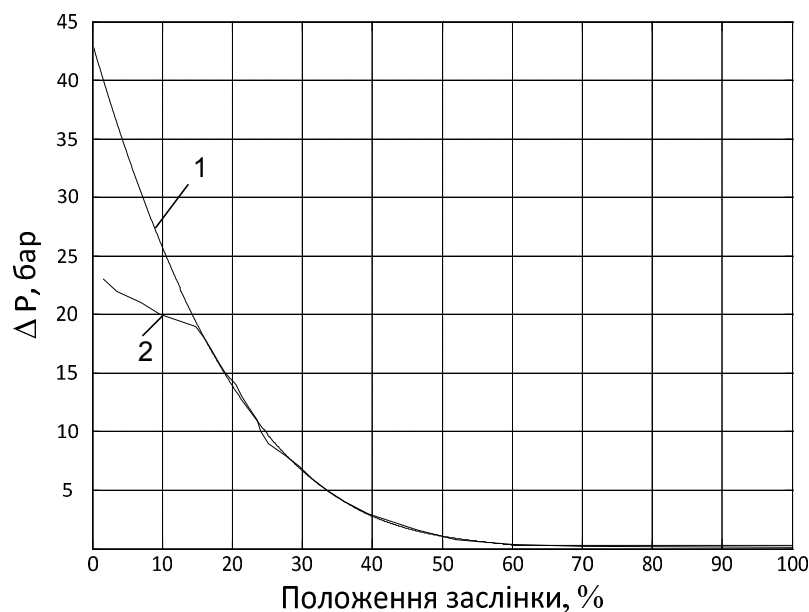


Рис. 2.7. Порівняння апроксимованої (1) статичної характеристики поворотної заслінки із статичною характеристикою, побудованою за експериментальними даними (2).

При порівнянні апроксимованої статичної характеристики ПЗ з експериментально знятою отримані наступні результати: максимальна абсолютна похибка у зоні «ефективного регулювання» (15-60%) $\Delta=0.49$ бар, відносна похибка $\delta=2.64\%$. Такі результати свідчать, що модель ПЗ адекватна і її можна використовувати у подальших дослідженнях.

2.2 Побудова математичної моделі «комплексу поворотна заслінка – виконавчий механізм»

2.2.1. Побудова математичної моделі виконавчого механізму

Під час переміщенні ПЗ при дроселювання потоку нафти на валу заслінки виникають великі моменти. Тому раніше для переміщення ПЗ застосовувались гідравлічні та пневматичні виконавчі механізми (ВМ). Основними їхніми перевагами є можливість долати великі зусилля на валу ПЗ та вибухобезпечне виконання, адже на НПС можливі витоки та випари нафти.

При використанні пневматичного контуру регулювання, давачі, регулятор і ВМ розташовані у різних місцях і пневмолінії у деяких випадках можуть сягати більше 100м, це спричиняє запізнення, яке впливає на якість регулювання [24].

Головними недоліками пневматичних ВМ є:

- необхідність системи підготовки та осушення повітря;
- запізнення у пневмолініях;
- складність та трудоємкість експлуатації (особливо у зимовий період);
- обмежений радіус дії

При наявності вибухозахищених приладів з електричним виходом із відповідними регуляторами краще застосовувати вибухозахищений електропривід. Вплив на привід повинен здійснюватися таким чином, щоб при зникненні живлення регулюючий орган не змінював свого положення або переміщався в положення повного відкриття.

Електричний ВМ реагує на сигнали «Більше» та «Менше», що надходять від автоматичного регулятора, або від оператора. Протягом надходження сигналу «Більше» ВМ рухається зі сталою швидкістю в прямому напрямку, а при надходження сигналу «Менше» - в реверсивному. На основі цього можна зробити висновок, що моделлю електричного ВМ є інтегральна ланка, функція передачі якої дорівнює:

$$W(p) = \frac{100}{12p} \quad (2.3)$$

Час інтегрування цієї ланки дорівнює значенню повного ходу ВМ (100%) розділеному на час повного ходу ВМ. Враховуючи те, що час повного ходу електричного ВМ в досліджуваній системі регулюванні складає 12с при частоті живлення 50 Гц, отримаємо залежність положення ВМ в часі, зображену на рис.2.8.

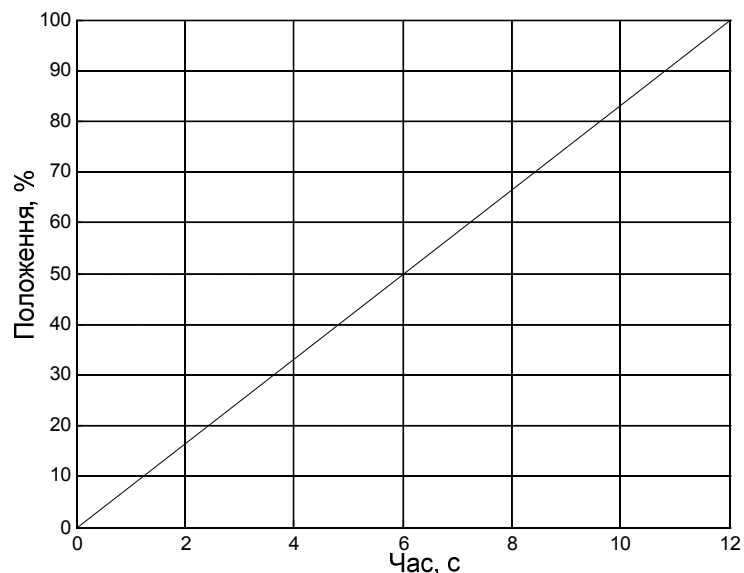


Рис.2.8. Переміщення виконавчого механізму від закритого до відкритого положення при номінальній частоті живлення електроприводу (50 Гц)

Переміщення електроприводу на 100% відповідає повороту валу ВМ на 90° . Такі ВМ ще називають МЕО (механізм електричний однообертвий), вони широко використовуються для керування РО. Перевагами електричного ВМ є:

- відсутність потреби у спеціальних джерелах енергії;
- висока швидкодія;
- необмежений радіус дії;
- легкість монтажу та експлуатації;
- легкість переходу на ручний режим і навпаки.

Електричний ВМ, що встановлений разом з ПЗ на одній з НПС зображені на рис.2.9.



Рис.2.9. Регулюючий орган типу поворотна заслінка разом з електричним виконавчим механізмом встановлені на трубопроводі на одній з НПС.

На протязі останніх 15 років на більшості НПС магістральних нафтопроводів відбувається заміна пневматичних ВМ на електричні. Це пов'язано із вищеописаними перевагами електричних ВМ. На балансі філії «Магістральні нафтопроводи «Дружба» ПАТ «Укртранснафта» залишилось лише декілька пневматичних ВМ, тому у подальших дослідження системи керування гідродинамічного режиму магістрального нафтопроводу ця тенденція була врахована і для переміщення ПЗ використовується електричний ВМ типу МЕО.

2.2.2. Побудова моделі комплексу «поворотна заслінка – виконавчий механізм»

Для дослідження динамічних характеристик ПЗ будемо розглядати її у комплексі з електричним ВМ. Модель на рис. 2.10. побудована у середовищі

Simulink для отримання динамічної характеристики комплексу поворотна заслінка – виконавчий механізм (ПЗ-ВМ) при різному часі повного ходу ВМ – 12, 24 та 48 секунд.

Блок «Saturation1» використаний для того, щоб обмежити інтегральну ланку, яка є моделлю ВМ, у межах 0-100%.

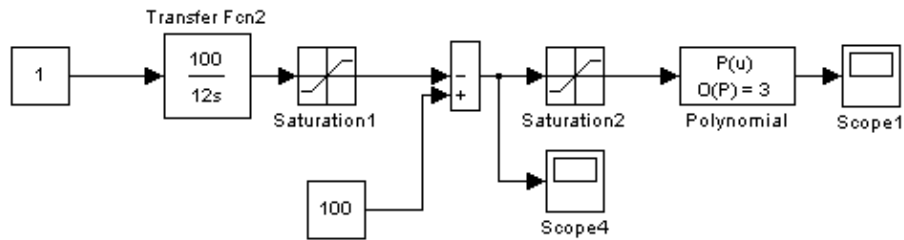


Рис.2.10. Модель комплексу поворотна заслінка – виконавчий механізм

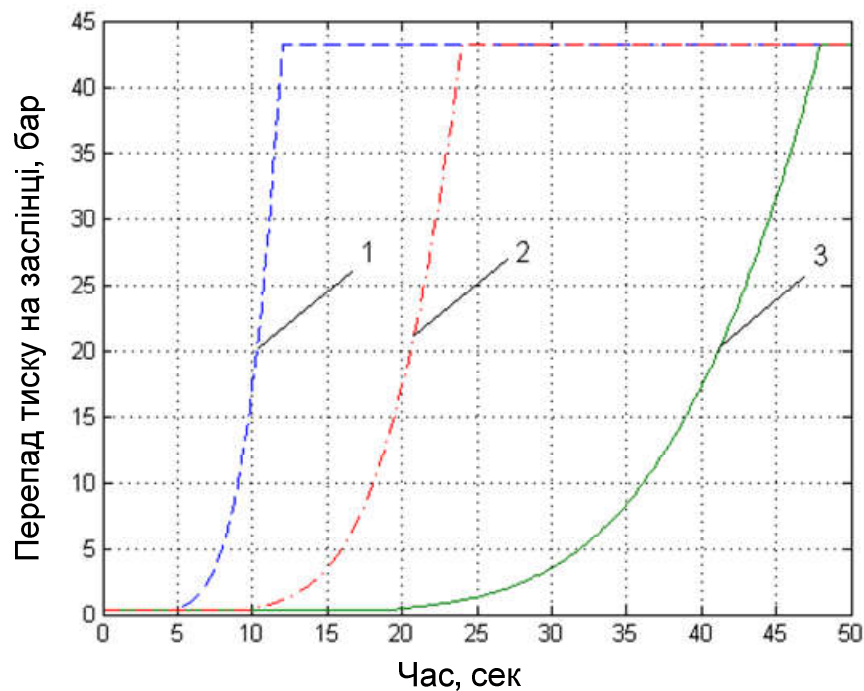


Рис.2.11. Динамічна характеристика комплексу поворотна заслінка – виконавчий механізм при різному часі повного ходу ВМ - 1) 12с, 2) 24с, 3) 48с

Аналізуючи рис.2.11. бачимо, що при усіх показаних часах повного ходу ВМ динамічна характеристика має подібний характер. Початкова зона переміщення ПЗ характеризується майже не змінним перепадом тиску у межах 1-2 % від максимального значення перепаду. Згодом за короткий проміжок часу (2, 4, 8

секунд відповідно до часу повного ходу) перепад тиску зростає незначно, до 5 % від максимального. Наявність великої зони протягом якої ПЗ майже не здійснює регулюючої дії негативно впливає на динамічні характеристики системи регулювання гідродинамічного режиму нафтопроводу. На проходження цієї зони потрібний досить значний час, цю проблему на НПС вирішують шляхом обмеження положення повного відкриття регулюючої заслінки до 80-85%, проте для великих матеріальних потоків це призводить до значних економічних втрат, які можуть сягати 2% і більше всіх енергозатрат на транспортування нафти. Щоб забезпечити якісні показники процесу регулювання і зменшити економічні втрати потрібно забезпечити максимально швидке проходження ПЗ зони неефективного регулювання.

Згодом після подолання зони «неефективного регулювання» перепад тиску на ПЗ починає різко зростати. При всіх показаних часах повного ходу ВМ спостерігається значна зміна перепаду тиску за одиницю часу, при більших часах ходу ця зміна менша. Якщо швидкість закриття ПЗ у цій області буде надто високою, то це негативно позначиться на процесі регулювання, оскільки легко можна досягти перерегулювання або повної втрати стійкості системи регулювання. В цій області починає різко зростати загальний коефіцієнт підсилення системи, система може втратити стійкість. Можливість застосування ВМ з великим часом повного ходу обмежена, оскільки є чіткі вимоги щодо часу повного закриття ПЗ.

Загальний аналіз динамічної характеристики комплексу ПЗ-ВМ при різних часах повного ходу показує, що її нелінійний характер значно ускладнює процес регулювання. Тому для забезпечення якісних параметрів, виконання вимог щодо регулювання тиску на НПС та зменшення енерговитрат потрібно наблизити динамічну характеристику комплексу ПЗ-ВМ до лінійної хоча б у зоні «ефективного регулювання»

2.3. Розробка та побудова математичної моделі регулятора САР гідродинамічного режиму нафтопроводу

2.3.1. Обґрунтування вибору закону регулювання та побудова моделі регулятора

Для регулювання тиску на НПС будемо використовувати регулятор з імпульсним виходом, оскільки ми застосовуємо електричний ВМ. Переміщення ВМ у прямому та реверсивному напрямку буде відбуватися шляхом надходження сигналів «Більше» та «Менше» від автоматичного регулятора.

Розглянемо найпоширенішу систему регулювання тиску методом дроселювання на нагнітанні станції (рис.2.12). Вона включає об'єкт регулювання магістральний нафтопровід, параметри гідродинамічного режиму якого підлягають зміні або стабілізації. Оскільки в магістральному нафтопроводі відбувається спільне одночасне регулювання двох параметрів насосної станції, одним з яких є тиск на вході НПС, а іншим – тиск на виході станції після регулюючого органу, така система називається двовимірною. Чутливими елементами схеми є давачі, встановлені на лінії всмоктування і на лінії нагнітання. Вони встановлюються поблизу місця відбору й здійснюють дистанційний вимір тиску в точці контролю. На схемі зображений регулюючий пристрій, у якому відбувається формування сигналу на переміщення виконавчого механізму 1-6. Регулюючий пристрій складається з двох регуляторів, вихідний сигнал з яких надходить на елемент порівняння 1-4, на вихід з якого пропускається більший з двох сигналів. Регулятор по виходу є прямої дії (закриття регулюючого органу призводить до зменшення регульованого параметру), а по входу – зворотної. Завдяки цьому два регулятори здійснюють регулюючий вплив за допомогою одного регулюючого органу та не наносять збурення в роботу один одного. Така схема побудови регулятора зустрічається, зокрема, у праці [80, 83].

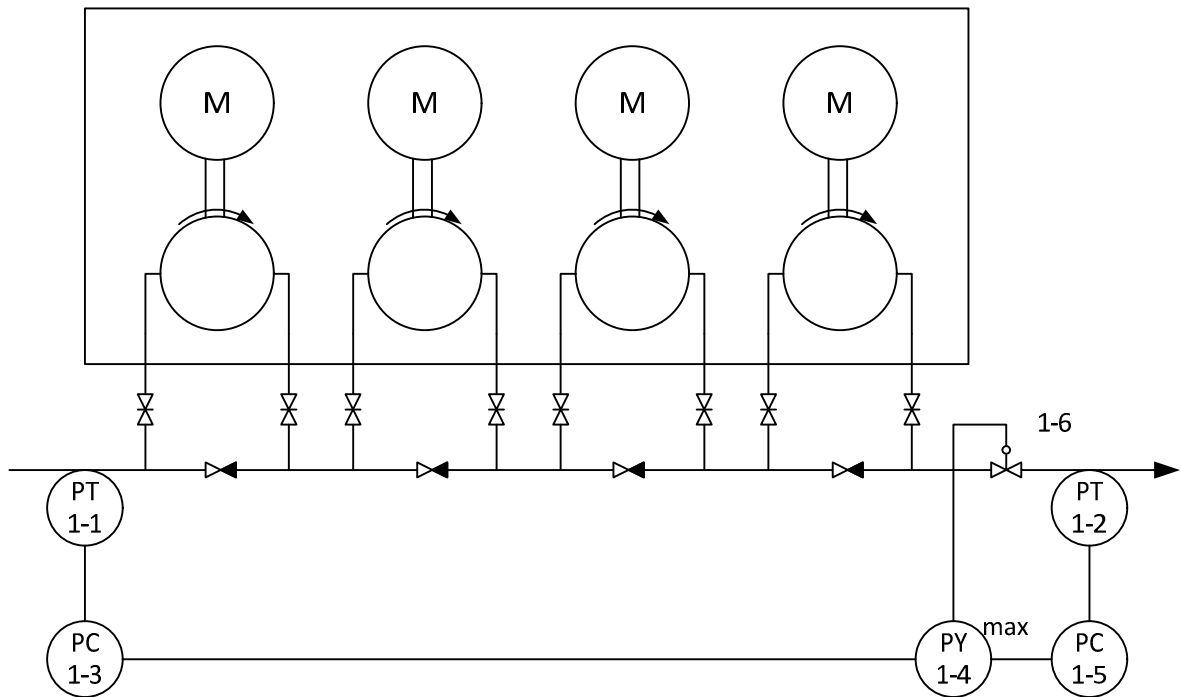


Рис.2.12. Спрощена функціональна схема системи регулювання тиску в насосній

При застосуванні регуляторів з імпульсним виходом вибір регулятора, що в даний момент керує виконавчим механізмом не може відбуватись за таким критерієм. Ми можемо порівнювати тільки неперервні (аналогові) виходи регуляторів. Логічним у такому разі було б застосування двох регуляторів з неперервним виходом та селектором. На основі вибраного селектором більшого з виходів регуляторів буде сформований імпульсний вихід. Але для реалізації такої схеми регулювання потрібно розробити спеціальний регулятор зі своєю структурною схемою, що буде виконувати перераховані вище умови.

Спочатку потрібно визначити, який закон регулювання буде використовуватися. Пропорційна складова регулятора буде необхідною, оскільки у нас є жорсткі вимоги до швидкодії регулятора. Інтегральна складова також є необхідною, оскільки статична похибка регулювання є неприпустимою для даного процесу. Диференціальна складова регулятора є корисною для завчасної реакції на збурення, крім того її застосування рекомендується у СОУ 60.3-31570412.012:2005, пункт 6.2.6.9 [52]. Але це загальна рекомендація, технічна її реалізація не описана, її іноді вводили на пневматичних системах з метою зменшення впливу запізнь, характерних для пневматичних систем. Відомі

також реалізації, де вона використовується в електричних системах. Але вона може призвести до значних коливань тиску, коли регулятор буде відпрацьовувати збурення і заслінка буде дроселювати потік. В такий момент випередження збурень, що досягається застосуванням Д-складової, призведе до різких коливань тиску по усьому трубопроводу, що є негативним явищем.

Тому в подальших дослідженнях слід звернути увагу на коректне застосування Д- складової в регуляторах тиску, зокрема спробувати розробити схему регулятора зі змінною структурою і змінними параметрами настроювання. Практика застосування ПД-регуляторів у пневматичних системах регулювання показала, що якщо час диференціювання вибраний таким, який забезпечує відсутність коливань тиску, то швидкість випередження збурення буде недостатньою. Тому вирішуємо застосувати ІІ-регулятор.

Робота ІІ-регулятора описується рівнянням:

$$x_{вих} = C \left(x_{вх} + \frac{1}{\tau_i} \int x_{вх} dt \right) \quad (2.4)$$

де: $x_{вх}$ - вхідний сигнал (розузгодження), що є різницею між поточним та заданим значенням регульованої величини; $x_{вих}$ - вихідний сигнал; C, τ_i - сталі коефіцієнти. Відповідна функція передачі має вигляд:

$$\frac{\bar{x}_{вих}}{\bar{x}_{вх}} = C \left(1 + \frac{1}{\tau_i p} \right) \quad (2.5)$$

Блок схема ІІ-регулятора показана на рис.2.13.

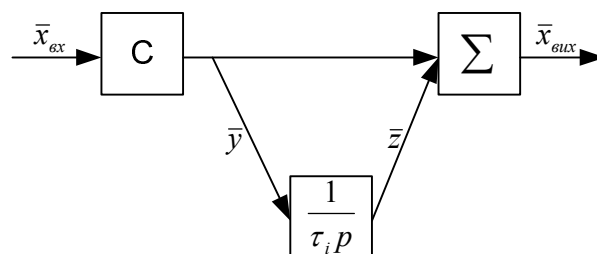


Рис.2.13. Блок-схема ІІ регулятора

Як видно з рисунка, вихід регулятора формується шляхом додавання вхідного сигналу помноженого на коефіцієнт C з виходом блоку, що формує інтегральну складову. Вхідною величиною цього блоку є $\bar{x}_{вх} \cdot C$, що на рисунку

позначено як \bar{y} . Функція передачі блоку формування інтегральної складової

$$\frac{\bar{z}}{\bar{y}} = \frac{1}{\tau_i p} \text{ і, відповідно, } \tau_i p \bar{z} = \bar{y}.$$

Перейдемо від функції передачі до відповідного диференційного рівняння, а після цього – до рівняння в різницевих похідних. При цьому диференційне рівняння блоку інтегральної складової [25, 49, 69]:

$$\tau_i \frac{dz}{dt} = y, \quad (2.6)$$

замінюється на рівняння в різницевих похідних:

$$\tau_i \frac{z_n - z_{n-1}}{\Delta t} = y_n, \quad (2.7)$$

з котрого одержуємо:

$$z_n = z_{n-1} + \frac{\Delta t}{\tau_i} y. \quad (2.8)$$

Тоді повне рівняння ПІ-регулятора буде складатися із суми пропорційної та інтегральної складових і буде мати вигляд:

$$x_{вих(n)} = C \cdot (x_{вх} + z_n), \quad (2.9)$$

або

$$x_{вих(n)} = C \cdot \left(x_{вх} + z_{n-1} + \frac{\Delta t}{\tau_i} x_{вх(n)} \right). \quad (2.10)$$

При надходженні в послідовні один за одним моменти часу вхідних сигналів $x_{вх}$ вони обробляються програмою, що зберігається в пам'яті мікропроцесорної системи, і формується сигнал $x_{вих}$, що відповідає закону ПІ-регулювання. Особливістю такої програмної реалізації ПІ-регулятора є те, що обробка вхідного сигналу, результатом якої є формування вихідного сигналу, здійснюється в дискретні моменти часу. Проміжок часу між цими моментами є сталий та визначений і дорівнює Δt . Цей проміжок часу називається часом дискретизації, або часом циклу. На кожному кроці розрахунків береться значення z_{n-1} ,

визначене в ході виконання попереднього кроку та поточне значення вхідної величини $x_{вх}$. Сума $x_{вх}$ і z_n помножена на коефіцієнт C дає шукане значення $x_{вих}$ для кінця розрахункового інтервалу.

