

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу
Міністерство освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Слободян Назар Богданович

УДК 622.691.4

ДИСЕРТАЦІЯ


**УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ ТА ЗАХОДІВ ПІДВИЩЕННЯ
ГІДРАВЛІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ МАГІСТРАЛЬНИХ ГАЗОПРОВОДІВ**

05.15.13 – трубопровідний транспорт, нафтогазосховища

18. Виробництво та 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


_____ Н.Б. Слободян

Науковий керівник

Грудз Володимир Ярославович, доктор технічних наук,
професор

Івано-Франківськ – 2021

АНОТАЦІЯ

Слободян Н.Б. Удосконалення методів та заходів підвищення гідравлічної ефективності магістральних газопроводів. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.15.13 «Трубопровідний транспорт, нафтогазосховища». – Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу МОН України, Івано-Франківськ, 2021.

Дисертаційна робота присвячена удосконаленню методів та заходів підвищення гідравлічної ефективності магістральних газопроводів і газотранспортних систем з врахуванням фізичних властивостей відкладень в порожнині труб при плануванні та оптимізації процесу очищення. Отримані результати дають можливість підвищити коефіцієнт гідравлічної ефективності та забезпечити високу ступінь очисток діючих магістральних газопроводів.

Розглянуто роль Оператора ГТС України в енергетичному секторі та здійснено аналіз ефективності магістральних газопроводів та газотранспортної системи. Ефект від експлуатації ГТС визначається прибутком газотранспортного підприємства за рахунок різниці в цінах газу на початку і в кінці трубопроводу. Збільшення обсягів перекачування газу призведе до зростання прибутку підприємства, тому підвищення гідравлічної ефективності здійснювалося з метою збільшення пропускної здатності. У час обмеження об'ємів перекачування збільшення прибутку підприємства можливе лише за рахунок зменшення затрат на транспорт, тобто зниження енергоефективності.

Для визначення коефіцієнта гідравлічної ефективності використана методика, що базувалась на математичних моделях стаціонарного руху газу в трубах. Розрахунки виконувались на основі вихідних даних, що відповідають стаціонарним режимам роботи газопроводу з врахуванням критерію нестаціонарності.

Запропоновано методи створення технологічної моделі, яка адекватно описує процес очищення порожнини газопроводу, зроблено аналіз існуючих статистичних моделей. Досліджується вплив температури ґрунту в різні періоди роботи, створено математичну модель гідравлічної ефективності для систем магістральних газопроводів. Доведено, що температура є критерієм внутрішньої енергії газового потоку, тиск і швидкісний напір – критерієм механічної, а коефіцієнт ефективності роботи газопроводів вказує на зниження енергоємності замкнутої системи внаслідок перетворення механічної енергії газового потоку в теплову. На основі статистичних даних побудовані залежності ефективності газопроводів і газотранспортних систем від часу експлуатації.

Запропоновано метод і розроблено алгоритм розрахунку коефіцієнту гідравлічної ефективності окремих ділянок складної газотранспортної системи. Аналізуючи рівняння стаціонарної течії газу в газопроводі шляхом нескладних перетворень одержано залежності, що зв'язують коефіцієнт гідравлічної ефективності системи в цілому з коефіцієнтами гідравлічної ефективності окремих її ділянок при паралельному і послідовному з'єднанні. Отримано рекурентні формули, які дозволяють визначити коефіцієнт гідравлічної ефективності довільної складної газотранспортної системи в умовах квазістаціонарного режиму, якщо відомі коефіцієнти гідравлічної ефективності кожної з її ділянок. В умовах неповного завантаження системи виникає можливість періодичного відключення окремих паралельних ділянок, міняючи конфігурацію системи. Змінюючи конфігурацію системи, можна отримати ряд таких рівнянь, в яких відомими будуть коефіцієнти гідравлічної ефективності ГТС різних конфігурацій, що дозволить визначити коефіцієнти гідравлічної ефективності окремих ділянок.