Цифрова мікропроцесорна обробка інформації забезпечує більше точне формування керуючої дії, ніж те, що досягається при застосуванні звичайних аналогових ПД-регуляторів. При програмному керуванні регулювання процесів стає більше гнучким. Наприклад, в ході процесу при необхідності можуть відключатися складові регулятора (П- або І- складова) [71, 76]. Можуть отримуватись різні закони керування. Стає можливою зміна в процесі роботи числових значень величин, що вказані в наведених рівняннях як константи. Ці функції можуть здійснюватись по сигналах, які надходять до локального мікропроцесорного пристрою з центрального процесора, що координує роботу розглядуваного програмного регулятора, або все це може бути передбачене у внутрішній програмі мікропроцесорного засобу згідно з закладеним в ньому алгоритмом. Тобто, мікропроцесорний контролер може змінювати структуру регулятора оцінюючи зовнішні умови, наприклад, зменшувати пропорційну складову регулятора в момент зміни знаку розузгодження, щоб запобігти виникненню коливного процесу навколо заданого значення вихідної величини [71, 79].

Для побудови моделі регулятора була написана функція Matlab, яка здійснює розрахунок виходу цифрового регулятора за формулою (2.10):

```
function [u2] = PI_REGULATOR(u1)
    tau1 = 50;
    deltaT = 0.1;
    global zn1 u2_1
    C = 15;
    if abs(u1) < 0.2
        u2 = u2_1;
    else
        zn = zn1 + deltaT/tau1*u1;
        zn1 = zn;
        u2 = C*(u1 + zn);
```

```

if u2 >= 100
    u2=u2_1;
if u2 <= 0
    u2=u2_1;
end
end
    u2_1 = u2;
end

```

Вихідний сигнал ПІ регулятора - x_2 , вхідна величина (розузгодження) - x_1 . Час дискретизації задається змінною Δt та повинен дорівнювати часу дискретизації, встановленому у полі `Sampletime` налаштування блоку MATLAB `function`, за допомогою якого викликається дана функція. Коефіцієнт пропорційності та час інтегрування задається відповідно змінними C та τ_I .

Окрім закону ПІ-регулювання дана функція реалізує зону нечутливості. Вихід регулятора не змінюється, якщо модуль вхідної величини x_1 знаходиться в межах до 0,2. Вихід регулятора обмежується в межах $[0;100]$.

Для плавного (безударного) керування використовують рекурсивний розрахунок вихідного сигналу регулятора [69, 79]:

$$x_{вих(n)} = x_{вих(n-1)} + \Delta x_{вих} \quad (2.11)$$

Для ПІ закону регулювання:

$$\begin{aligned} \Delta x_{вих} &= x_{вих(n)} - x_{вих(n-1)}; \\ \Delta x_{вих} &= K_p \varepsilon_n + \frac{1}{T_i} \sum_{n=0}^n \varepsilon_n \Delta t - K_p \varepsilon_{n-1} - \frac{1}{T_i} \sum_{n=0}^{n-1} \varepsilon_n \Delta t; \\ \Delta x_{вих} &= K_p (\varepsilon_n - \varepsilon_{n-1}) + \frac{1}{T_i} \varepsilon_n \Delta t. \end{aligned} \quad (2.12)$$

При застосуванні такого алгоритму досягається результат, при якому в процесі регулювання не відбудеться стрибка при переході з ручного у автоматичний режим, як би це було при застосуванні описаного вище алгоритму. Крім того, виключення сумування дозволяє уникнути ситуації, коли регулятор насичує свою інтегральну складову у випадку, якщо по якійсь причині сигнал розузгодження залишається постійним [69, 87].

Такий алгоритм застосовується в сучасних мікропроцесорних контролерах, зокрема, у ПЛК Modicon M340 фірми Schneider electric. ПІД алгоритм формується блоком «Incremental algorithm PID controller», для нашого варіанту застосування ПІ-закон регулювання формується наступним чином [86]:

$$OUT = OUT(old) + OUTD(new), \quad (2.13)$$

де: OUT – це сформований вихід регулятора $OUT(old)$ – вихід регулятора, сформований у попередньому циклі; $OUTD(new)$ – складова виходу регулятора, яка формується у поточному циклі.

$$OUTD(new) = TermP + TermI, \quad (2.14)$$

де: $TermP$ - пропорційна складова; $TermI$ - інтегральна складова.

$$TermP = K_p \cdot \Delta\varepsilon, \quad (2.15)$$

де: K_p – коефіцієнт пропорційності; $\Delta\varepsilon$ - різниця розузгодження у поточному циклі та у попередньому.

$$TermI = K_p \cdot \frac{dt}{T_i} \cdot \varepsilon, \quad (2.16)$$

де: dt – час дискретизації; T_i – час інтегрування.

Остаточно залежність для опису виходу ПІ-регулятора приймає такий вигляд:

$$OUT = OUT(old) + K_p \cdot \Delta\varepsilon + K_p \cdot \frac{dt}{T_i} \cdot \varepsilon, \quad (2.17)$$

Для побудови моделі такого регулятора була написана функція Matlab, що здійснює розрахунок виходу цифрового регулятора за формулою (2.17):

```
function [u2] = PI_REGULATOR2(u1)
    tau1 = 50;
    deltaT = 0.1;
    global u0 Qold
    C = 15;
    if abs(u1) < 0.2
        u2 = Qold;
    else
        P=C*(u1-u0);
        I= C*deltaT/tau1*u1;
```

```

Qnew=P+I;
  u2 = Qold+Qnew;
if u2 >= 100
  u2=Qold;
if u2 <= 0
  u2=Qold;
end
end
  Qold=u2;
  u0=u1
end

```

На рисунку 2.14 зображена реакція ПІ-регуляторів, які реалізовані за формулами (2.11) та (2.16), на одиничне розузгодження. Вихідні сигнали цих регуляторів абсолютно співпадають і відповідають дії ПІ-регулятора з заданими параметрами ($K_p=15$, $T_i=50$ сек), тому моделі адекватні.

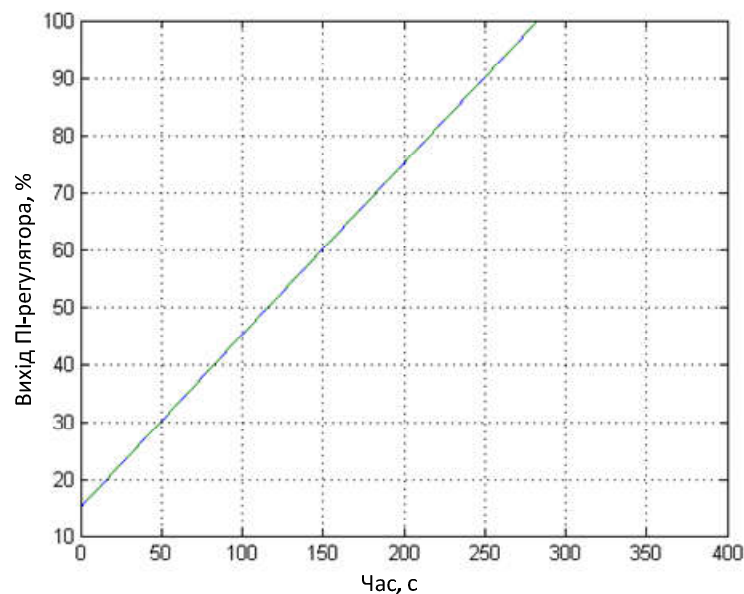


Рис.2.14 Реакція досліджуваних ПІ-регуляторів на одиничне розузгодження

2.3.2 Дослідження принципів реалізації імпульсного виходу регулятора

Імпульсний вихід регулятора також називають дискретним виходом, а керування за допомогою імпульсного виходу – дискретним керуванням. Опорним сигналом для формування двійкового дискретного виходу є аналоговий керуючий сигнал із виходу регулятора. Вихідний дискретний сигнал формується за

допомогою трипозиційного елемента. Розглянемо різні методи формування імпульсного вихідного сигналу.

2.3.2.1. Формування імпульсного вихідного сигналу у схемі без зворотного зв'язку

Найпростішим методом формування дискретного вихідного сигналу є застосування трипозиційного елемента (реле) після неперервного виходу регулятора, як показано на рис.2.15. При такому методі побудови імпульсного виходу при перевищенні виходом регулятора значення спрацювання трипозиційного елемента вмикається вихід «Більше» та залишається увімкненим до тих пір, поки сигнал виходу регулятора не стане меншим за значення відпускання трипозиційного елемента. Аналогічна дія буде у тому випадку, коли сигнал регулятора опуститься нижче від значення спрацювання трипозиційного елемента у від'ємну сторону; тільки у цьому випадку буде увімкнений дискретний вихід «Менше».

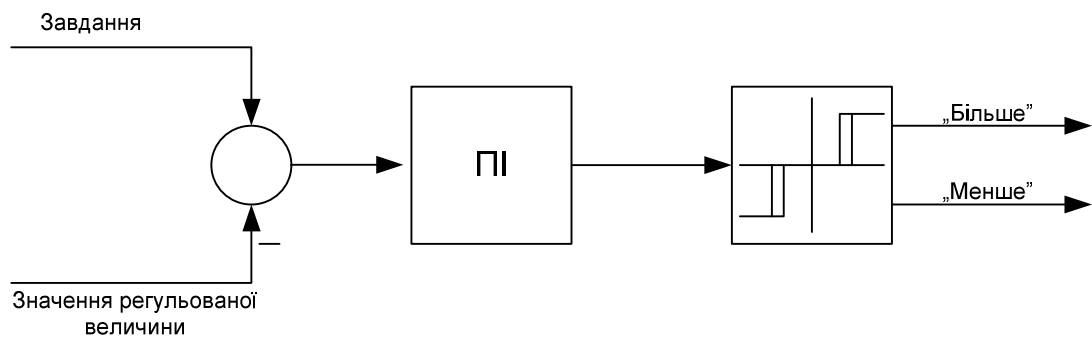


Рис.2.15 Схема реалізації імпульсного виходу без зворотного зв'язку

Ця найпростіша реалізація імпульсного виходу не використовує сигналу про положення ВМ і її робота визначається тільки значенням вихідної величини регулятора. У зв'язку з цим, перший імпульс буде тривати доти, поки розузгодження по модулю не стане меншим від значення відпускання трипозиційного реле для імпульсу даної полярності. При цьому регульована величина буде продовжувати змінюватись у заданому такою дією напрямку. Тоді почнуть формуватися імпульси протилежного знаку, що приведуть систему до стану рівноваги. Недоліком цієї реалізації є значне перерегулювання, яке виникає

внаслідок тривалого першого імпульсу. Фактично, ВМ рухається без зупинок до того часу, поки розузгодження не стане рівним майже нулю.

2.3.2.2. Формування імпульсного вихідного сигналу у схемі із зворотнім зв'язком за положенням виконавчого механізму

У даній реалізації імпульсного виходу введений зворотній зв'язок по положенню ВМ. Розглянемо структуру цієї реалізації, яка зображена на рис.2.16. Як і у будь-якій реалізації імпульсного виходу, опорним сигналом для його формування є неперервний (аналоговий) сигнал від регулятора. Сигнал про положення ВМ віднімається від виходу регулятора і ця різниця подається на трипозиційний елемент (реле) для формування дискретного виходу. Фактично, таким чином реалізований електричний позиціонер. В усталеному режимі неперервний вихід регулятора відповідає положенню виконавчого механізму.

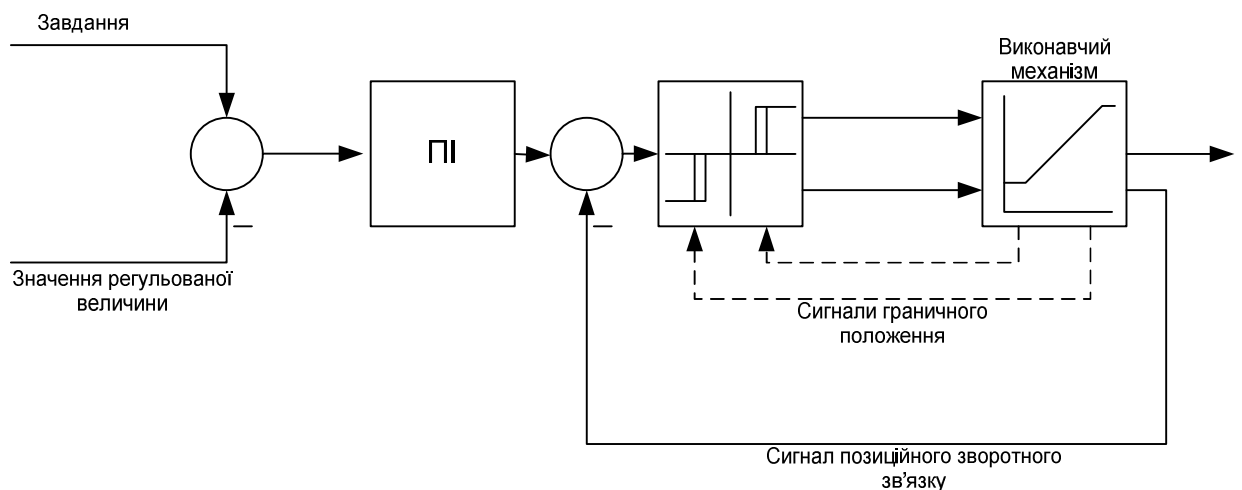


Рис.2.16 Схема реалізації імпульсного виходу із застосуванням зворотного зв'язку за положенням виконавчого механізму

Для запобігання перевантаження двигуна приводу можуть формуватись сигнали про граничне положення для блокування виходу регулятора і припинення переміщення ВМ в сторону, в якій досягнуте граничне положення ВМ.

Суттєвим недоліком цієї схеми є додаткове збурення, яке виникає у каналі зворотного зв'язку по положенню ВМ. Електричний ВМ має достатньо значний люфт (до $0,75^\circ$) та вибіг вихідного валу (до 1 %) і це може призвести до того, що

каналом позиційного зворотного зв'язку буде наноситися збурення [47]. Крім того, давач положення ВМ, похибка якого, як правило, не менша від 0,5%, і яку також формують гістерезиси давача, теж буде джерелом аналогічних збурень. Незважаючи на невеликі гістерезиси, ці збурення є достатніми для того, щоб призвести систему до постійних коливань навколо усталеного значення вихідної величини при досягненні певних значень коефіцієнтів передачі, що є недопустимим для подібних систем регулювання.

2.3.2.3. Формування імпульсного вихідного сигналу у схемі без зворотного зв'язку за положенням виконавчого механізму

Ще один спосіб формування імпульсного вихідного сигналу зображений на схемі, яка наведена рис.2.17 [82].

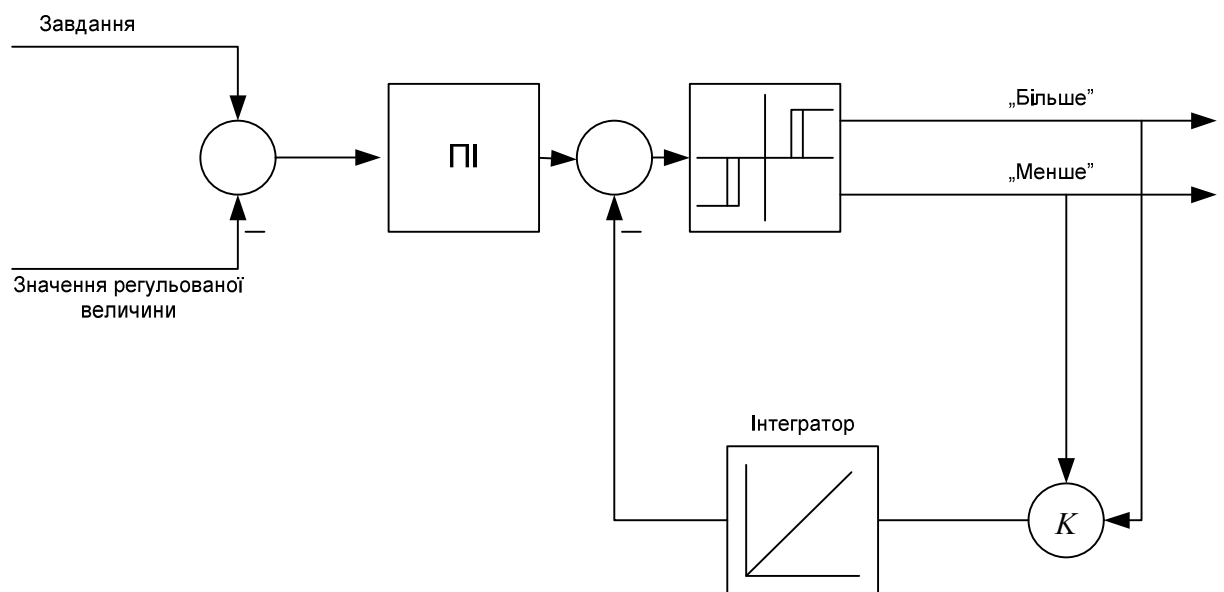


Рис.2.17. Схема реалізації імпульсного виходу без застосування зворотного зв'язку за положенням виконавчого механізму

В даній реалізації задіяний сигнал зворотного зв'язку, який порівнюється із вихідним сигналом ПІ-регулятора. Цей сигнал зворотного зв'язку формується на основі положення ВМ, яке визначається непрямим методом. Як тільки один з виходів («Більше» або «Менше») активується, на інтегратор надходить сигнал,

знак якого відповідає активованому виходу, а величина визначається константою K .

Трипозиційний елемент (реле), залежно від значення неперервного виходу регулятора та знаку сигналу зворотного зв'язку, формує вихідний сигнал у вигляді додатних чи від'ємних імпульсів, котрі можуть подаватися на електричний ВМ для керування процесом регулювання.

При такій реалізації імпульсного виходу регулятора відсутній зворотній зв'язок за положенням ВМ, отже збурення внаслідок наявності люфтів у ВМ та інших гістерезисів не будуть діяти на систему регулювання.

Значення константи K залежить від часу повного ходу ВМ, воно обернено пропорційно впливає на коефіцієнт підсилення регулятора.

В подальших дослідженнях будемо використовувати реалізацію з інтегратором у зворотному зв'язку, оскільки вона дозволяє усунути коливання, які вносяться внаслідок гістерезисів при позиціонуванні ВМ. Модель, яка реалізує таку структуру імпульсного регулятора, зображена на рис.2.18.

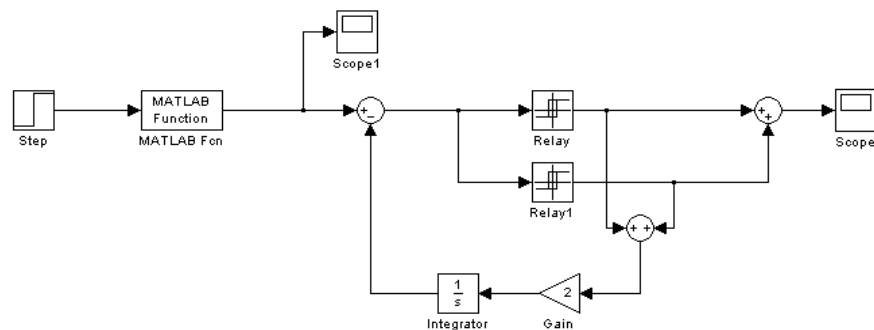


Рис.2.18. Модель імпульсного ПІ-регулятора з інтегруючою ланкою у зворотному зв'язку

Імпульсний вихід реалізується за допомогою двох двопозиційних реле та суматора, що разом утворюють одне трипозиційне реле, блоку підсилення сигналу, інтегратора та суматора, через який створюється від'ємний зворотний зв'язок. Приклад вихідного сигналу такого регулятора наведений на рис.2.19.

Для реалізації трипозиційного реле з двох двопозиційних застосовані наступні параметри налаштування:

- для Relay: точка включення 0.3, точка виключення 0.1, вихід у включеному стані 1, вихід у виключеному стані 0;

- для Relay1: точка включення -0.1 , точка виключення -0.3 , вихід у включеному стані 0 , вихід у виключеному стані -1 .

Блок підсилення сигналу в даній реалізації застосовується для зміни коефіцієнту зворотного зв'язку, яким охоплений імпульсний вихід.

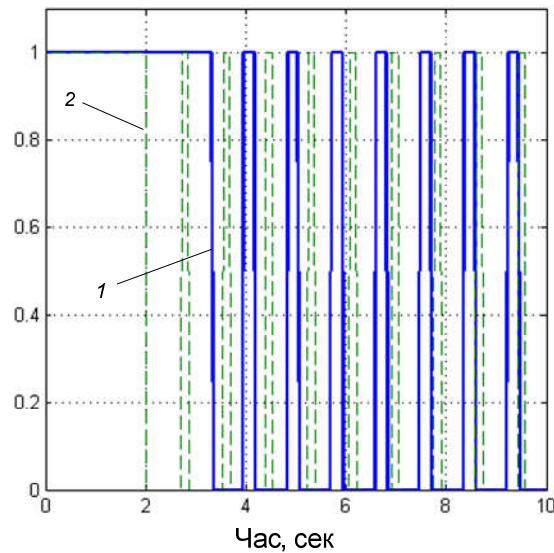


Рис.2.19. Імпульсний вихідний сигнал ПІ-регулятора ($K_{PI}=10, T_I=50c$), розузгодження $0,5$
бар: 1 - K зворотного зв'язку=2; 2- $K_{зз}=3$.

2.3.3. Дослідження особливостей реалізації та застосування цифрового ПІ регулятора, побудованого на основі рекурсивних рівнянь

При дослідженні цифрових ПІД-регуляторів було помічено цікаву особливість у їх роботі, яка не притаманна аналоговим регуляторам. Сигнал розузгодження у цифрових регуляторах дискретизується і вихід регулятора формується на основі різниці значення розузгодження у поточному та в попередньому циклі. При зміні розузгодження у протилежну сторону до його знаку (якщо розузгодження додатне – то зменшення і навпаки) виникає стан, при якому регулятор видає сигнал протилежного значення.