Ефективною в умовах неповного завантаження є також обернена задача, яка полягає в формуванні такої конфігурації ГТС, при якій гідравлічна ефективність буде максимальною, адже ряд ділянок з низькою ефективністю можна відключити.

Розроблено алгоритм і складено програму розрахунків технологічних процесів транспортування газу, які дозволяють оптимізувати температурний і гідравлічний режими з точки зору мінімуму енергетичних затрат на перекачування газу. Встановлено, що збільшення глибини охолодження газу призводить до зменшення енерговитрат при транспортуванні природного газу.

Результати проведених досліджень дозволили встановити, що неврахування інерційних та дисипативних втрат енергії при визначенні ККД лінійної ділянки газотранспортної системи призводить до похибки в залежності від критерію нестационарності. Зростання критерію нестационарності викликає збільшення обсягу роботи сил інерції в газовому потоці, що призводить до зниження величини відносного ККД газопроводу.

У роботі досліджено вплив властивостей рідини, що знаходиться в порожнині газопроводу на параметри оптимального режиму очистки. Розрахунки проводились на основі розв'язку задачі руху твердого тіла при витисненні неньютонівської рідини на початкових ділянках траси. Нерівномірність розподілу швидкостей по перерізу труби в області рідинної фази при витисненні її з трубопроводу твердим тілом, зумовлює виникнення зон підвищеного тиску в пристінному шарі рідини і пониженого в осьовому. Внаслідок цього виникають умови деформацій ущільнюючих елементів очисного пристрою і перетоку рідини в запоршневий простір. Збільшення ступеня нерівномірності розподілу швидкостей рідини по перерізу труби в області рідинної пробки зумовлює більший об'єм перетоків, що знижує ефективність очистки. Тому виникає необхідність враховувати властивості рідинних скупчень в процесі планування режиму очистки.

В результаті проведених досліджень було виявлено, що для знаходження оптимальної швидкості очисного пристрою при витисненні неньютонівської рідини потрібно використовувати поправочний коефіцієнт, який враховує реологічні властивості рідини. Для визначення коефіцієнта проводились дослідження процесу витиснення ньютонівської і неньютонівської рідини за допомогою математичної моделі при різних значеннях ступеня неньютонівської

поведінки і різних значеннях відношення міри консистентності і в'язкості, а також різних відносних об'ємах рідини в трубопроводі. Обробка даних методами регресивного аналізу дала змогу одержати формулу для його визначення.

Для підвищення ефективності очищення газопроводу з пересіченим профілем траси доцільно регулювати швидкість руху поршня. На висхідних і рівнинних ділянках траси підтримувати високу швидкість руху пристрою, а на низхідних її знижувати. Для гальмування руху поршня на низхідних ділянках магістральних газопроводів запропоновано змінювати технологічну схему лінійної частини. Для зміни технологічної схеми пропонується застосовувати підключення лупінгу, який споруджується в основному для забезпечення надійності експлуатації. Його під'єднання до магістралі в момент, коли поршень перейде на низхідну ділянку, дозволить частину газу перепустити по лупінгу, що зменшить лінійні швидкості руху в магістралі і призведе до гальмування руху поршня.

В результаті досліджень отримано рівняння для знаходження співвідношення масових витрат газу в магістральному газопроводі до і після під'єднання лупінга. Побудовано математичну модель процесу на основі реалізації якої встановлено закономірності руху очисного пристрою при зміні технологічної схеми лінійної частини газопроводу. Здійснено оцінку зміни швидкості руху очисного пристрою при зміні технологічної схеми магістрального газопроводу. На основі проведених розрахунків побудовано графічні залежності відносної швидкості поршня від технологічних параметрів та технічних характеристик магістрального трубопроводу. Досліджено, що зменшення початкового і збільшення кінцевого тисків, а також збільшення перепаду тисків на рухомій границі призводить до покращення умов гальмування. Встановлено, що найбільший вплив на ступінь зниження швидкості руху поршня має довжина лупінга.

Запропоновано алгоритм підвищення ефективності очищення трубопроводу, що базується на зменшенні перетоків через рухому границю при витисненні рідини з трубопроводу очисним поршнем шляхом аерації рідинних

забруднень. Очевидно, щоб зробити очищення більш ефективним, слід знизити різницю тисків до і після гідроудару, не знижуючи при цьому швидкості руху поршня. З метою зменшення величини перетікання через рухому границю під час витіснення рідини з трубопроводу поршнем необхідно зменшити модуль пружності рідини. Для цього пропонується насичувати рідину газом до утворення гомогенного двофазного середовища. Практична реалізація способу вимагає визначення раціонального газонасичення рідинних супчень і вибору шляху його практичної реалізації.

Величиною, що кількісно визначає об'єм перитікання у просторі за поршнем, є ступінь підвищення тиску в рідинній області, що виникає на границі з поршнем. Досліджено вплив газового вмісту рідинної пробки на величину перетоків у просторі за поршнем. Побудовано математичну модель процесу, на основі реалізації якої встановлено закономірності коливання тиску в газорідинному середовищі. Встановлено, що чим більше газонасичення рідинної пробки, тим менший градієнт тиску, і отже, менший тиск на очисний поршень чинить рідинна пробка. З плином часу тиск у рідинній області зростає. Це викликано постійним прискоренням поршня і нестисненням рідкої фази. Зі збільшенням газонасичення в рідкій фазі зростання тиску на поршень сповільнюється.

У дисертаційній роботі розглядаються техніко-економічні аспекти підвищення гідравлічної ефективності трубопровідного транспорту. Гідравлічна ефективність газотранспортних систем прямо відображає їхню економічну ефективність та доцільність, а також процес «старіння» магістральних газопроводів з плином часу. Процес очищення газотранспортних систем за допомогою очисних поршнів є технологічно складним і дороговартісним. Тому при його плануванні необхідно створити всі умови, які б забезпечували максимальну ефективність очищення та були економічно вигідними. Збільшуючи кількість очисток газотранспортних систем зростає їхня гідравлічна ефективність, що призводить до збільшення прибутку газотранспортних організацій. Внаслідок цього збільшуються витрати на проведення очисток, що призводить до

зменшення прибутку даних підприємств. Отже, кількість очисток газопроводів та газотранспортних систем повинна дорівнювати оптимальному числу очисток за певний період часу.

Основним показником ефективності роботи є оптимальна періодичність очистки газотранспортної системи, яка залежить від критерію оптимальності, екстремум якого задовольняє умовам проведення періодичних пропусків очисних засобів з метою підвищення гідравлічної ефективності. Тому в якості критерію оптимальності прийнято загальний прибуток підприємства з врахуванням затрат на проведення очисток. Функція мети представлена у вигляді алгебраїчної суми прибутку від реалізації газу з врахуванням затрат на транспорт, в т.ч. затрат на проведення очисток. Отриманий таким чином розв'язок рівняння є оптимальною періодичністю профілактичних очисток газотранспортної системи. Для оптимізації періодичності очистки газотранспортних систем побудовано математичну модель процесу, на основі реалізації якої отримано трансцендентне рівняння для знаходження оптимального числа профілактичних очисток з метою забезпечення максимального значення гідравлічної ефективності. Запропоновано графоаналітичний метод для його розв'язку. На основі одержаних розрахункових результатів можуть приймаються командні рішення про кількість профілактичних очисток за рік.

Ключові слова: гідравлічна ефективність, газопроводи, очисний поршень, рідинні скупчення, неньютонівська рідина, регулювання швидкості, лупінг, гідроудар, газонасичення, оптимальна періодичність.

ABSTRACT

Slobodian N.B. Methods and measures improvement to increase main gas pipelines hydraulic efficiency. – Manuscript.

Thesis for the degree of candidate of technical sciences (PhD) in the specialty 05.15.13 «Pipeline transportation, oil and gas storages». – Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas Ministry of Education and Science of Ukraine, Ivano-Frankivsk, 2021.