Наприклад, якщо завдання регулятора виражене в умовних одиницях дорівнює 4 , а поточне значення регульованої величини рівне 6 , тоді розузгодження $\varepsilon=4-6=-2$. Згідно закону регулювання, налаштувань і розузгодження $\varepsilon=-2$ відбувається регулююча дія. Внаслідок деяких збурень поточне значення змінюється на 5 , $\varepsilon=-1$, тоді у наступному циклі різниця значень

розузгоджень $\Delta\varepsilon = -1 - (-2) = 1$. Регулююча дія регулятора змінить свій знак і регулюючий орган почне рухатись у протилежну сторону, хоч розузгодження і залишається від'ємним. Це явище називається «пропорційним стрибком» (proportional kick) [68, 73].

Така поведінка цифрового ПД регулятора є негативним фактором і у багатьох випадках її намагаються усунути програмними обмеженнями, проте у нашому випадку вона може бути корисною. Як раніше було сказано, застосування диференційної складової у регуляторі тиску на НПС рекомендоване, але може призвести до різких коливань тиску у нафтопроводі при випередженні збурень, тому у цій роботі прийнято застосовувати ПІ-регулятор. Але вище описаний ефект дозволяє отримати реакцію регулятора на збурення ще до того, як розузгодження поміняє знак. Наприклад, при падінні тиску на вході у НПС ще до того, як тиск впаде нижче заданого значення ПЗ почне закриватися і вона встигне переміститись у зону «ефективного регулювання» чим забезпечить вчасне регулювання. Таким чином можна позбутися існуючих на сучасних НПС обмежень мінімального положення регулюючої заслінки, які необхідні для швидкого переміщення у зону «ефективного регулювання», що значно зменшить енергетичні втрати. Реалізація ПІ-регулятора за формулою (2.10) не забезпечує вищеописаний ефект і вихід регулятора при зміні збурення відповідає рис.2.14. Це викликано тим, що при такій реалізації інтегруюча ланка не обмежена і відбувається «переінтегрування». Проте реалізації через формулу (2.17) показала наявність «пропорційного стрибка», графік вихідного сигналу регулятора при зменшенні розузгодження з 2 до 1 у момент часу 150 секунд зображений на рис 2.20.

При виникненні збурення на певній ділянці магістрального трубопроводу, наприклад, при зупинці одного з агрегатів на попередній НПС, по трубопроводу поширюється хвиля тиску. Довгий трубопровід з точки зору моделювання являє собою аперіодичну ланку із ланкою запізнення. Оскільки запізнення у трубопроводі є функцією віддалі від джерела збурення до розглядуваної НПС, то

воно практично не вплине на перехідний процес каналом збурення, тому знехтуємо ним.

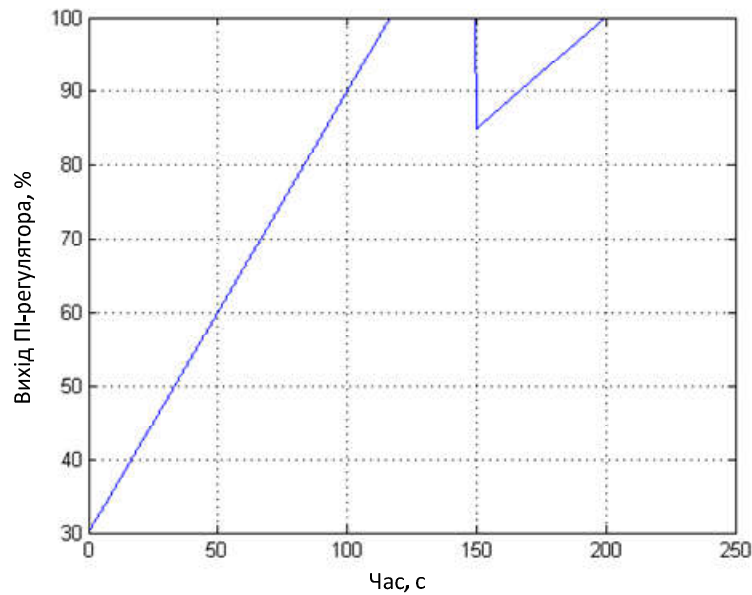


Рис.2.20. Вихідний сигнал ПІ-регулятора при миттєвому зменшенні розузгодження

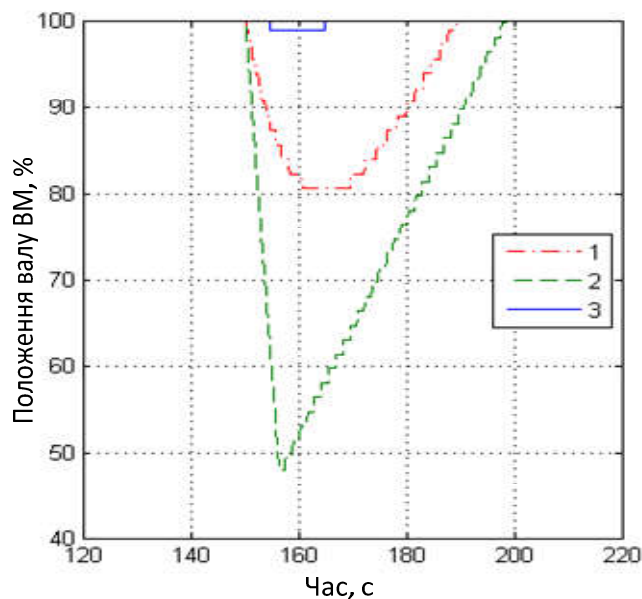


Рис.2.21. Реакція ПІ-регулятора на стрибкоподібне збурення у комплексі з аперіодичною ланкою з різними сталими часу (1 - 10сек, 2 - 1сек, 3 – 20сек).

При значних віддальх стала часу трубопроводу (якщо розглядати його як аперіодичну ланку першого порядку) буде досить великою і залежить від багатьох факторів, тому для моделювання реакції регулятора на зупинку насосного агрегату на попередній НПС прийемо, що середнє значення сталої часу буде

рівне 10с. Для варіанту зупинки насосного агрегату на тій же НПС, на якій встановлена заслінка стала часу аперіодичної ланки буде дорівнювати 1с. Для незначних збурень у трубопроводі стали часу встановили 20с. Результати моделювання зображені на рис.2.21.

На практиці було відзначено те, що для запобігання спрацювання регулятора на незначні збурення потрібно обмежувати параметри спрацювання трипозиційного реле.

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ II

1) При великих діаметрах нафтопроводу та значних тисках для дроселювання потоку нафти на НПС застосовують поворотну заслінку. Головним недоліком методу дроселювання при застосуванні поворотної заслінки є нелінійна пропускна характеристика заслінки, вона призводить до необхідності обмеження мінімального положення заслінки (5-15%) для забезпечення швидкодії системи. Через такі обмеження збільшується гідравлічний опір трубопроводу, що призводить до додаткових енергетичних втрат (0,2-2%).

2) Для покращення якісних показників процесу регулювання тиску на НПС необхідно наблизити динамічну характеристику поворотної заслінки до лінійної.

3) Для переміщення поворотної заслінки значно ефективніше використовувати електричні виконавчі механізми. Керування електричним ВМ здійснюється імпульсним регулятором, реалізація такого регулятора шляхом подачі виходу ПІ регулятора на трипозиційне реле, охоплене від'ємним зворотнім зв'язком через інтегруючу ланку, дозволяє усунути негативний вплив люфтів ВМ та вибігу асинхронного двигуна.

4) Аналіз методів побудови цифрових ПІ регуляторів показав, що регулятор побудований на основі рекурсивних рівнянь дозволяє отримати позитивний ефект «пропорційного стрибка» при швидких збуреннях, які часто виникають у нафтопроводах.

РОЗДІЛ 3

ПОБУДОВА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИМ РЕЖИМОМ МАГІСТРАЛЬНОГО НАФТОПРОВОДУ

3.1. Лінеаризація динамічних характеристик комплексу поворотна заслінка – виконавчий механізм

Для того, щоб наблизити динамічну характеристику комплексу ПЗ-ВМ до лінійної, тобто забезпечити сталу зміну тиску у часі, запропоновано для керування асинхронним двигуном ВМ застосувати частотнокерований привід з можливістю зміни частоти живлення двигуна в межах від 0 до 100 Гц. Крім того, частотнокерований привід, завдяки своїм властивостям, дозволить одержати інші переваги - забезпечити плавні пуски двигуна та збільшити допустиму кількість ввімкнень двигуна за одиницю часу за рахунок багатократного зменшення перевантажень в момент пуску.

Таким чином, запропоновано у межах положень ПЗ 50-100% відкриття здійснювати її переміщення у сторону закриття з максимальною швидкістю шляхом подачі частоти живлення асинхронного двигуна ВМ 80Гц. У межах 15-50% - здійснювати зміну швидкості ВМ згідно розробленого алгоритму, а у межах 0-15% переміщувати ПЗ з мінімальною швидкістю, що відповідає частоті живлення 10Гц. При реверсивному ході виконавчого механізму (тобто на відкриття заслінки) частота живлення буде незмінною та становитиме 10Гц (час повного ходу 60 с). Таке рішення прийняте для того, щоб при відкритті заслінки зміна перепаду тиску не була швидкою і не наносилось надмірне гідравлічне збурення у трубопроводі.

Зона регулювання швидкості ВМ визначена на основі описаних вище експериментальних даних в межах 15-50% відкриття ПЗ тому, що після відкриття більше ніж на 50% перепад тиску змінюється поступово, а при відкритті менше ніж 15% перепад зростає стрімко, крім того закриття ПЗ до такого положення відбувається вкрай рідко, у випадках повної зупинки нафтопроводу. Цю зону (15-50%) ще називають «зоною ефективного регулювання».

Для того, щоб одержати залежність швидкості переміщення від положення ПЗ у «зоні ефективного регулювання» було знайдено похідні до зворотних залежностей $\Delta P=f(t)$ для переміщення ПЗ при постійній швидкості ВМ та для бажаної лінійної динамічної характеристики. Відношення цих похідних і є шукана залежність:

$$Z(\Delta P_{ПЗ}) = \frac{dt}{d\Delta P_{лін}} / \frac{dt}{d\Delta P_{ПЗ}}, \quad (3.1)$$

де: $\Delta P_{лін}$ – перепад тиску при лінійній динамічній характеристиці, $\Delta P_{ПЗ}$ – перепад тиску при постійному часі повного ходу ВМ – 12 с, бар.

Ця залежність з достатньою точністю була апроксимована поліномом 3-го порядку і, враховуючи залежність $\Delta P_{ПЗ}=f(S)$, була подана у формі:

$$Z(S) = 1.2791 \cdot 10^{-5} \cdot S^3 + 1.6702 \cdot 10^{-4} \cdot S^2 - 1.6148 \cdot 10^{-2} \cdot S + 0.36226, \quad (3.2)$$

де: Z – коефіцієнт швидкості ВМ ($Z=1$ при номінальній швидкості 50Гц), S - положення заслінки ($S=100\%$ при повному відкритті).

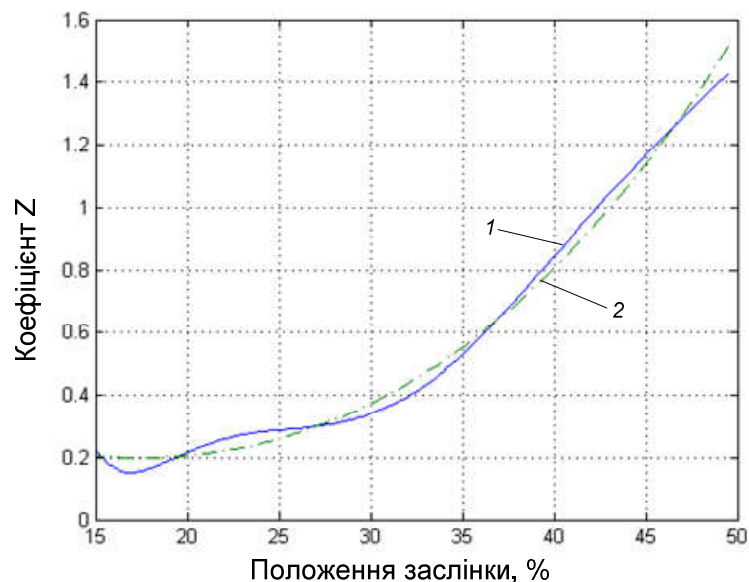


Рис.3.1. Залежність коефіцієнта Z від положення поворотної заслінки (1 - розрахована, 2 - апроксимована)

Як видно з рис.3.1, апроксимуючий поліном приймає значення рівне 1 (номінальна частота живлення двигуна) у положенні ПЗ близько 43%, цього

цілком достатньо для забезпечення необхідного моменту для повороту та утримання ПЗ.

Далі у середовищі Simulink була створена модель, яка відображає роботу ПЗ при застосуванні частотнокерованого приводу для наближення динамічної характеристики комплексу ПЗ-ВМ до лінійної. Модель наведена на рис.3.2.

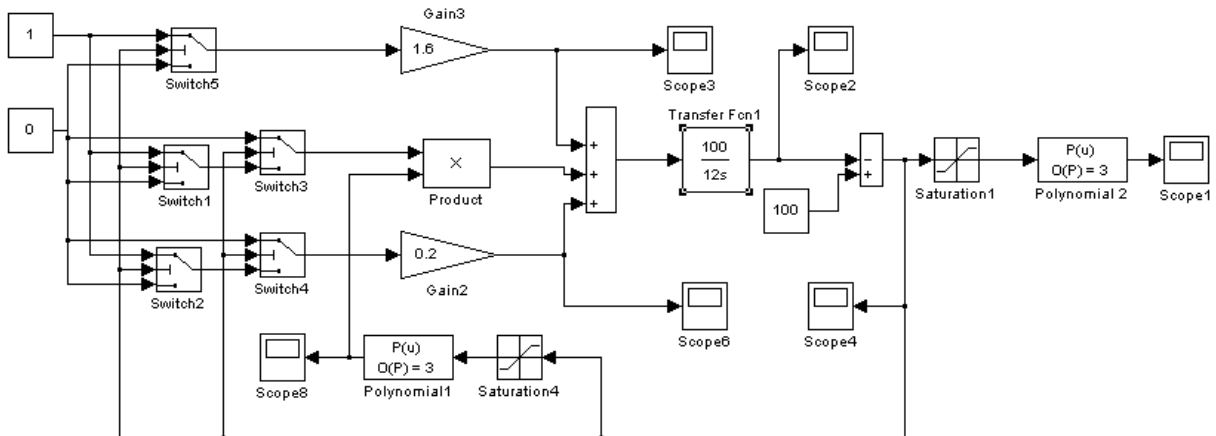


Рис.3.2. Модель для побудови динамічної характеристики комплексу ПЗ-ВМ при зміні швидкості ВМ

Блоки «Switch» (1-5) застосовуються для симуляції зміни частоти живлення двигуна ВМ у різних діапазонах руху заслінки (0-15%, 15-50%, 50-100%). У блоці «Polinomial1» заданий поліном зміни швидкості ВМ залежно від положення ПЗ і який визначений у формулі (3.2). У блоці «Polinomial2» заданий поліном залежності перепаду тиску на ПЗ від її положення, який описується формулою (2.1).

Для порівняння графіки динамічних характеристик комплексу ПЗ-ВМ при постійній швидкості переміщення ВМ та при зміні швидкості згідно заданого алгоритму зображено на рис.3.3; переміщення валу ВМ в одиницях повороту в межах від 0 до 100 % у цих випадках зображено на рис.3.4.

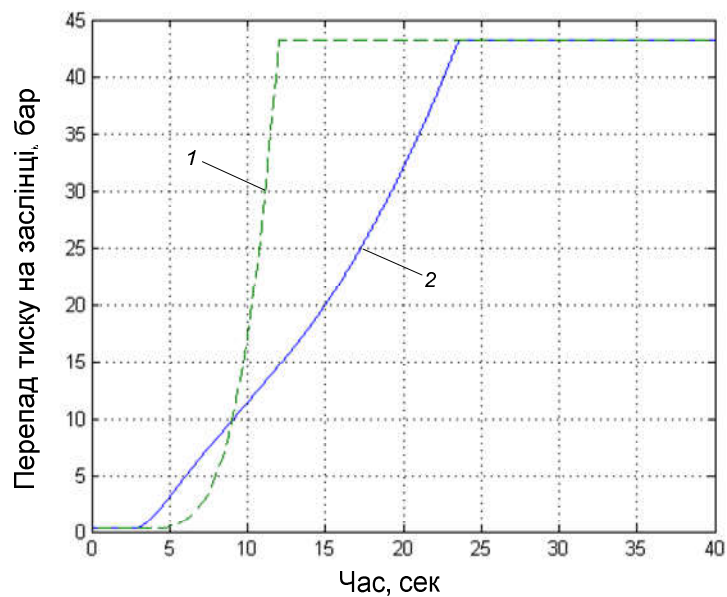


Рис.3.3. Динамічна характеристика комплексу ПЗ-ВМ при зміні швидкості переміщення ВМ (2) та при постійній швидкості (1)

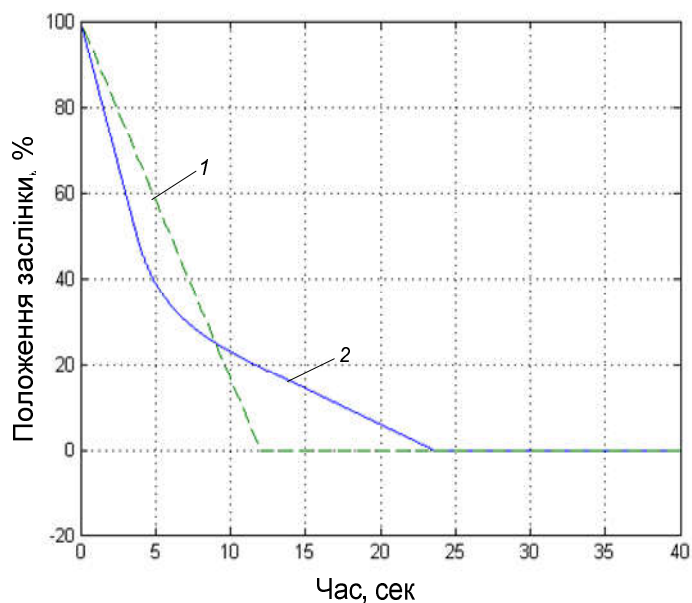


Рис.3.4. Переміщення заслінки при зміні швидкості переміщення ВМ(2) та при постійній швидкості (1)

На основі аналізу вигляду залежностей, відображених на рис.3.3, бачимо, що при застосуванні частотного перетворювача для зміни швидкості ВМ вдалося досягти наближення динамічної характеристики комплексу ПЗ-ВМ у зоні «ефективного регулювання» до лінійної. Отримана характеристика не повністю лінійна тому, що для полегшення реалізації алгоритму на мікропроцесорному контролері отриману залежність швидкості переміщення

ВМ від положення ПЗ було апроксимовано залежністю 3-го порядку (3.2.); проте такий результат повністю задовольняє поставлені умови і отримана залежність (3.2.) буде застосовуватись у подальшій роботі.

3.2. Побудова моделі системи регулювання тиску на нафтоперекачувальній станції

Як зазначалось у розділі 2, система регулювання тиску на НПС є двовимірною, тобто, відбувається спільне одночасне регулювання двох параметрів – тиску на вході та виході НПС. Регулюючий пристрій складається з двох регуляторів та селектора, який пропускає більший сигнал на трипозиційне реле, що формує імпульси для ВМ (рис.3.5). Регулятори не впливають на роботу один одного, наприклад, при зупинці насосного агрегату на попередній до досліджуваної НПС відбувається падіння тиску на вході досліджуваної НПС; селекторний пристрій перемикається на регулятор тиску на вході і ПЗ починає закриватися. Тиск на виході НПС після ПЗ у цей час зменшується, але регулювання по виходу не працює. Імовірність такої ситуації, коли одночасно відбувається велике збурення по тиску на вході та на виході НПС вкрай мала, внаслідок таких збурень спрацює система аварійного захисту, вимкнуться перекачувальні насоси і НПС зупиниться. Тобто, при такому рідкісному збуренні не спрацює жодна система регулювання гідродинамічного режиму і такий випадок однозначно розглядається як гарантоване аварійне вимкнення.

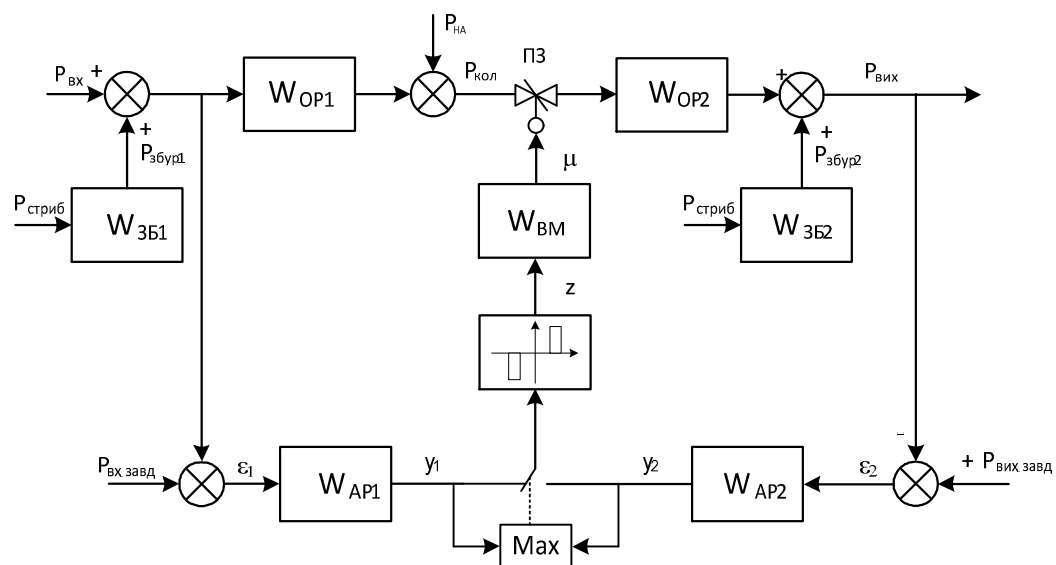


Рис. 3.5. Структурна схема системи регулювання тиску на НПС.

ЗБ 1,2 - канал збурення по вхідному та вихідному тиску; $P_{збур\ 1,2}$ – тиск збурення; $P_{стриб}$ – стрибкодібна зміна тиску; $P_{вх}$ – тиск на вході НПС; $P_{кол}$ – тиск у колекторі, $P_{на}$ – тиск після насосних агрегатів; $P_{вих}$ – тиск на виході НПС; ОР 1,2 - об'єкт регулювання; $P_{вх.завд}$ – задане значення тиску на вході НПС; $P_{вих.завд}$ – задане значення тиску на виході НПС; $\varepsilon_{1,2}$ – розузгодження; АР1,2 – автоматичний регулятор; z – імпульсний сигнал; ВМ – виконавчий механізм; μ - кут повороту поворотної заслінки; ПЗ – поворотна заслінка.

Оскільки до складу системи регулювання входить селекторний елемент, який здійснює вибір більшого з вихідних сигналів регуляторів, то в певний момент часу наведена структура працює або як система регулювання тиску на вході НПС, або як система регулювання тиску на виході НПС.

3.2.1. Побудова моделі системи регулювання тиску на виході нафтоперекачувальної станції

Спочатку розглянемо окремо систему регулювання тиску на виході НПС.

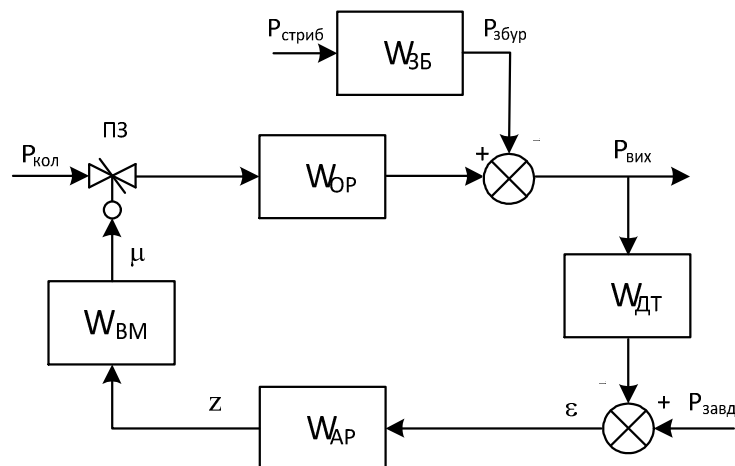


Рис. 3.5. Структурна схема системи регулювання тиску на виході НПС.

ЗБ - канал збурення по вихідному тиску, $P_{збур}$ – тиск збурення, $P_{стриб}$ – стрибкодібна зміна тиску, $P_{кол}$ – тиск у колекторі, ОР- об'єкт регулювання, ДР – перепад тиску, $P_{вих}$ – вихідний тиск НПС, ДТ – давач тиску, $P_{завд}$ – задане значення тиску на виході НПС, ε - розузгодження, АР – автоматичний регулятор, z – імпульсний сигнал, ВМ – виконавчий механізм, μ - кут повороту поворотної заслінки, ПЗ – поворотна заслінка

Об'єкт регулювання представляє собою лінійну ділянку трубопроводу між давачем тиску на виході НПС та регулюючою заслінкою. Моделлю цієї ділянки є аперіодична ланка першого порядку, тобто, функція передачі об'єкту регулювання буде мати вигляд :

$$W_{ОР}(p) = \frac{1}{T_{ОР}p + 1}. \quad (3.3)$$

Стала часу визначається за формулою [65]:

$$T_{OP} = \frac{LF\gamma}{gA\Delta p} = \frac{LF\rho}{A\Delta p}, \quad (3.4)$$

де: L – довжина трубопроводу, м; F – витрата, м³/с; γ - питома вага рідини, кг/м³; g – прискорення вільного падіння; A – площа перерізу трубопроводу, м²; Δp – перепад тиску, бар.

Значення витрати нафти не є постійним, воно коливається в залежності від режиму перекачування. Крім того, густина нафти теж не постійна величина, вона залежить складу нафти та температури. Виходячи з усереднених значень витрати нафти 2000 м³/год та густини 850 кг/м³, довжини трубопроводу 50 м, перепаду тиску при повністю відкритій заслінці 0,16 бар та діаметру нафтопроводу 720 мм, функція передачі об'єкта регулювання буде мати вигляд:

$$W_{OP}(p) = \frac{1}{0.9p + 1}. \quad (3.5)$$

Коефіцієнт підсилення (КП) об'єкта при регулюванні тиску визначається за формулою [65]:

$$K = \frac{2F}{C_R^2} \quad (3.6)$$

де: F - витрата нафти, м³/год; C_R – гідравлічний опір трубопроводу.

Гідравлічний опір цієї ділянки трубопроводу та витрата залежать від положення ПЗ; тому далі запропоновано розглядати ПЗ як складову об'єкта регулювання. Залежність гідравлічного опору поворотної заслінки від її положення нелінійна, цю нелінійність ми внесли до функції передачі об'єкта регулювання. Функція передачі ПЗ та об'єкту регулювання має вигляд:

$$W_{ПЗ+OP}(p) = \frac{K_{OP}}{0.9p + 1}, \quad (3.7)$$

де: K_{OP} – коефіцієнт підсилення об'єкта.

Залежність K_{OP} від положення ПЗ була визначена апроксимуванням експериментально отриманої статичної характеристики ПЗ (розділ 2.1):

$$\begin{cases} K_{OP} = -199,62 \cdot 10^{-6} \cdot \mu^2 + 34,772 \cdot 10^{-3} \cdot \mu - 2,0836 + \frac{43,271}{\mu}; & \mu \in [0:60) \\ K_{OP} = \frac{0,316}{\mu}; & \mu \in [60:100] \end{cases} \quad (3.8)$$

Функція передачі каналу збурення теж є аперіодичною ланкою першого порядку, стала часу буде залежати від типу збурення. При ввімкненні агрегату в насосній на станції, на якій відбувається регулювання, стала часу буде малою, оскільки джерело збурення знаходиться поблизу. При виникненні збурення на сусідній станції або в якому-небудь віддаленому місці трубопроводу, стала часу буде більшою, оскільки збурення, що виникло у віддаленій точці, змінить свій характер при проходженні через довгу ділянку трубопроводу. Для математичної моделі каналу збурення припускаємо, що збурення надходить з наступної станції та стала часу становить 10с.

$$W_{ЗБ}(p) = \frac{1}{10p + 1}. \quad (3.9)$$

Функцію передачі давача тиску можна представити пропорційною ланкою, адже значення тиску у межах діапазону давача пропорційно перетворюється на електричний сигнал у діапазоні 4-20мА. Проте функція передачі давача тиску важлива для систем регулювання з аналоговим регулятором, а у нашому випадку при застосуванні програмованого логічного контролера (ПЛК), електричний сигнал від давача тиску перетворюється у цифрову форму аналого-цифровим перетворювачем та пропорційно масштабується у значення тиску. Час дискретизації аналогового входу сучасних промислових контролерів дорівнює 10-50 мсек, що менше ніж цикл виконання програми контролером (100 мсек), отже похибкою дискретизації аналого-цифрового перетворювача можна знехтувати. Тому можна вважати, що функція передачі давача тиску у досліджуваній системі регулювання дорівнює одиниці.

Електричний ВМ з постійною швидкістю можна представити як інтегруючу ланку з часом інтегрування, який рівний значенню повного ходу ВМ (100%) розділеному на час повного ходу ВМ (12с); тому функція передачі ВМ буде мати вигляд:

$$W_{BM}(p) = \frac{K_{BM}}{T_{BM}p} = \frac{100}{12p} \quad (3.10)$$

Функція передачі аналогового ПД-регулятора дорівнює:

$$W_{AP}(p) = K_{II} + \frac{1}{T_i p} + T_d p. \quad (3.11)$$

Цифрову реалізацію такого регулятора можна отримати шляхом дискретної апроксимації операції диференціювання та інтегрування. Для нашої реалізації ПІ-регулятора операцію інтегрування можна апроксимувати за допомогою формули прямокутників:

$$y(n) = y(n-1) + \Delta t \cdot x(n), \quad (3.12)$$

де: $y(n)$ – вихід регулятора у момент часу $t=n\Delta t$.

Застосувавши z-перетворення отримаємо:

$$y(z) = z^{-1} y(z) + \Delta t \cdot x(z). \quad (3.13)$$

Таким чином, функція передачі цифрового ПІ-регулятора буде мати вигляд:

$$W_{AP}(z) = K_{II} + \frac{\Delta t \cdot z}{T_i \cdot (z-1)}. \quad (3.14)$$

При застосуванні електричного ВМ та імпульсного регулятора ПІ закон регулювання формується разом регулятором та ВМ, а КП залежить від часу повного ходу ВМ. Тому необхідно розглядати ВМ та регулятор в єдиному комплексі.

Як зазначалось у розділі 2.3.2, для системи регулювання тиску на НПС найкраще підходить реалізація імпульсного регулятора, у якому неперервний вихід ПІ-регулятора поступає на вхід трипозиційного реле, охопленого від'ємним зворотнім зв'язком через інтегральну ланку. Структурна схема комплексу автоматичний регулятор – виконавчий механізм зображена на рис.3.6.

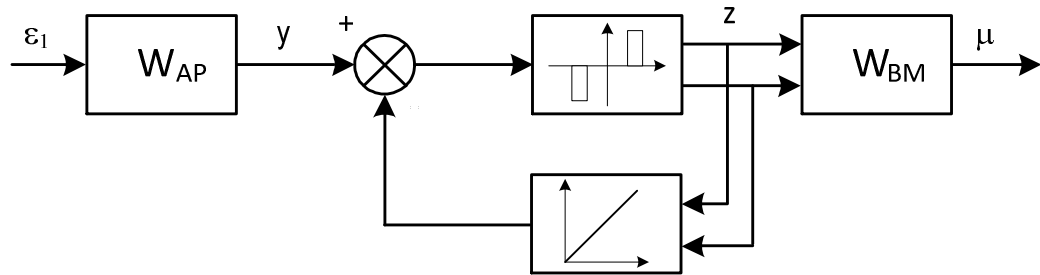


Рис. 3.6. Структурна схема комплексу автоматичний регулятор – виконавчий механізм

Функцію передачі трипозиційного реле можна подати у вигляді пропорційної ланки з великим КП і тоді функція передачі трипозиційного реле, яке охоплене від'ємним зворотнім зв'язком через інтегруючу ланку, буде мати вигляд:

$$W_{\text{реле}}(p) = \frac{K_{\text{реле}}}{1 + K_{\text{реле}} \cdot \frac{K_{\text{ІН}}}{T_{\text{ІН}} p}} = \frac{1}{\frac{1}{K_{\text{реле}}} + \frac{K_{\text{ІН}}}{T_{\text{ІН}} p}} \approx \frac{T_{\text{ІН}} p}{K_{\text{ІН}}} \quad (3.15)$$

де: $K_{\text{реле}}$ – коефіцієнт підсилення реле ($K_{\text{реле}} \gg 1$); $T_{\text{ІН}}$ – стала часу інтегральної ланки у від'ємному зворотному зв'язку; $K_{\text{ІН}}$ – коефіцієнт підсилення інтегральної ланки.

Тобто, трипозиційне реле з інтегратором у зворотному зв'язку фактично є диференційною ланкою [28, 75]. У такому разі вихід регулятора, який формується ПІ законом регулювання, спочатку диференціюється на трипозиційному реле, а потім інтегрується на електричному ВМ. Тому така збірка - трипозиційне реле з інтегральною ланкою у від'ємному зворотному зв'язку у комплексі з електричним ВМ, пропорційно перетворює вихід ПІ-регулятора у переміщення ВМ.

Функція передачі такої збірки - трипозиційного реле та ВМ виглядає наступним чином:

$$W_{\text{реле+ВМ}}(p) = \frac{T_{IH} p}{K_{IH}} \cdot \frac{K_{BM}}{T_{BM} p} = \frac{T_{IH} K_{BM}}{K_{IH} T_{BM}} \quad (3.16)$$

Тоді загальна функція передачі імпульсного ПІ-регулятора та ВМ, подана у формі z-рівняння, буде мати вигляд:

$$W_{AP+BM}(z) = \left(K_{II} + \frac{\Delta t \cdot z}{T_i \cdot (z-1)} \right) \cdot \frac{T_{IH} K_{BM}}{K_{IH} T_{BM}} = \frac{T_{IH} K_{BM} K_{II}}{K_{IH} T_{BM}} \left(1 + \frac{\Delta t \cdot z}{K_{II} T_i \cdot (z-1)} \right) \quad (3.17)$$

З цього рівняння видно, що КП комплексу імпульсний регулятор – виконавчий механізм залежить від часу повного ходу ВМ T_{BM} . Ця залежність продемонстрована на рис.3.6.

$$K_{AP-BM} = \frac{T_{IH} K_{BM} K_{II}}{K_{IH} T_{BM}} \quad (3.18)$$

З формули 3.18 видно, що для того, щоб КП комплексу - імпульсний регулятор та ВМ дорівнював КП регулятора має справджуватись співвідношення $\frac{K_{BM}}{T_{BM}} = \frac{K_{IH}}{T_{IH}}$, проте час повного ходу ВМ при застосуванні частотного перетворювача змінюється у межах 7,5 - 60 секунд. Враховуючи те, що переміщення ПЗ у сторону відкриття відбувається на мінімальній швидкості ВМ (час повного ходу – 60 сек), в подальшому приймається усереднене значення $\frac{K_{IH}}{T_{IH}} = 2$.

$$K_{AP+BM} = \frac{50 K_{II}}{T_{BM}} \quad (3.19)$$

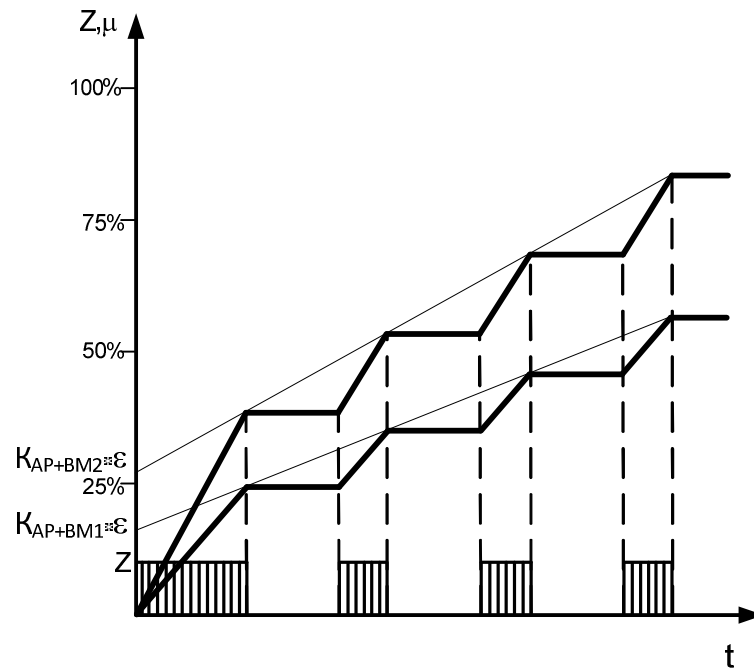


Рис. 3.7. Переміщення виконавчого механізму та коефіцієнт підсилення комплексу імпульсний регулятор – виконавчий механізм при різних значеннях повного ходу виконавчого механізму, однаковому K_{Π} регулятора і однаковому стрибкоподібному збуренні.

Як видно з рис.3.7, переміщення ВМ наближено повторює класичний вихід неперервного аналогового ПІ-регулятора, K_{Π} комплексу змінюється при різних часах повного ходу ВМ.

Для того, щоб емпірично або за допомогою комп'ютерних засобів визначити параметри регулятора, потрібно зняти криву розгону об'єкта, проте у нашому випадку це не можливо, адже наносити збурення на діючий нафтопровід неприпустимо. Тому для початкового моделювання системи були взяті параметри регулятора попередньої пневматичної системи регулювання тиску ($K_{\Pi}=42, T_{\Gamma}=50$ сек). Як зазначалось вище у нашій реалізації КП формується разом імпульсним регулятором та виконавчим механізмом, тому виходячи з формули 3.19 КП регулятора $K_{\Pi}=10$. З врахуванням параметрів регулятора та вищеописаного алгоритму зміни часу повного ходу ВМ, загальний КП комплексу - імпульсний регулятор та ВМ буде змінюватися за залежністю, зображеною на рис.3.8.

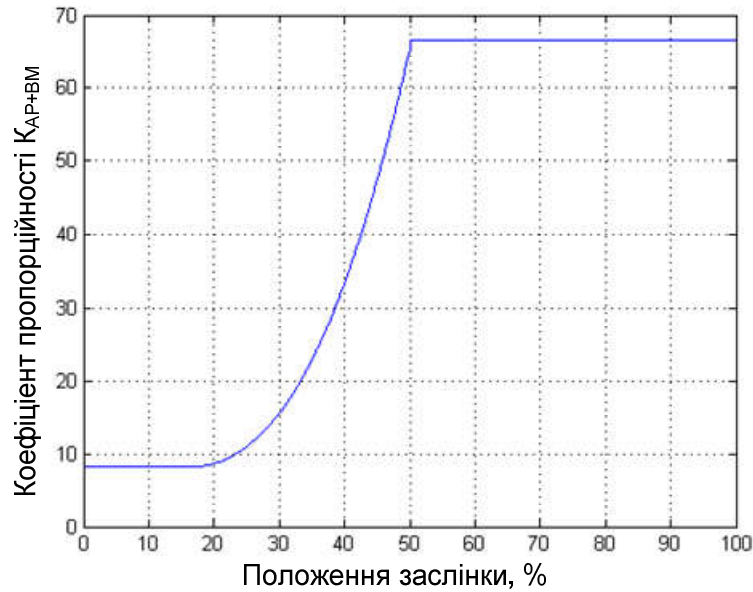


Рис. 3.8. Залежність коефіцієнту пропорційності K_{AP+BM} від положення поворотної заслінки.

Для моделювання комплексу імпульсного ПІ-регулятора та електричного ВМ потрібно забезпечити формування імпульсів мінімальної довжини. Це зумовлено будовою ВМ та вимогами до застосування асинхронних двигунів; наприклад, для виконавчого механізму типу МЕО-630/63-0,63-92К, мінімальна довжина імпульсу становить 0,28 с [47]. Враховуючи те, що у нашій реалізації застосовується частотний перетворювач, який суттєво пом'якшує пусковий режим ВМ, достатньо забезпечити таку мінімальну довжину імпульсу, яка необхідна для виконання частотним перетворювачем циклу пуск-зупинка (для більшості частотних перетворювачів часу на рівні 200 мсек цілком достатньо).

Мінімальна довжина імпульсу забезпечується налаштуванням зони неоднозначності трипозиційного реле і довжину зони неоднозначності можна визначити за формулою:

$$(\Delta_{HO})_{\min} = (\Delta t_i)_{\min} \cdot \left(\frac{K_{IH}}{T_{IH}} - \frac{\Delta \varepsilon_{\min} \cdot K_{II}}{T_I} \right). \quad (3.20)$$

Встановлення мінімальної зони неоднозначності $(\Delta_{HO})_{\min}$, розрахованої за формулою (20), забезпечить задану мінімальну тривалість імпульсів $(\Delta t_i)_{\min}$, які відповідають за інтегральну складову ПІ закону регулювання, при поступленні мінімального стрибкоподібного розузгодження $\Delta \varepsilon_{\min}$. Для більших значень розузгодження та при збільшеній зоні неоднозначності (Δ_{HO}) , тривалість

імпульсів завжди буде більшою за $(\Delta t_i)_{min}$. Для нашого випадку зона неоднозначності буде рівна:

$$(\Delta_{HO})_{min} = 0.2 \cdot \left(2 - \frac{0,15 \cdot 10}{50} \right) \approx 0,4. \quad (3.21)$$

Може здатися, що встановивши зону неоднозначності $(\Delta_{HO})_{min}=0.4$, ми “загрубимо” регулятор. Проте враховуючи те, що розузгодження на вході регулятора для запобігання зайвих спрацювань обмежується зоною нечутливості $\Delta \varepsilon_{min} = 0.15$, а КП регулятора дорівнює 10, побачимо, що зона нечутливості на виході регулятора буде мати значення 1,5%.

На рис.3.9. зображена модель комплексу імпульсний регулятор – виконавчий механізм; для цієї моделі час повного ходу ВМ - 12сек.

Блоки «Switch» обмежують імпульсний вихід регулятора при досягненні кінцевого положення ВМ, вони імітують кінцеві вимикачі.

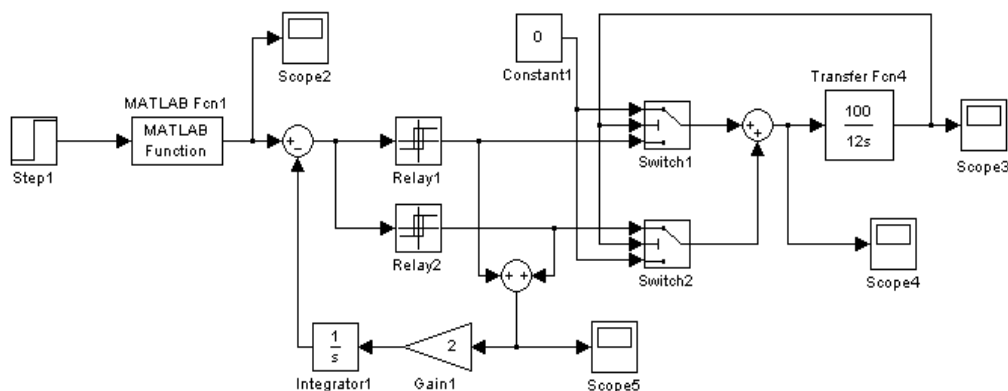


Рис. 3.9. Модель комплексу імпульсний регулятор – виконавчий механізм.

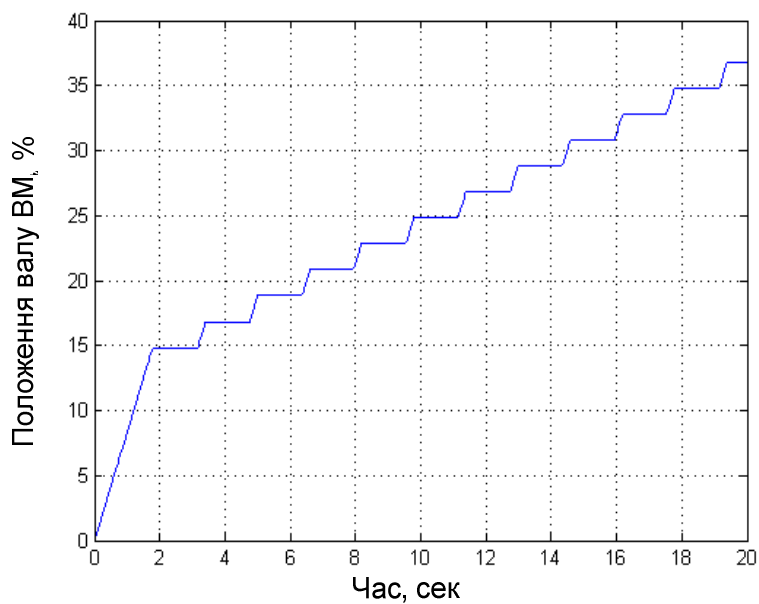


Рис. 3.10. Переміщення валу ВМ при розузгодженні 0,3 бар.

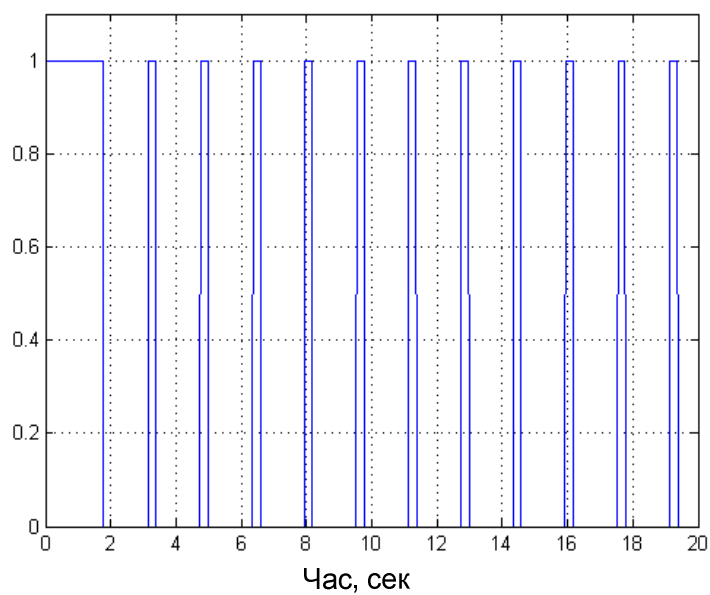


Рис. 3.11. Імпульсний вихід регулятора при розузгодженні 0,3 бар.

Як бачимо з рис.3.11, імпульсний вихід регулятора задовольняє вимогу щодо мінімальної довжини імпульсу.

Зображення усієї моделі САР тиску на виході НПС наведено на рис.3.12.

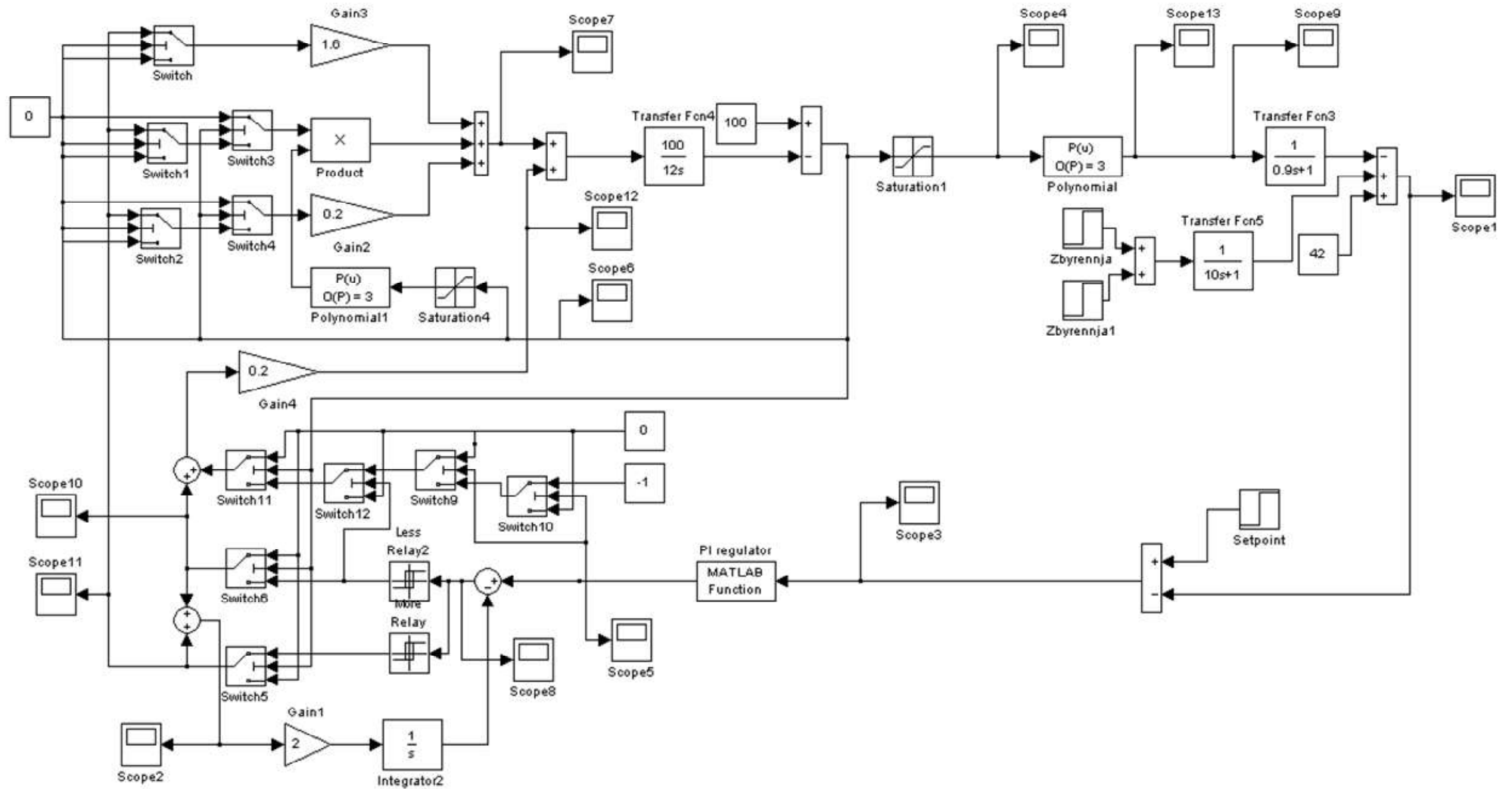


Рис. 3.12. Модель САР тиску на виході НПС.

3.2.2. Визначення впливу зміни часу повного ходу виконавчого механізму на коефіцієнт підсилення системи регулювання

Як зазначалось раніше, ПЗ розглядається у комплексі з об'єктом регулювання, КП цього комплексу змінюється нелінійно. На рис.3.13 зображена залежність КП від положення ПЗ у діапазоні 15-100% відкриття. Закриття ПЗ на значення, яке менше від 15%, призводить до значної зміни КП. При відпрацюванні більшості збурень такого значного закриття не відбувається, адже воно може призвести до аварійного вимкнення НПС по перепаду тиску на ПЗ.

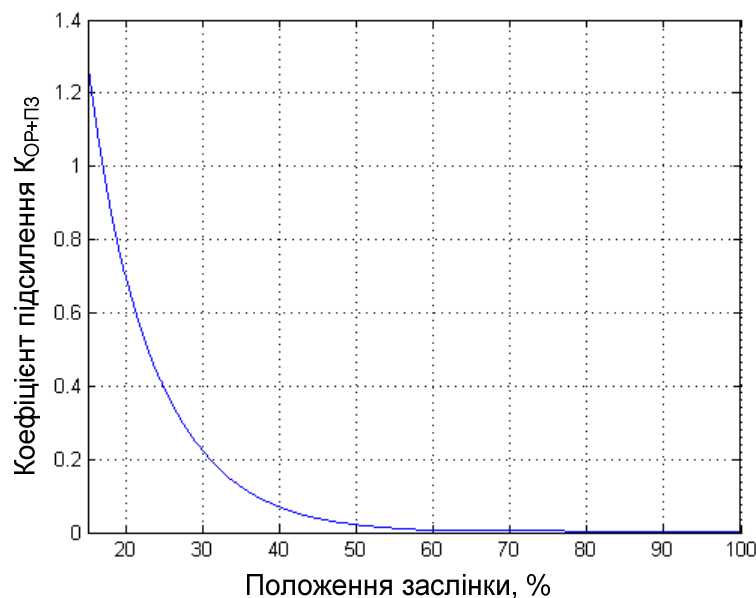


Рис. 3.13. Залежність зміни коефіцієнту підсилення поворотної заслінки та об'єкта регулювання від положення поворотної заслінки

Як бачимо з рис.3.13, КП змінюється від 0.03 до 1.28, тобто, при закритті заслінки від положення 100 % до 15% він збільшується більш ніж в 40 разів.

Запропонований нами метод керування ВМ дозволяє компенсувати нелінійну зміну КП системи регулювання за рахунок зміни часу повного ходу ВМ та, відповідно, КП регулятора.

Структурна схема системи регулювання тиску на виході НПС по каналу збурення та по каналу завдання, з врахуванням всіх вищеописаних перетворень, зображена на рис.3.14.

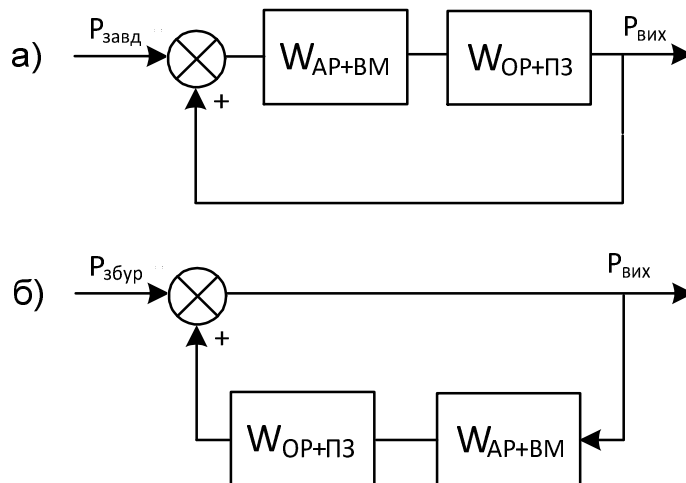


Рис. 3.14. Структурна схема системи регулювання тиску на виході НПС по збуренню а) каналом завдання, б) каналом збурення

КП для схеми регулювання по каналу збурення (рис.3.14а) буде рівним:

$$K_{сист} = -\frac{1}{1 + K_{ОР+ПЗ}K_{АР+ВМ}}; \quad (3.22)$$

Залежність зміни КП системи від положення ПЗ у зоні «ефективного регулювання» зображена на рис.3.15.

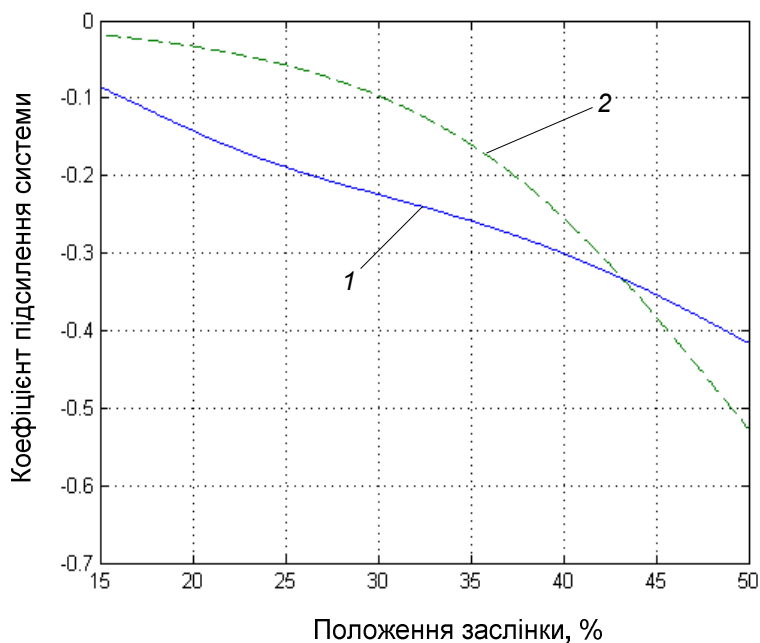


Рис. 3.15. Зміна коефіцієнту підсилення системи при збуренні каналом збурення. 1-для системи зі змінним часом повного ходу ВМ, 2 – для системи з постійним часом повного ходу ВМ.

Для порівняння також зображено зміну КП системи при постійному значенні КП регулятора, рівному 42, яка реалізовувалась при застосуванні пневматичної системи регулювання.

КП для схеми регулювання по каналу завдання (рис.3.14б) буде дорівнювати:

$$K_{сист} = -\frac{K_{OP+ПЗ}K_{AP+BM}}{1 + K_{OP+ПЗ}K_{AP+BM}}; \quad (3.22)$$

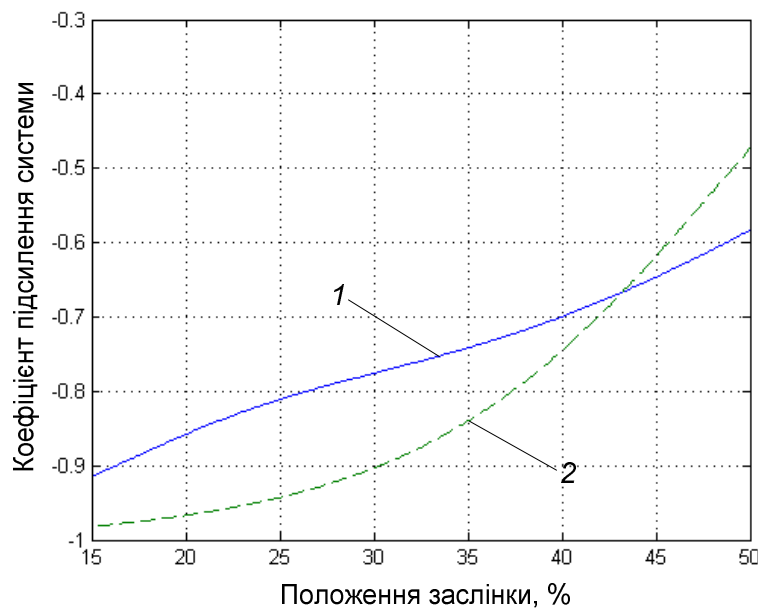


Рис. 3.16. Зміна коефіцієнту підсилення системи при збуренні каналом завдання. 1 - для системи зі змінним часом повного ходу BM ; 2 – для системи з постійним часом повного ходу BM .

Аналізуючи залежності на рис. 3.15 та 3.16 бачимо, що при зміні швидкості BM за визначеним алгоритмом вдалося досягнути зменшення діапазону зміни КП системи регулювання тиску на виході НПС, а сам вигляд цієї зміни наблизився до лінійного. Це дозволяє покращити параметри якості регулювання та стійкість системи.

3.2.3. Побудова моделі системи регулювання тиску на вході нафтоперекачувальної станції

Система регулювання тиску на вході НПС подібна до системи регулювання на виході НПС, головна відмінність в тому, що тут регулювання тиску відбувається «після себе». Закриття заслінки зменшує витрату нафти через насосну, що відповідно призводить до збільшення тиску на всмоктуванні насосів.

Об'єкт регулювання - відрізок нафтопроводу від давача тиску на вході НПС до ПЗ, довжина цього відрізка 60м. Аналогічно до системи регулювання тиску на виході НПС функція передачі об'єкта регулювання представлена у вигляді аперіодичної ланки першого порядку із сталою часу 1,1сек (3.4) та коефіцієнтом передачі, що визначається положення ПЗ (3.8) :

$$W_{ПЗ+ОР}(p) = \frac{K_{ОР}}{1.1p + 1}, \quad (3.23)$$

де $K_{ОР}$ – коефіцієнт підсилення об'єкта, визначається нелінійністю ПЗ формула 3.8.

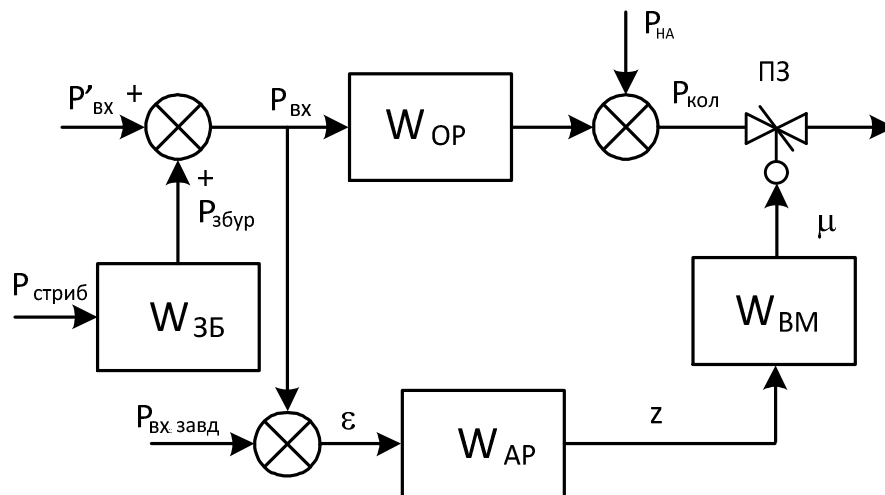


Рис. 3.17. Структурна схема системи регулювання тиску на вході НПС.
 ЗБ- канал збурення по вхідному тиску, $P_{збур}$ – тиск збурення, $P_{стриб}$ – стрибкодібна зміна тиску, $P_{кол}$ – тиск у колекторі, ОР- об'єкт регулювання, $P_{вх}$ – вихідний тиск НПС, ДТ – давач тиску, $P_{вх.завд}$ – задане значення тиску на вході НПС, ε - розузгодження, АР – автоматичний регулятор, z – імпульсний сигнал, ВМ – виконавчий механізм, μ - кут повороту поворотної заслінки, ПЗ – поворотна заслінка

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ III

- 1) Отримана залежність зміни швидкості виконавчого механізму від положення поворотної заслінки дозволила наблизити динамічні характеристики комплексу поворотна заслінка – виконавчий механізм до лінійних.
- 2) Внаслідок нелінійної статичної характеристики поворотної заслінки коефіцієнт підсилення об'єкта регулювання змінює своє значення, це ускладнює процес регулювання тиску на НПС
- 3) При застосуванні електричного виконавчого механізму з імпульсним регулятором коефіцієнт підсилення регулятора залежить від часу повного ходу виконавчого механізму. Змінюючи час повного ходу виконавчого механізму за розробленим алгоритмом вдалося зменшити діапазон зміни коефіцієнту підсилення системи при збуренні по каналу завдання та каналу збурення.

РОЗДІЛ 4

ДОСЛІДЖЕННЯ МОДЕЛІ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИМ РЕЖИМОМ МАГІСТРАЛЬНОГО НАФТОПРОВОДУ ТА ЇЇ ПЕРЕВІРКА ЗА РЕЗУЛЬТАТАМИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ

4.1. Опис розробленої системи керування гідродинамічним режимом магістрального нафтопроводу

Для того, щоб перевірити результати дослідження було розроблена система регулювання тиску на НПС діючого нафтопроводу. Система регулювання складається з ВМ (спільна розробка Рівненського механічного заводу та відділу автоматики, телемеханіки та обчислюваної техніки), датчиків тиску та положення ВМ та щита керування. Вигляд щита керування показано на рис.4.1.



Рис.4.1. Вигляд зовнішньої та внутрішньої панелі щита системи автоматичного керування тиску на нафтоперекачувальній станції «Плецівка» філії «Магістральні нафтопроводи «Дружба» ПАТ «Укртранснафта»

Електричний щит, зображений на рис.4.1, складається з:

- мікропроцесорного контролера Modicon M340 фірми Schneider Electric з модулями аналогових та дискретних входів/виходів;
- двох частотних перетворювачів Altivar 71 фірми Schneider Electric для керування двигунами основної та дублюючої заслінки;
- частотні перетворювачі обладнані вихідними дроселями з метою уникнення утворення «стоячої хвилі» при великих довжинах кабеля [66];
- блоку безперебійного живлення;
- інтелектуального самописця SIREC D300 фірми Siemens;
- блоків іскрозахисту та гальванічного розмежування;
- сигнальної та комутуючої апаратури.

Давачі тиску, положення заслінки та сам ВМ виготовлені у спеціальному вибухобезпечному виконанні, електричні кола обладнані блоками іскрозахисту та блискавкозахисту.

Самописець SIREC D300 відображає та зберігає на картці пам'яті наступні параметри НПС:

- тиск на вході НПС, бар;
- тиск на виході НПС, бар;
- тиск у колекторі, бар;
- завдання тиску на вході НПС, бар;
- завдання тиску на виході НПС, бар;
- положення ПЗ1, %;
- положення ПЗ2, %;
- перепад тиску на ПЗ, бар.

Крім того, на самописці встановлюються межі робочих параметрів і коли параметр виходить за допустимі значення відображається повідомлення і вмикається звуковий сигнал для оператора НПС.

В системі керування передбачене автоматичне керування вибраною заслінкою або паралельна робота двох заслінок. Також передбачений ручний режим переміщення заслінок на мінімальній швидкості.

4.2. Дослідження моделі системи керування гідродинамічним режимом магістрального нафтопроводу

4.2.1. Дослідження моделі системи регулювання тиску на вході нафтоперекачувальної станції

Змодельовано реакцію отриманої у попередньому розділі моделі замкненої САР тиску на вході НПС на стрибкоподібну зміну завдання. Для цього задамо стрибок тиску від 3 до 5 бар в момент часу 50 с. Такий стрибок тиску може виникати при вимкненні насосного агрегату на НПС. Для порівняння на рис.4.2. зображено перехідний процес при постійному часі повного ходу ВМ та при його зміні за розробленим алгоритмом. При зміні часу повного ходу ВМ регулятор значно швидше вийшов на завдання, крім того при постійній швидкості ВМ виникають небажані коливання тиску.

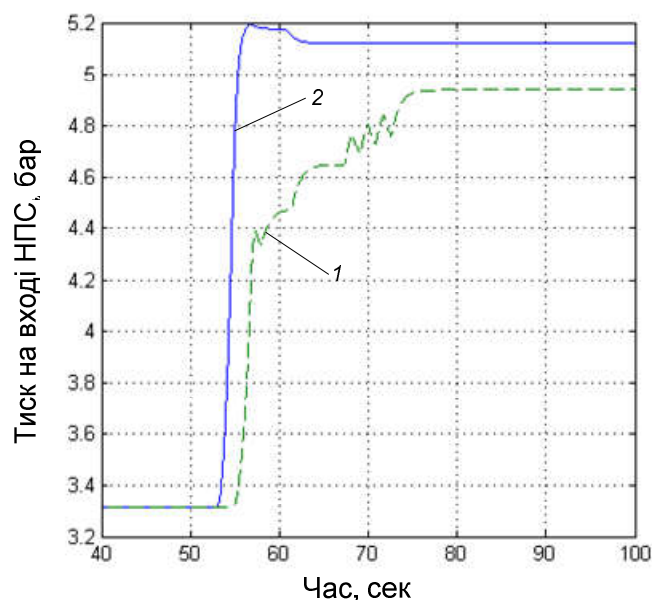


Рис.4.2. Перехідний процес при стрибкоподібній зміні завдання регулятора: 1 – при постійному часі повного ходу ВМ; 2 – при змінному часі повного ходу за розробленим алгоритмом

Далі було проведено дослідження побудованої моделі систему регулювання при нанесенні збурення каналом зміни тиску на вході НПС.

Оскільки ми досліджуємо САР регулювання тиску на вході НПС, то вона повинна відпрацьовувати падіння тиску на вході при значенні, нижчому від заданого.

Порядок досліджень наступний.

Спочатку встановлюємо завдання регулятора рівним 3 бар, потім піднімаємо тиск на вході НПС до 5 бар, чекаємо 100 с, поки встановиться перехідний процес. Після цього наносимо збурення у вигляді стрибка тиску на вході НПС на 7 бар. Такий стрибок вниз виникає при ввімкненні агрегату, він вибігає далеко за межі виникнення кавітації і взагалі реального значення можливого розрідження. Задача системи регулювання – не потрапити в таку зону. Як бачимо з рис.4.3, при зміні швидкості ВМ за розробленим алгоритмом, система регулювання успішно відпрацювала дане збурення і вивела систему на новий стан рівноваги, який знаходиться в межах зони нечутливості регулятора. При постійній швидкості ВМ відбулося падіння тиску до значення 2.4 бар з подальшим зростанням до заданого значення, При цьому виник коливний незникаючий процес і це зумовлено тим, що ПЗ перемістилась у таку зону, де незначне її переміщення призводить до значної зміни перепаду тиску на ній.

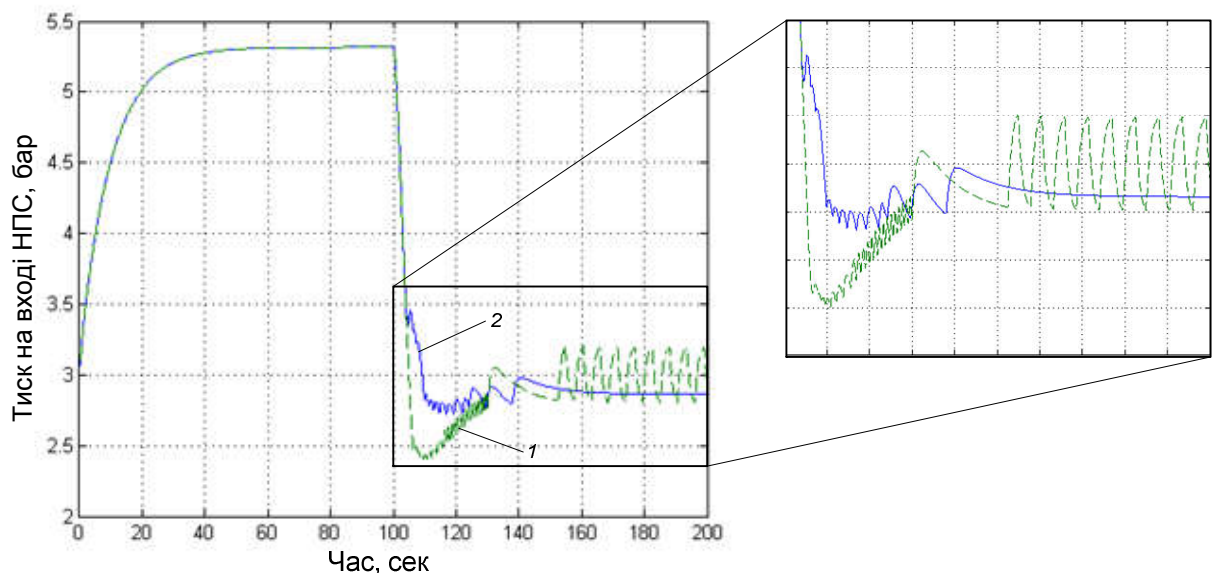


Рис.4.3. Перехідний процес при нанесенні стрибкоподібного збурення на 7 бар каналом збурення: 1 – при постійному часі повного ходу ВМ; 2 – при змінному часі повного ходу ВМ за розробленим алгоритмом

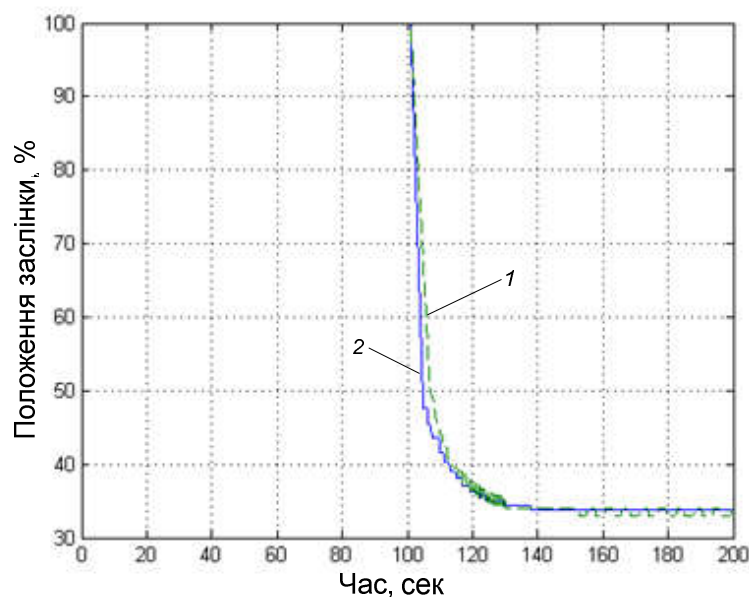


Рис.4.4. Переміщення заслінки при нанесенні стрибкоподібному збуренні на 7 бар каналом збурення: 1 – при постійному часі повного ходу ВМ; 2 – при змінному часі повного ходу ВМ за розробленим алгоритмом

Графік переміщення ПЗ при даному перехідному процесі зображений на рис.4.4. Як видно з рисунка, для відпрацювання даного збурення заслінка закрилась до положення 34%, при цьому при зміні часу повного ходу заслінка закривається швидше, що дозволило системі зреагувати на різке падіння тиску і не дозволити йому знизитись нижче від заданого значення. Тобто, система справилась з нанесеним збуренням.

Далі дослідимо побудовану модель при нанесенні збурення каналом зміни тиску на вході НПС. Але цього разу нанесемо таке збурення, щоб тиск на вході НПС не опустився нижче від завдання.

При цьому порядок досліджень такий.

Спочатку піднімаємо тиск на вході НПС на 3 бари, чекаємо протягом 100 с для встановлення стану рівноваги на рівні 6 бар. Після цього наносимо збурення у вигляді падіння тиску на вході НПС на 2 бари, тобто, на 1 бар вище від завдання регулятора (3 бар). Перехідний процес на вході НПС при такому збуренні, зображений на рис.4.5.

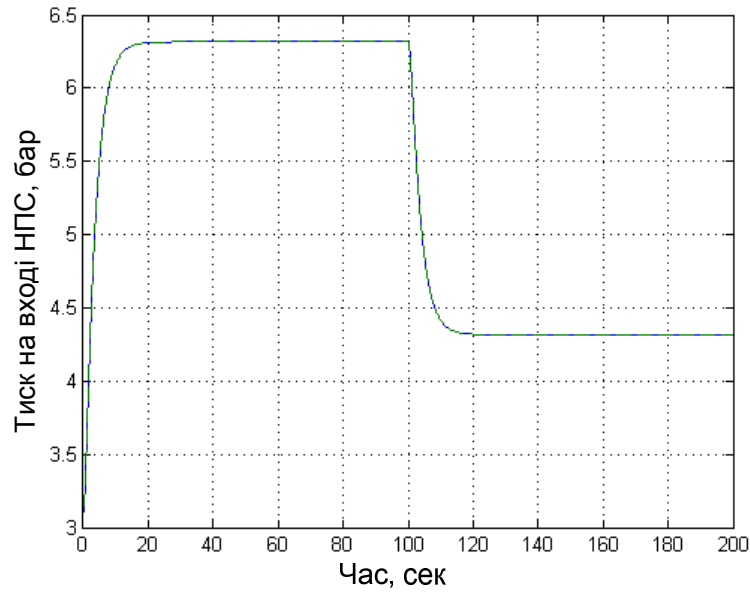


Рис.4.5.Перехідний процес при нанесенні стрибкоподібному збуренні на 2 бари каналом збурення: 1 – при постійному часі повного ходу ВМ; 2 – при зміні часу повного ходу ВМ за розробленим алгоритмом.

Графіки співпадають і після вищеприданого збурення перехідний процес при обох варіантах переміщення ВМ однаковий, зміна тиску відбулася плавно без коливань.

При аналізі графіків на рис.4.6, які відображають переміщення заслінки в часі, бачимо, що при нанесенні збурення відбувся «пропорційний стрибок» регулятора і заслінка прикрилась, проте збурення виявилось недостатнім і вона повернулася у повністю відкрите положення. При практичному застосуванні цей ефект можна обмежити при значеннях розузгодження понад 10 бар для зменшення кількості спрацювань системи на незначні збурення.

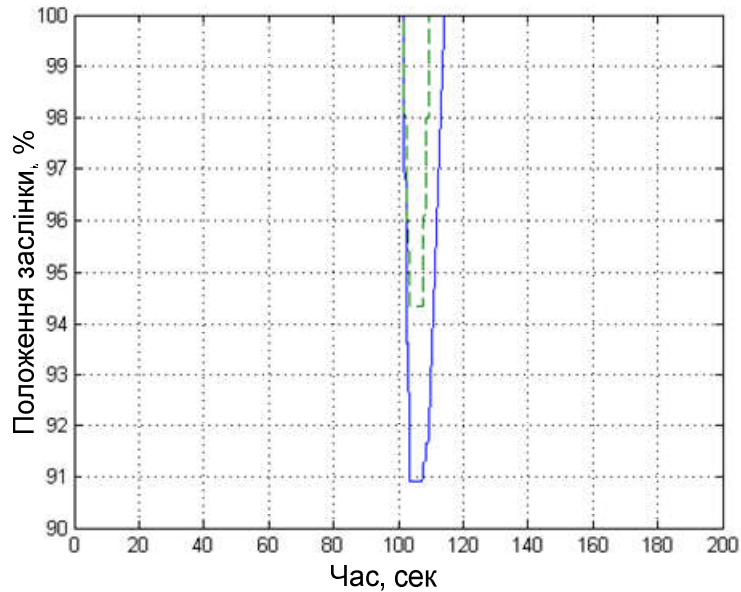


Рис.4.6. Переміщення заслінки при нанесенні стрибкоподібному збуренні на 2 бар каналом збурення: 1 – при постійному часі повного ходу ВМ, 2 – при зміні часу повного ходу ВМ за розробленим алгоритмом.

4.2.2. Дослідження моделі системи регулювання тиску на виході нафтоперекачувальної станції

Для дослідження роботи замкненої САР тиску на виході НПС було проведено моделювання реакції системи на підвищення тиску на виході НПС, яке перевищує завдання (рис4.7.).

При завданні тиску регулятора системи на виході, рівному 48 бар, і з заданим нормативними документами допущенням, що цього значення регулятор при відпрацюванні не може перевищити на допустиме значення 1,5 бар, система була приведена в стан рівноваги. При цьому в статичному режимі значення тиску на виході насосного агрегату встановилося рівним 42 бар, а після заслінки – 41,7 бар (незначне відхилення від завдання спричинене тим, що заслінка у відкритому положенні створює невеликий перепад тиску).

Далі в момент часу 50 с наносимо збурення у вигляді підвищення тиску на 15 бар. Обидві системи (зі змінним та з постійним часом повного ходу ВМ) відпрацювали збурення. Проте, знову ж таки, для системи з постійним часом повного ходу ВМ встановився коливний процес, що є неприпустимим для такої

системи регулювання. Система зі змінним часом повного ходу ВМ за розробленим алгоритмом відпрацювала збурення з виходом на новий стан рівноваги без залишкових коливань.

На рис.4.8. зображений графік переміщення ПЗ в часі. При відпрацюванні збурення заслінка закрилась до 27% для обох варіантів реалізації, але для регулятора зі змінним часом повного ходу ВМ за розробленим алгоритмом, заслінка закривається швидше, що дозволило: 1) швидше досягти зони «ефективного регулювання»; 2) уникнути коливань в новому стані рівноваги за рахунок зміни КП системи.

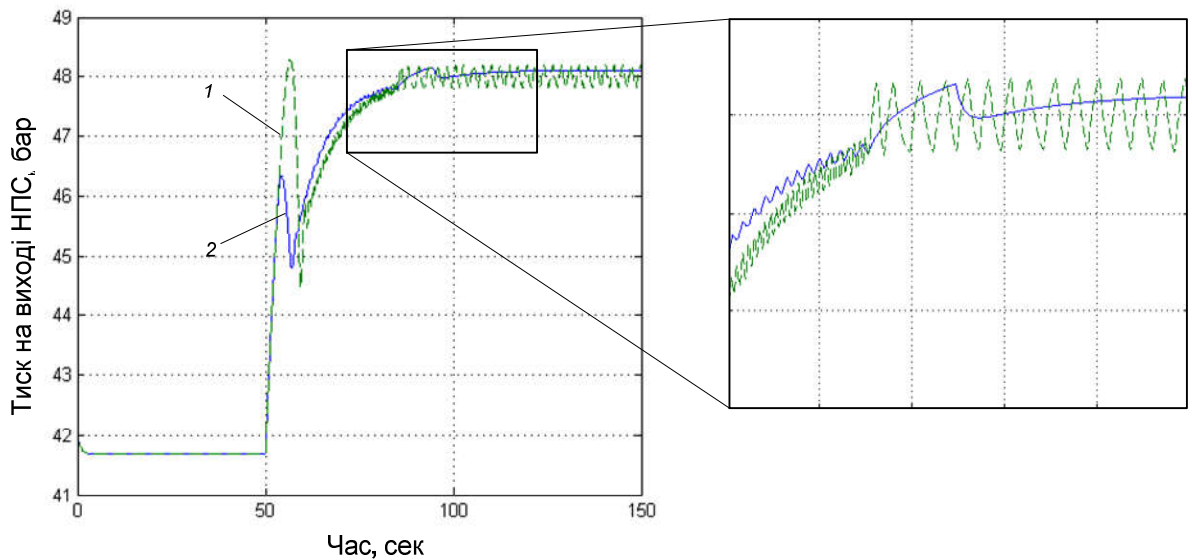


Рис.4.7. Перехідний процес при нанесенні збурення у вигляді стрибка тиску на 15 бар: 1 - при постійному часі повного ходу ВМ; 2 – при зміні часу повного ходу ВМ за розробленим алгоритмом.

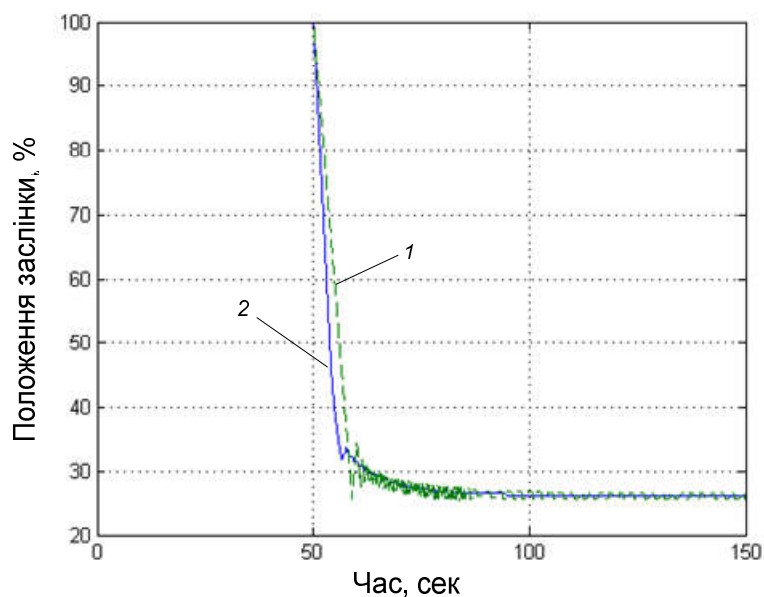


Рис.4.8. Переміщення заслінки при нанесенні збурення у вигляді стрибка тиску на 15 бар: 1 - при постійному часі повного ходу ВМ; 2 – при зміні часу повного ходу ВМ за розробленим алгоритмом.

Далі дослідимо реакцію системи на збурення, при якому вихідний тиск в перехідному режимі не вийде за допустиме значення завдання, а система після відпрацювання стрибкоподібного збурення поверне заслінку в повністю відкритий стан (рис.4.7).

При такому моделюванні завдання регулятора встановлено рівним 48 бар. Перехідні процеси в системі пройшли і тиск на виході встановився рівним 42 бар. Після цього наноситься збурення у вигляді стрибка тиску зі значенням 5 бар. Перехідні процеси для обох систем регулювання (ВМ з постійним та ВМ зі змінним часом повного ходу) однакові, графіки співпадають, відбувається плавне збільшення тиску до 47 бар.

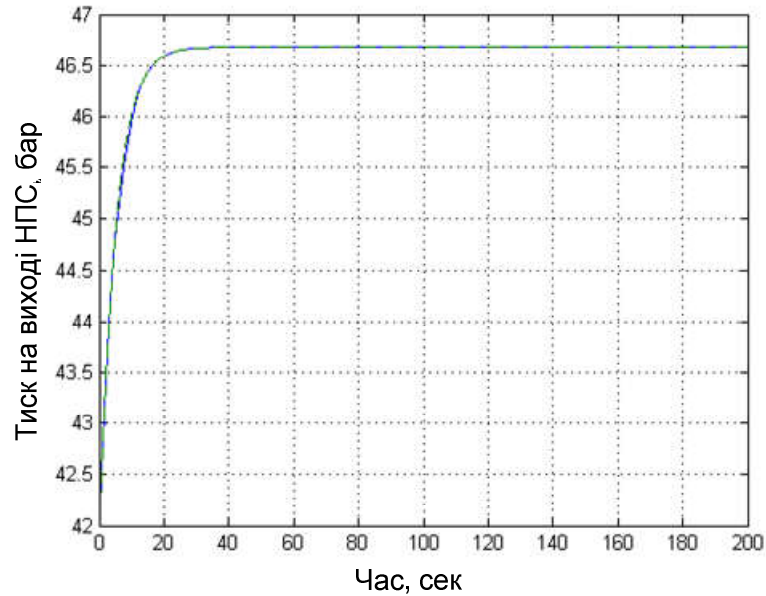


Рис.4.7. Перехідний процес при нанесенні збурення у вигляді стрибка тиску зі значенням 5 бар: 1 - при постійному часі повного ходу ВМ; 2 – при зміні часу повного ходу ВМ за розробленим алгоритмом.

При такому збуренні внаслідок різкої зміни тиску на виході НПС у регуляторі тиску відбувається «пропорційний стрибок», зумовлений цифровою реалізацією на основі рекурсивних рівнянь, і ця властивість цілеспрямовано застосована при реалізації САР гідродинамічного режиму нафтопроводу [40]. Реакція систем з однаковою реалізацією цифрового ПІ регулятора, але з різними характеристиками переміщення ВМ зображена на рис.4.8.

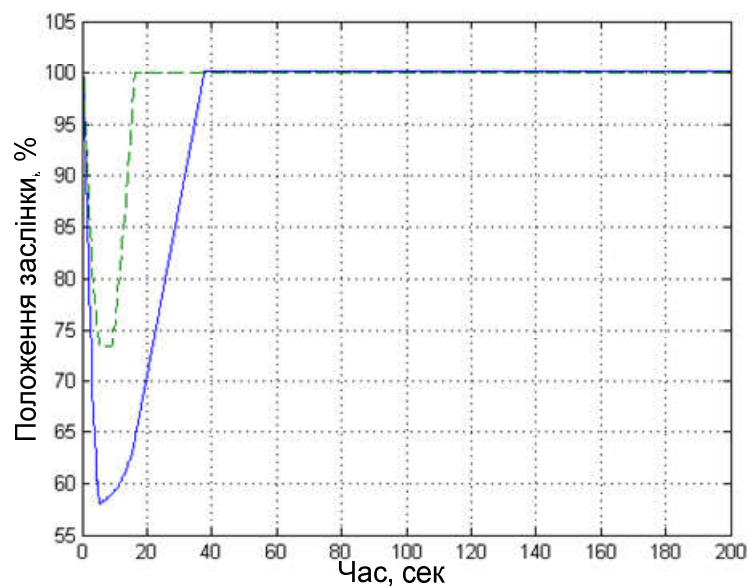


Рис.4.8. Переміщення заслінки при нанесенні збурення у вигляді стрибка тиску зі значенням 5 бар: 1 - при постійному часі повного ходу ВМ; 2 – при зміні часу повного ходу ВМ за розробленим алгоритмом.

Аналіз графіків на цьому рисунку показує, що при змінному часі повного ходу ВМ заслінка швидше закривається і досягає положення 57%. Такий характер реакції системи зі змінним часом переміщення ВМ дозволив би швидше відреагувати і на більше збурення і не допустити перевищення тиску понад завдання.

Досягнутий ефект неможливий при традиційних реалізаціях цифрових ПІ регуляторів, сам процес отримання випередження при швидких збуреннях досліджений вище в розділі 2.

4.3. Порівняння результатів моделювання та експериментального дослідження розробленої системи керування гідродинамічного режиму магістрального нафтопроводу.

Дослідження розробленої системи регулювання гідродинамічного режиму магістрального нафтопроводу проводилися у січні 2013 року на НПС «Новини» філії «Магістральні нафтопроводи “Дружба” ПАТ “Укртранснафта”. Дані для аналізу процесу регулювання записувались у самописець SIREC D300. На отриманих графіках параметри НПС зображені наступними кольорами:

- червоний - тиск на вході НПС, бар;
- рожевий - тиск на виході НПС, бар;
- світлозелений - завдання тиску на вході НПС, бар;
- синій - завдання тиску на вході НПС, бар;
- блакитний - тиск у колекторі, бар;
- коричневий - перепад тиску на ПЗ, бар.
- фіолетовий - положення ПЗ1, %;
- зелений - положення ПЗ2, %;

На рис.4.9. зображена реакція системи на зміну завдання тиску на вході НПС. Система перебувала у ручному режимі, заслінка повністю відкрита, тиск

на вході становив 18,65 бар. Значення завдання було встановлено 19,65 бар. У момент часу, близько 12:05, відбулося перемикавання режиму роботи з ручного в автоматичний. Заслінка закрилась до положення 50% і відбулось плавне підвищення тиску на вході НПС, перехідний процес та переміщення ПЗ подібні до реакції розробленої моделі (див. рис.4.2.).

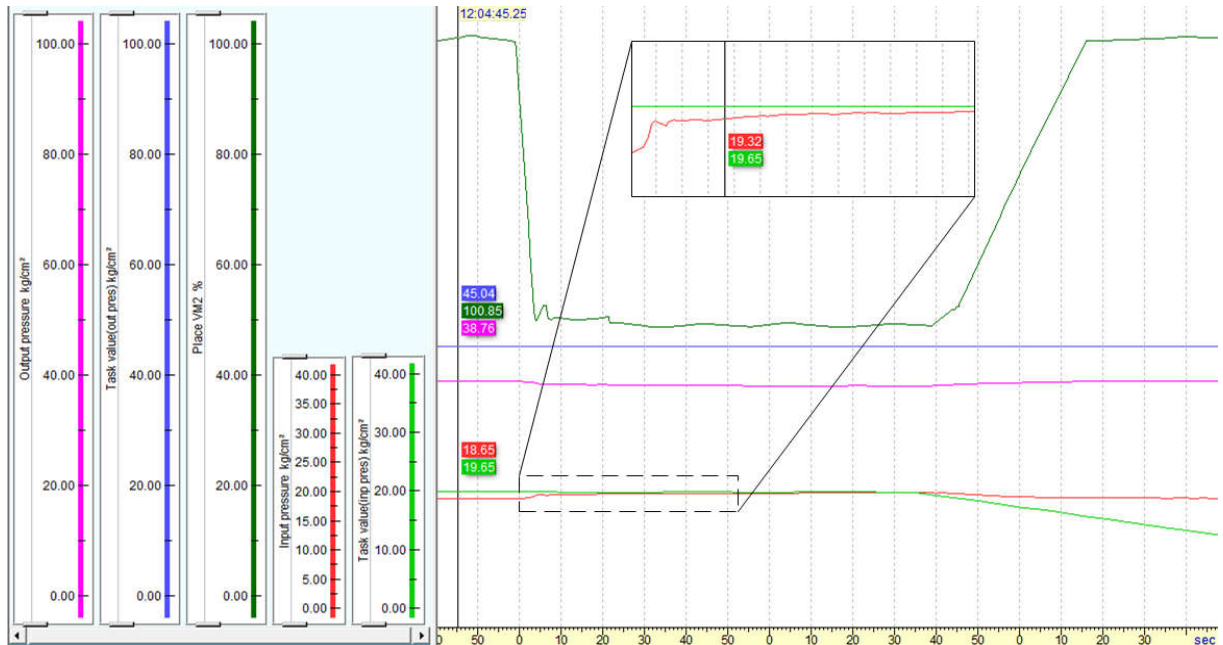


Рис.4.9. Реакція розробленої системи на зміну завдання по тиску на вході НПС на 1 бар (запис експериментального дослідження)

Далі проводились дослідження реакції системи на збурення у вигляді падіння тиску на вході НПС (рис.4.10). Для цього було проведено зупинку насосного агрегату на попередній НПС, що призвело до різкого падіння тиску на вході. Слід зазначити, що для дослідження можливості відпрацювання різкого падіння тиску на вході НПС, завдання системі - 10,51 бар спеціально було встановлено максимально близьким до тиску на вході НПС, який на момент зупинки агрегату попередньої станції був рівним 10,8 бар. Тобто, запас по тиску до спрацювання був мінімально можливим.

Внаслідок такого збурення заслінка закрилась до положення 45%, швидко компенсувавши різке падіння тиску, і далі продовжила плавно закриватись до 35%, підводячи регульовану величину до значення завдання. Максимальне динамічне відхилення становило 1,1 бар, що задовольняє умови роботи САР тиску згідно нормативних документів. Перехідний процес та переміщення ВМ

по характеру зміни аналогічні до змодельованих вище при подібному збуренні (див. рис.4.3).

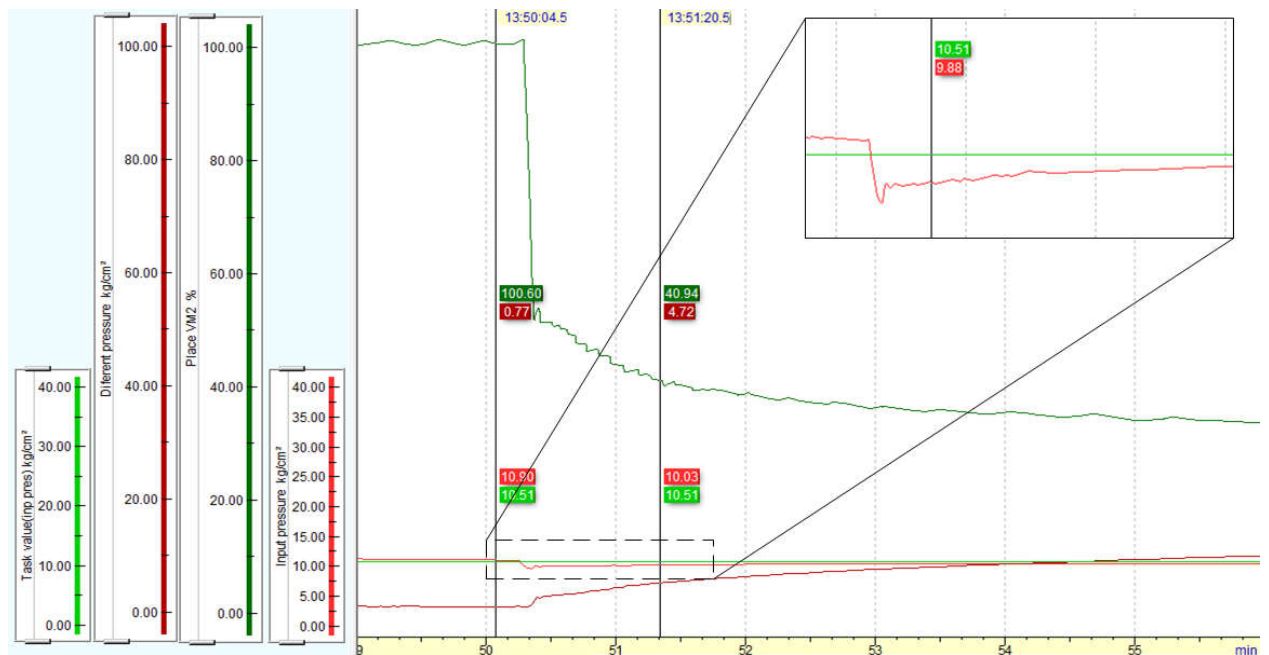


Рис.4.10. Реакція розробленої системи на збурення у вигляді падіння тиску на вході НПС (запис експериментального дослідження)

На рис.4.11 зображений перехідний процес при нанесенні збурення каналом тиску. В процесі експериментальних досліджень примусово зупинили два агрегати на наступній за досліджуваню НПС. Це призвело до зростання тиску на виході досліджуваної станції.

Як бачимо, система регулювання відпрацювала дане збурення краще, ніж збурення при зупинці одного агрегату на попередній НПС. На початку перехідного процесу відбулося різке закриття регулюючого органу до положення 32%, і регульована величина при цьому не перевищила завдання. Максимальне динамічне відхилення не перевищило 0,5 бар. Характер перехідного процесу подібний до графіків, одержаних на основі розрахованих моделей (див. рис.4.7).

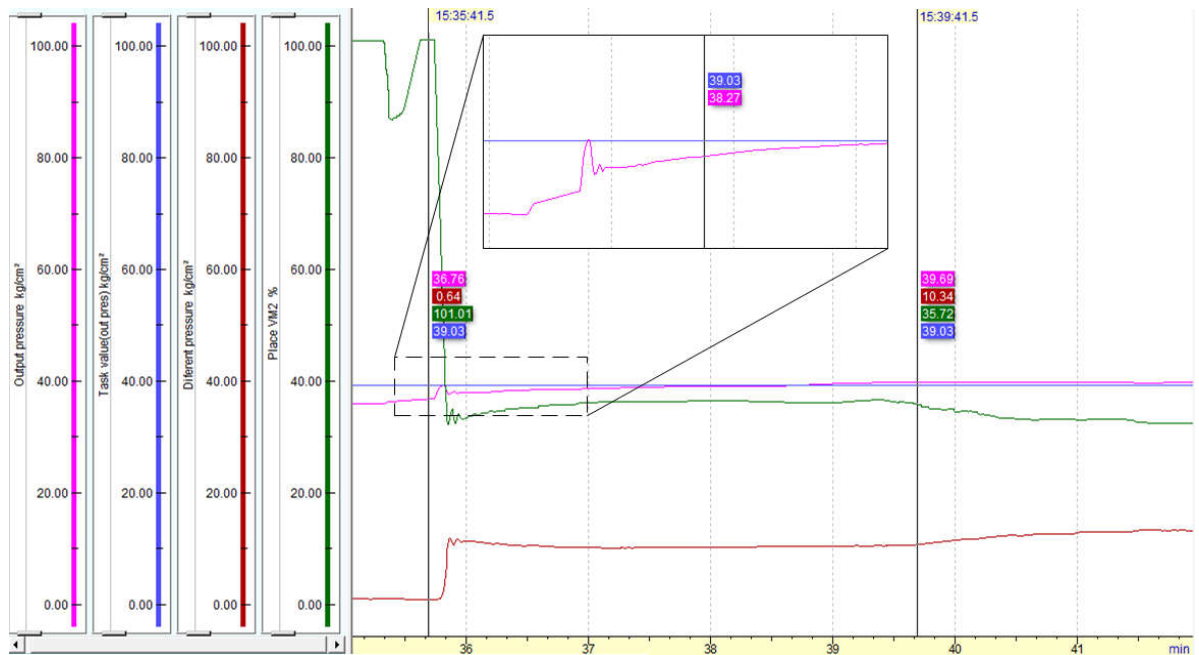


Рис.4.11. Реакція розробленої системи на зростання тиску на виході НПС (запис експериментального дослідження)

Також було досліджено реакцію системи на ввімкнення додаткових насосних агрегатів на НПС, на якій проводилось дослідження.

Як бачимо з графіків на рис.4.12, в момент часу близько 25 хв відбулося ввімкнення ще одного агрегату на НПС, на якій відбувалось дослідження. Хоча тиск на виході НПС значно менший від завдання, внаслідок різкої зміни цього тиску відбувається закриття регулюючого органу до положення близько 60%. Це сталося внаслідок вищеописаного «пропорційного стрибка» регулятора. Оскільки немає потреби в регулюванні тиску на виході станції, то після спрацювання система регулювання плавно виводить заслінку у повністю відкрите положення. Така сама поведінка заслінки спостерігалась у змодельованій САР і проілюстрована на рис.4.6.

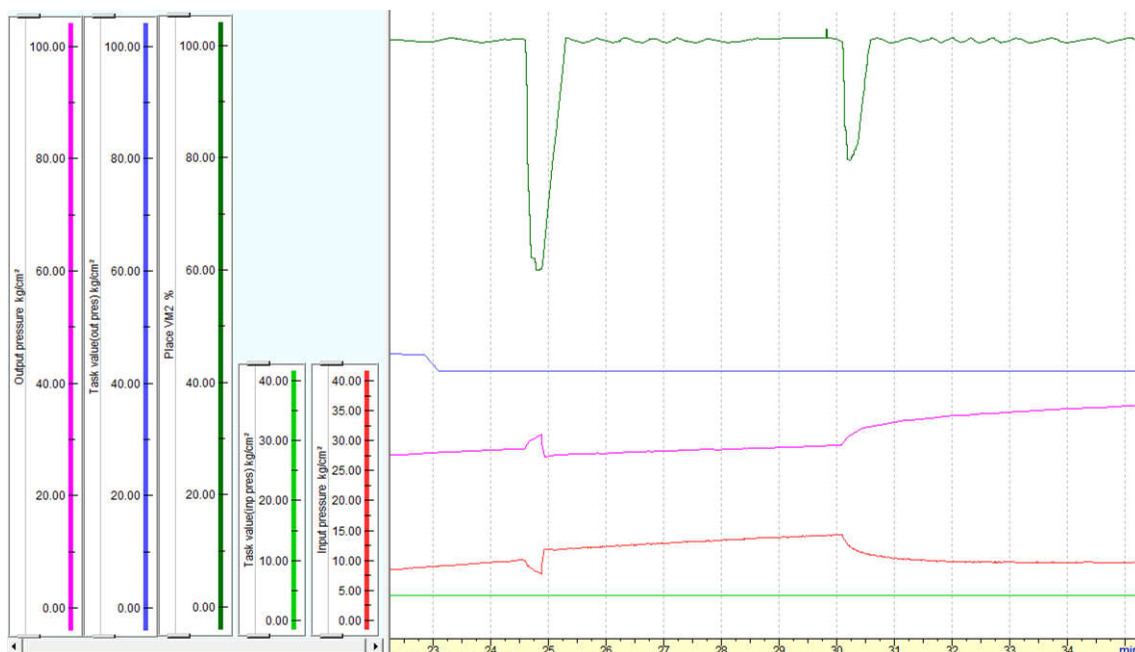


Рис.4.12. Реакція розробленої системи на ввімкнення ще одного насосного агрегату на НПС, на якій проводилось дослідження (запис експериментального дослідження).

Як було вказано у розділі 2, така поведінка системи пов'язана із застосуванням цифрового ПІ-регулятора, побудованого на основі рекурсивних рівнянь.

Проведені експериментальні дослідження показують, що всі запропоновані і змодельовані в попередніх розділах складові САР гідродинамічного режиму нафтопроводу дають очікуваний ефект, зокрема кращу якість перехідних процесів, вищу швидкодію, потрібну реакцію на різні види збурення.

Аналогічний комплекс досліджень був проведений при реалізації САР гідродинамічного режиму на НПС «Плещівка» філії «Магістральні нафтопроводи «Дружба» ПАТ «Укртранснафта». Результати досліджень при таких самих збуреннях аналогічні, тобто, співпадає вигляд перехідних процесів, характер реакції регуляторів на однакові з попередніми дослідженнями збурення і факт відпрацювання САР всіх потенційно можливих збурень на НПС.

На основі проведених експериментальних досліджень можна зробити висновок, що одержані структури САР добре відтворюються при їхній технічній реалізації і працездатні на різних НПС, незважаючи на певні відмінності в параметрах технологічного обладнання цих НПС.

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ IV

- 1) Результати, одержані при моделюванні системи регулювання тиску на вході і виході НПС з ВМ з постійним часом повного ходу та з ВМ зі змінним часом повного ходу при їх порівнянні, свідчать про те, що при застосуванні ВМ зі змінним часом повного ходу було досягнуто вищої швидкодії, менших динамічних відхилень, а при деяких збуреннях був усунений небажаний коливний характер перехідного процесу.
- 2) Експериментальне дослідження розробленої САР тиску на НПС показало, що система успішно відпрацьовує усі можливі потенційні збурення при різних режимах роботи. Характер отриманих перехідних процесів подібний до перехідних процесів отриманих при моделюванні САР тиску. Це підтверджує адекватність отриманих математичних моделей САР гідродинамічного режиму.

Результати отримані у даному розділі опубліковані в роботах [40, 43].

ВИСНОВКИ

У результаті проведених теоретичних та експериментальних досліджень вирішена важлива науко-прикладна задача, яка полягає у розробленні нової системи автоматичного керування гідродинамічним потоком магістрального нафтопроводу. При цьому отримані такі основні результати:

- 1) проведений аналіз існуючих методів регулювання тиску на НПС та обґрунтовано подальший розвиток методу регулювання тиску на НПС шляхом дроселювання потоку нафти, особливістю якого є запропонована зміна швидкості переміщення поворотної заслінки залежно від її положення, що дозволило покращити швидкодію системи регулювання тиску та якісні показники процесу регулювання;
- 2) побудовано модель комплексу поворотна заслінка – виконавчий механізм, яка відрізняється від існуючих введенням зміни швидкості переміщення заслінки, в залежності від її положення, і дозволяє лінеаризувати динамічну характеристику цього комплексу; розробити структуру регулятора тиску на НПС;
- 3) розроблена модель системи керування гідродинамічним режимом НПС, яка відрізняється від існуючих застосуванням структури цифрового ПІ-регулятора, яка побудована на основі рекурсивних рівнянь, що дозволяє значно підвищити швидкодію при різких змінах тиску;
- 4) запропонований алгоритм зміни швидкості переміщення заслінки дозволив зменшити діапазон зміни коефіцієнту підсилення системи
- 5) проведені експериментальні дослідження розробленої системи автоматичного керування гідродинамічним режимом на реальному нафтопроводі.
- 6) запропонований алгоритм зміни швидкості переміщення заслінки від її положення, може бути застосований для будь-яких заслінок та кульових кранів, які використовуються для регулювання витрати та тиску великих потоків;
- 7) розроблена система регулювання тиску на НПС впроваджена на станціях «Новини» та «Плещівка», які входять до складу філії «Магістральні

нафтопроводи “Дружба” ПАТ “Укртранснафта”. Впроваджені системи дозволили скоротити кількість аварійних зупинок НПС, підвищити швидкодію системи і покращити якість відпрацювання збурень гідродинамічного режиму.

8) виключена необхідність примусового дроселювання потоку нафти при включенні та переключенні насосних агрегатів на НПС, із реалізованою системою регулювання та наступною і попередньою НПС за потоком. Це дозволяє заощадити тисячі кВт·год електроенергії щорічно.

9) застосування частотного перетворювача дозволило гнучко змінювати час повного ходу, в зв'язку з цим час проходження зони неефективного регулювання у порівнянні з стандартним виконавчим механізмом зменшився на 37%, що дозволило підвищити швидкодію системи.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРНЫХ ДЖЕРЕЛ

1. Алиев А.Р., Белоусов В.Д., Немудров А.Г. Трубопроводный транспорт нефти и газа: Учеб. для вузов – 2-е изд. – М.:Недра, 1988. – 368с.
2. Антропов А. Т., Рикконен С.В. Гидромеханические переходные процессы в системе «электрический привод – регулирующая заслонка магистрального нефтепровода» // i-tech - журнал интеллектуальных технологий. -2009. -№ 13.- С.50-55.
3. Антропов А.Т., Рикконен С.В. Гидромеханические характеристики регулирующей заслонки САР давления. itech – журнал интеллектуальных технологий. - 2009. - №12. - С.35–39.
4. Арбузов Н. С. Эффективное время закрытия секущей задвижки и гидроудар в трубопроводной системе морского нефтеналивного терминала // Наука и технологии трубопроводного транспорта нефти и нефтепродуктов. -2011. -№4. -С. 21-23
5. Арбузов Н.С. Влияние времени закрытия судовых задвижек на уровень максимального давления в трубопроводах нефтеналивных терминалов. Наука и технология трубопроводного транспорта нефти и газа. - 2011. - N1. -С.38-40.
6. Арбузов Н.С., Дидковская А.С., Лурье М.В. Защита трубопроводов морских нефтеналивных терминалов от гидравлического удара с помощью береговой компенсаторной емкости // Наука и технологии трубопроводного транспорта нефти и нефтепродуктов. -2012. -№8. – С.33-35.
7. Беккер, Л.М. Расчет оптимального режима работы нефтепровода, оборудованного частотно-регулируемым приводом // Наука и технологии трубопроводного транспорта нефти и нефтепродуктов. – 2013. – №3. – С. 27-33
8. Благоев Э. Е., Ивницкий Б. Я. Дроссельно-регулирующая арматура ТЭС и АЭС. - М.: Энергоатомиздат, 1990. - 288 с

9. Богданов Е.П., Рикконен С.В. Гидромеханический момент сопротивления регулирующей заслонки магистрального нефтепровода // Известия Томского политехнического университета. -2013. -№ 2. – С.143-146.
10. Богданов Е.П., Рикконен С.В., Киселев А.В. Переходные процессы движения открывающейся заслонки системы автоматизированного регулирования давления в процессе пуска магистрального насосного агрегата // Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ». -2013. -№2. -С.1-9.
11. Богданов Е.П., Рикконен С.В. Расчет гидромеханических характеристик задвижки магистрального трубопровода // Известия Томского политехнического университета. -2013. –Т.323 №2. – С.147-151.
12. Бунчук В.А. Транспорт и хранение нефти, нефтепродуктов и газа. М.: «Недра», 1977. – 366с.
13. Васильев Г.Г., Коробков Г.Е., Коршак А.А., и др. Трубопроводный транспорт нефти / Под редакцией Вайнштока С.М.: Учеб. для вузов. – М.: ООО «Недра-Бизнесцентр», 2002. – Т.1. – 407с.
14. Владимиров А.И., Кершенбаум В.Я. Промышленная безопасность и надёжность магистральных трубопроводов. – М.: Национальный институт нефти и газа, 2009. – 696с.
15. ВР: Потребление газа в Европе в 2011 году снизилось на 9.9% // Вокруг газа. 2012: [Электронный ресурс]. URL: <http://www.trubagaz.ru/issue-of-the-day/bp-potreblenie-gaza-v-evrope-v-2011-godu-snizilos-na-99/>
16. Вязунов Е.В., Бархатов А.Ф. Быстродействие системы регулирования давления насосной станции при заданной скорости хода регулирующего элемента // Нефтегазовое дело: электронный научный журнал. -2014. - №2 С. 65-79.
17. Гришин А.П., Гришин В.А. Коэффициент полезного действия частотно-регулируемого электронасоса // Автоматизация и информатизация электрифицированного сельскохозяйственного производства: Научные труды. Том 89. М:ВИЭСХ, -2004. С. 118-127.

- 18.Гузеев Б.В., Хакимьянов М.И. Современные промышленные высоковольтные преобразователи частоты для регулирования асинхронных и синхронных двигателей // Электронный научный журнал «Нефтегазовое дело». -2011. -№ 3. – С.441-450.
- 19.Гумеров А.Г., Гумеров Р.С., Акребин А.М. Эксплуатация оборудования нефтеперекачивающих станций. – М.: ООО «Недра-Бизнесцентр», 2001. -475с.
- 20.Гумеров А.Г., Гумеров Р.С., Гумеров К .М . Безопасность длительно эксплуатируемых магистральных нефтепроводов. -М.: ООО «Недра-Бизнесцентр», 2003. - 310 с.
- 21.Гуревич Д.Ф. Расчет и конструирование трубопроводной арматуры. - Л.: Машиностроение, 1969. - 886 с.
- 22.Гуревич Д.Ф., Заринский О.Н., Косых С.И. и др. Трубопроводная арматура с автоматическим управлением: Справочник. –Л.: Машиностроение, 1982. – 320с.
- 23.Денейко С.В. Обеспечение надежности систем трубопроводного транспорта нефти и газа. –М.: Издательство «Техника», ТУМА ГРУПП, 2011. -176с.
- 24.Зайцев Л.А., Ясинский Г.С. Регулирование режимов магистральных нефтепроводов. М.:Недра, 1980. - 187 с.
- 25.Изерман Р. Цифровые системы управления/ Пер. с англ.–М.: Мир, 1984. – 541с.
- 26.Исакович Р.Я., Логинов В.И., Попадько В.Е. Автоматизация производственных процессов нефтяной и газовой промышленности: учебник для вузов. – М.: Недра, 1983. - 424с.
- 27.Ковардаков А.В. Лукманов М.Р., Ширяев А.М. Влияние параметров технологического процесса перекачки на величину возможных отклонений давления при установившемся режиме // Наука и технологии трубопроводного транспорта нефти и нефтепродуктов. – 2011. – №3. – С.46- 49

- 28.Ковела І.М., Вітер О.С., Яцук Ю.В. Імітаційні моделі автоматичних систем регулювання з широтно-імпульсною модуляцією // Теплоенергетика. Інженерія довкілля. Автоматизація: Вісник НУ "ЛП". – 2010. – №677. -С.113-121
- 29.Кологривов М.М. Інфраструктура і режими експлуатації систем газонафто транспорту: Навчальний посібник / Під ред. В.В. Притули. – Одеса: Видавничий центр ОДАХ, 2009. – 60 с.
- 30.Комягин А.Ф. Автоматизация производственных процессов газонефтепроводов.- М. : Недра, 1973. - 336 с.
- 31.Коннова Г.В. Оборудование транспорта и хранения нефти и газа: учеб. пособие для вузов. – Ростов н/Д.:Феникс, 2006. – 128с.
- 32.Корж В.В., Сальников А.В. Эксплуатация и ремонт оборудования насосных и компрессорных станций: учеб. пособие. -Ухта: УГТУ, 2010. -184с.
- 33.Косминський І.В., Мотуз І.К., Галанджій Л.Є.. Використання регулюючих поворотних заслінок в технологічних процесах харчових виробництв. Харчова промисловість.-К.: Урожай, -1991. -№37. -С.68-71.
- 34.Котелевский Ю.М., Мамонтов Г.В., Нисман Л.Н. и др. Современные конструкции трубопроводной арматуры для нефти и газа: Справочное пособие. – 2-е изд., -М.: Недра, 1976. – 496с.
- 35.Кравец А. М., Билык А. В., Неборак А. И., Коренькова Т. В. Экспериментальные характеристики гидротранспортной установки при управлении запорно-регулирующей арматурой // Збірник наукових праць XI Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених і спеціалістів «Електромеханічні та енергетичні системи, методи моделювання та оптимізації. ». – Кременчук, КрНУ, 2013. – С.110-111.
- 36.Кріль Б.А., Кріль С.О. Покращення характеристик систем імпульсного регулювання при застосуванні частотного приводу для електродвигачного виконавчого механізму // Збірник матеріалів XVIII

- Міжнародна конференція з автоматичного управління “Автоматика - 2011”. – Львів. – 2011.-С.400.
- 37.Кріль Б.А., Кріль С.О. Покращення якості регулювання під час застосування частотного приводу для електромоторного виконавчого механізму // Теплоенергетика. Інженерія довкілля. Автоматизація: Вісник НУ “ЛП”. – 2011. – №712. – С.156-159.
- 38.Кріль С.О Дослідження характеристик комплексу поворотна заслінка – виконавчий механізм // Збірник тез доповідей 4-ої науково-практичної конференції студентів і молодих вчених "Методи та засоби неруйнівного контролю промислового обладнання". – Івано-Франківськ. - 2013.-С.84-86.
- 39.Кріль С.О. Дослідження та моделювання комплексу поворотна заслінка – виконавчий механізм на магістральному нафтопроводі // Методи та прилади контролю якості. – Івано-Франківськ. – 2013.-С.84-88.
- 40.Кріль С.О. Застосування цифрових регуляторів у системі автоматичного регулювання тиску на нафтоперекачувальній станції //Вісник інженерної академії України. – Київ,-2015. - №1. –С.219-225.
- 41.Кріль С.О. Застосування частотнорегульованого приводу для покращення характеристик імпульсного регулятора // Збірник матеріалів I Всеукраїнської науково-практичної конференції молодих вчених, студентів та аспірантів “Автоматизація та комп’ютерно-інтегровані технології”. - Київ. - 2011. С.30-31.
- 42.Кріль С.О. Переваги застосування поворотної заслінки для регулювання витрат великих потоків // Теплоенергетика. Інженерія довкілля. Автоматизація: Вісник НУ “ЛП”. – 2014. – №792. – С.65-69.
- 43.Кріль С.О. Система автоматичного регулювання тиску на НПС з виконавчим механізмом із змінним часом повного ходу // Вісник НТУУ «КПІ». Інформатика, управління та обчислювальна техніка: Зб. наук. пр. – К.: Век+, – 2015. – № 62. – С.71-78.

- 44.Кріль С.О., Кріль Б.А., Кріль О.В. Дослідження впливу поворотної заслінки на гідродинамічний режим нафтопроводу // Збірка тез доповідей 4-ої міжнародної конференції "Electric power engineering&control systems 2013" (EPECS-2013). – Львів. – 2013.С.82-83.
- 45.Куликова Л.В., Андронов А.Л. Теоретические аспекты эффективности внедрения систем с частотно-регулируемым электроприводом // Ползуновский альманах. – 2004. – № 1. – С. 104-109.
- 46.Мазур И.И., Иванцов О.М. Безопасность трубопроводных систем. – М.: ИЦ «ЕЛИМА», 2004. – 1104с.
- 47.Механизмы исполнительные электрические однооборотные МЭО-92. Руководство по эксплуатации. ЯЛБИ.420136.007 РЭ.
- 48.Нечваль А.М. Проектирование и эксплуатация газонефтепроводов: учеб. пособие. – Уфа: ООО «ДизайнПолиграфСервис»,2001. – 166с.
- 49.Олссон Г.,Пиани Д. Цифровые системы автоматизации и управления.– СПб.: Невский Диалект, 2001. – 557с.
- 50.Панарин В.В., Зайцев Л.А. Автоматизированные системы управления в трубопроводном транспорте нефти. –М:Недра, 1986. – 255с.
- 51.Рахматуллин Ш.И. Кавитация в гидравлических системах магистральных нефтепроводов. М.: Недра. 1986. – 165с.
- 52.СОУ “Магістральні нафтопроводи. Автоматизація і телемеханізація. Загальні положення” 60.3-31570412.012:2005. - Київ, ВАТ «Укртранснафта», 2005. -70с.
- 53.Самоленков, С.В. Моделирование процесса пуска магистрального насосного агрегата на закрытую задвижку // Трубопроводный транспорт: теория и практика. – 2013. – № 2. –С.32-37
- 54.Самоленков С.В., Кабанов О.В. Исследование способов энергосбережения при транспорте нефти // Записки Горного института. – 2012. – Т. 195. – С. 81-84.

55. Твердохлеб, И.Б., Визенков Г.В., Бирюков А.И., Беккер Л.М. Нефтяные магистральные насосы: параллельное или последовательное включение на НПС // Наука и технологии трубопроводного транспорта нефти и нефтепродуктов. – 2011. – № 2. – С. 17-19.
56. Шабанов В.А., Хакимов Э.Ф., Шарипова С.Ф. Алгоритм оценки эффективности частотно-регулируемого электропривода магистральных насосов эксплуатируемых нефтепроводов по критерию снижения расхода электроэнергии // Электротехнические и информационные комплексы и системы. – 2013. - №2. – С.34-42.
57. Шабанов В. А., Хакимов Э. Ф., Шарипова С. Ф. Анализ коэффициента полезного действия магистральных насосов эксплуатируемых нефтепроводов при использовании частотно-регулируемого электропривода в функции регуляторов давления // Нефтегазовое дело: электронный научный журнал. -2013.- № 1. -С. 324–333.
58. Шабанов В.А., Бондаренко О.В. Целевые функции и критерии оптимизации перекачки нефти по нефтепроводам при частотно-регулируемом электроприводе магистральных насосов // Электронный научный журнал «Нефтегазовое дело». -2012. -№ 4 – С.10-17.
59. Шабанов В.А. Основы регулируемого электропривода основных механизмов бурения, добычи и транспорта нефти: учеб. пособие. – Уфа: Изд-во УГНТУ, 2009. – 156 с.
60. Шабанов В.А., Кабаргина О.В., Павлова З.Х. Оценка эффективности частотного регулирования магистральных насосов по эквивалентному коэффициенту полезного действия агрегатов // Нефтегазовое дело: электронный научный журнал. – 2011. – № 6. – С. 24–29.
61. Шабанов В.А., Кабаргина О.В., Павлова З.Х. Требования к ступени снижения частоты при частотном регулировании электроприводов магистральных насосов // Электронный научный журнал «Нефтегазовое дело». -2011. -№ 4. – С.14-19.

62. Шабанов В.А., Павлова З.Х., Калимгулов А.Р. О влиянии частотно-регулируемого электропривода магистральных насосов на цикличность нагружения трубопровода // Нефтегазовое дело: электронный научный журнал. – 2012. – № 5. – С. 23–30
63. Шагиев Р.Г., Верушин А.Ю. Моделирование гидравлических ударов в трубопроводах морских нефтеотгрузочных терминалов // Проблемы сбора, подготовки и транспорта нефти и нефтепродуктов. – 2009.- №3. – С.34-41
64. Шаммазов А.М., Александров В.Н., Гольянов А.И. и др. Проектирование и эксплуатация насосных и компрессорных станций: учеб. для вузов. – М.: ООО «Недра-Бизнесцентр», 2003. – 404с.
65. Шински Ф. Системы автоматического регулирования химико-технологических процессов. Пер. с англ. под ред. Н. И. Гельперина. – М.: Химия, 1974. – 336с.
66. Altivar 71: variable speed drives for synchronous and asynchronous motors. Programming guide, 2010. – 306p.
67. Ansari M., Davari A. Numerical analysis of pipeline equipment effect on water hammer using characteristic method // Proceeding of 4th ASME_JSME Joint fluids Engineering Conference. – 2003. – 6p.
68. Astrom K., Hagglund T. Advanced PID Control. –ISA – The instrumentation, systems and automation society. - 2006. – 460p.
69. Astrom K., Hagglund T.. PID Controllers, 2nd ed. -Instrument Society of America, 1995. – 343p.
70. Bergant A. Simpson A. Tijsseling A. Water hammer with column separation: A historical review. // Journal of fluids and Structures. – 2006. - №22. – p.135-171.
71. Fadali S., Visioliv A. Digital control engineering: analysis and design. 2nd ed. -New York: Elsevier, 2013. -582p.
72. Hummer G., Halter G., Grossl M. Calculated and measured flow conductance for butterfly valves // Vaccum. vol.49. -1990. p.2126-2128.

73. Johnson M., Moradi M. PID Control New Identification and Design Methods. London: Springer, 2005. – 543p.
74. Kimuro T., Tanaka T., Fujimoto K., Ogawa K. Hydrodynamic characteristics of a butterfly valve – prediction of pressure loss characteristics // ISA Transactions. – 1995. - №34. – p.319-326
75. Kril S., Fedoryshyn R., Kri O., Pistun Y.. Investigation of Functional Diagrams of Step PID Controllers for Electric Actuators // Procedia Engineering. –2015. –№100. – P.1338–1347
76. Landau I., Zito G. Digital control systems: design, identification and implementation. – London: Springer, 2006. – 479p.
77. Lurie M.V. Modeling of oil product and gas pipeline transportation. – Weinheim: Willey-Blackwell, 2008. - 214p.
78. Miesner T.O., Leffler W.L. Oil and gas pipelines in nontechnical language. – Tulsa: PennWell, 2006. -357p.
79. Moudgalya K. Digital Control. –Chichester: Wiley, 2007 – 543p.
80. Shashi Menon E. Working guide to pumps and pumping stations. Calculation and simulation. -Burlington: Gulf Professional Publishing, 2010. -283p.
81. Shaw J.A. The PID control algorithm. How it works, how to tune it, and how to use it. 2nd ed. Process Control Solutions, 2003. – 63p.
82. Siemens Simatic “Standard PID-Control”. User Manual.
83. Szilas A.P. Production and transport of oil and gas. Part B: Gathering and transportation. 2nd edition. –Budapest, 1986. -353p
84. Tullis, J.P. Hydraulics of pipelines: pumps, valves, cavitation, transients. – New York: Wiley, 1989. – 266 p
85. Tverdohleb I., Vizenkov G., Biryukov A. Oil pipeline from Siberia to the sea. – World pumps. – 2012 May.- p.26-27
86. Unity Pro: program languages and structure. Reference Manual, 2012. – 722p.
87. Vilanova R., Visioli A. PID control in the third millennium. Lessons learned and new approaches. –London: Springer, 2012. – 59p.

88. Wang W., Gong J. Controlling surge due to accidental shutoff fast closing valve at terminal station of an oil pipeline // Society of Petroleum Engineers. – 2006. -100914 -7p.
89. William C.L. Standard handbook of petroleum and natural gas engineering. 3rd edition. - Kidlington: Gulf Professional Publishing, 2016. -1807p.
90. Wilson K.C., Addie G.R., Sellgren F. Slurry Transport Using Centrifugal Pumps. – Springer Science, 2006. – 441 p.

ДОДАТКИ



ПУБЛІЧНЕ АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО «УКРТРАНСНАФТА»
Філія «МАГІСТРАЛЬНІ НАФТОПРОВОДИ «ДРУЖБА»

“ЗАТВЕРДЖУЮ”

Головний інженер Філії

“Магістральні нафтопроводи
“Дружба” ПАТ “Укртранснафта”



С.Р. Яновський
Яновський 2014 р.

АКТ

про впровадження у філії “Магістральні нафтопроводи “Дружба” ПАТ “Укртранснафта” результатів дисертаційної роботи Кріля С.О. за темою “Автоматизація процесу керування гідродинамічним режимом магістрального нафтопроводу”

Даним актом підтверджуємо, що на НПС (нафтоперекачувальній станції) “Плещівка-2”, яка входить до складу філії “Магістральні нафтопроводи “Дружба” ПАТ “Укртранснафта”, у квітні 2013 року впроваджено систему автоматичного регулювання тиску, у якій застосовано наукові результати, отримані під час виконання дисертаційної роботи Кріля С.О. за темою “Автоматизація процесу керування гідродинамічним режимом магістрального нафтопроводу”, а саме: структура та реалізація регулятора тиску, метод зміни швидкості переміщення регулюючого органу, модель поворотної заслінки, алгоритм наближення динамічних характеристик поворотної заслінки до лінійних.

Впроваджена система забезпечила вищу швидкодію ніж попередня пневматична, можливість регулювання при будь-яких існуючих збуреннях і у всьому діапазоні переміщень поворотної заслінки та дозволила демонтувати компресорну станцію стиснутого повітря сумарною споживаною потужністю 37 кВт. Впровадження даної системи дозволило зменшити кількість аварійних зупинок станції.

Начальник відділу автоматики,
телемеханіки та обчислюваної техніки

Рабешко Ю.В.



ПУБЛІЧНЕ АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО «УКРТРАНСНАФТА»
Філія «МАГІСТРАЛЬНІ НАФТОПРОВІДИ «ДРУЖБА»

“ЗАТВЕРДЖУЮ”



Головний інженер Філії
“Магістральні нафтопроводи
“Дружба” ПАТ “Укртранснафта”

С.Р. Яновський
_____ 2014 р.

АКТ

про впровадження у філії “Магістральні нафтопроводи “Дружба” ПАТ “Укртранснафта” результатів дисертаційної роботи Кріля С.О. за темою “Автоматизація процесу керування гідродинамічним режимом магістрального нафтопроводу”

Даним актом підтверджуємо, що на НПС (нафтоперекачувальній станції) “Новини-П”, яка входить до складу філії “Магістральні нафтопроводи “Дружба” ПАТ “Укртранснафта”, у лютому 2013 року впроваджено систему автоматичного регулювання тиску, у якій застосовано наукові результати, отримані під час виконання дисертаційної роботи Кріля С.О. за темою “Автоматизація процесу керування гідродинамічним режимом магістрального нафтопроводу”, а саме: структура та реалізація регулятора тиску, метод зміни швидкості переміщення регулюючого органу, модель поворотної заслінки, алгоритм наближення динамічних характеристик поворотної заслінки до лінійних.

Впроваджена система забезпечила вищу швидкодію ніж попередня пневматична, можливість регулювання при будь-яких існуючих збуреннях і у всьому діапазоні переміщень поворотної заслінки та дозволила демонтувати компресорну станцію стиснутого повітря сумарною споживаною потужністю 37 кВт. Впровадження даної системи дозволило зменшити кількість аварійних зупинок станції.

Начальник відділу автоматики,
телемеханіки та обчислюваної техніки

Рабешко Ю.В.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Наукові праці, в яких опубліковано основні наукові результати дисертації:

1. Kril S., Fedoryshyn R., Kri O., Pistun Y.. Investigation of Functional Diagrams of Step PID Controllers for Electric Actuators // *Procedia Engineering*. –2015. – №100. – P.1338–1347
2. Кріль Б.А., Кріль С.О. Покращення якості регулювання під час застосування частотного приводу для електромоторного виконавчого механізму // *Теплоенергетика. Інженерія довкілля. Автоматизація: Вісник НУ “ЛП”*. – 2011. – №712. – С.156-159.
3. Кріль С.О. Дослідження та моделювання комплексу поворотна заслінка – виконавчий механізм на магістральному нафтопроводі // *Методи та прилади контролю якості*. – Івано-Франківськ. – 2013. – С.84-88.
4. Кріль С.О. Переваги застосування поворотної заслінки для регулювання витрат великих потоків // *Теплоенергетика. Інженерія довкілля. Автоматизація: Вісник НУ “ЛП”*. – 2014. – №792. – С.65-69.
5. Кріль С.О. Застосування цифрових регуляторів у системі автоматичного регулювання тиску на нафтоперекачувальній станції // *Вісник інженерної академії*. –Київ. –2015. – №1 –С.218-224.
6. Кріль С.О. Система автоматичного регулювання тиску на НПС з виконавчим механізмом із змінним часом повного ходу // *Вісник НТУУ «КПІ». Інформатика, управління та обчислювальна техніка: Зб. наук. пр.* – К.: Век+, – 2015. – № 62. – С.71-78.

Опубліковані праці апробаційного характеру:

7. Кріль С.О. Застосування частотнорегульованого приводу для покращення характеристик імпульсного регулятора // *Збірник матеріалів I Всеукраїнської науково-практичної конференції молодих вчених, студентів та аспірантів “Автоматизація та комп’ютерно-інтегровані технології”*. - Київ. - 2011. – С.30-31.
8. Кріль Б.А., Кріль С.О. Покращення характеристик систем імпульсного регулювання при застосуванні частотного приводу для електромоторного виконавчого механізму // *Збірник матеріалів XVIII Міжнародна конференція з автоматичного управління “Автоматика - 2011”*. – Львів. – 2011. – С.400.
9. Кріль С.О. Дослідження характеристик комплексу поворотна заслінка – виконавчий механізм // *Збірник тез доповідей 4-ої науково-практичної конференції студентів і молодих вчених "Методи та засоби неруйнівного контролю промислового обладнання"*. – Івано-Франківськ. - 2013. – С.84-86.
10. Кріль С.О., Кріль Б.А., Кріль О.В. Дослідження впливу поворотної заслінки на гідродинамічний режим нафтопроводу // *Збірка тез доповідей 4-ої міжнародної конференції "Electric power engineering&control systems 2013" (EPESCS-2013)*. – Львів. – 2013. – С.82-83.