The dissertation is devoted to the improvement of methods and measures to increase the hydraulic efficiency of main gas pipelines and gas transmission systems, taking into account the physical properties of deposits in the pipe cavity when planning and optimizing the cleaning process. The obtained results make it possible to increase the coefficient of hydraulic efficiency and ensure a high degree of cleaning of existing main gas pipelines.

The role Transmission System Operator of Ukraine (TSO UA) in the energy sector is considered and the analysis of the efficiency of the main gas pipelines and the gas transmission system is carried out. The effect of the operation TSO is determined by the profit of the gas transmission company due to the difference in gas prices at the beginning and end of the pipeline. Increasing the volume of gas pumping will increase the company's profits, so the increase in hydraulic efficiency was carried out in order to increase capacity. When pumping is limited, an increase in the company's profit is possible only by reducing transport costs, ie reducing energy efficiency.

To determine the coefficient of hydraulic efficiency, a method based on mathematical models of stationary gas motion in pipes was used. The calculations were performed on the basis of initial data corresponding to the stationary modes of operation of the gas pipeline, taking into account the criterion of non-stationarity.

Methods of creating a technological model that adequately describes the process of cleaning the gas pipeline cavity are proposed, the analysis of existing statistical models is made. The influence of soil temperature in different periods of work is investigated, the mathematical model of hydraulic efficiency for systems of the main

gas pipelines is created. It is proved that temperature is a criterion of internal energy of gas flow, pressure and velocity pressure - criterion of mechanical, and the coefficient of efficiency of gas pipelines indicates a decrease in energy consumption of a closed system due to conversion of mechanical energy of gas flow into heat. Based on statistical data, the dependences of the efficiency of gas pipelines and gas transmission systems on the operation time are constructed.

A method is proposed and an algorithm for calculating the coefficient of hydraulic efficiency of individual sections of a complex gas transmission system is developed. Analyzing the equations of steady flow of gas in the pipeline by simple transformations, the dependences are obtained, which connect the coefficient of hydraulic efficiency of the system as a whole with the coefficients of hydraulic efficiency of its separate sections at parallel and series connection. Recurrent formulas are obtained that allow to determine the coefficient of hydraulic efficiency of an arbitrary complex gas transmission system in the conditions of quasi-stationary regime, if the coefficients of hydraulic efficiency of each of its sections are known. In the conditions of incomplete loading of system there is a possibility of periodic shutdown of separate parallel sites, changing a system configuration. By changing the configuration of the system, you can get a number of equations in which the coefficients of hydraulic efficiency TSO of different configurations will be known, which will determine the coefficients of hydraulic efficiency of individual sections.

Effective in the conditions of partial loading is also the inverse problem, which consists in the formation of such a configuration TSO, in which the hydraulic efficiency will be maximum, because a number of areas with low efficiency can be disabled.

The algorithm is developed and the program of calculations of technological processes of gas transportation which allow to optimize temperature and hydraulic modes from the point of view of a minimum of energy expenses for gas pumping is made. It is established that increasing the depth of gas cooling leads to a decrease in energy consumption during the transportation of natural gas.

The results of the research allowed to establish that the disregard of inertial and dissipative energy losses in determining the efficiency of the linear section of the gas transmission system leads to an error depending on the criterion of nonstationarity. An increase in the criterion of nonstationarity causes an increase in the volume of inertia forces in the gas flow, which leads to a decrease in the relative efficiency of the pipeline.

The influence of the properties of the liquid in the gas pipeline cavity on the parameters of the optimal purification mode is investigated. The calculations were performed on the basis of the solution of the problem of motion of a solid body during the displacement of a non-Newtonian fluid in the initial sections of the route. Uneven distribution of velocities in the cross section of the pipe in the liquid phase when displacing it from the pipeline by a solid body, causes zones of high pressure in the near-wall layer of liquid and low in the axial. As a result, there are conditions of deformation of the sealing elements of the cleaning device and the flow of liquid into the clogging space. Increasing the degree of uneven distribution of fluid velocities in the cross section of the pipe in the area of the liquid plug causes a greater volume of flows, which reduces the cleaning efficiency. Therefore, there is a need to take into account the properties of liquid accumulations in the process of planning the cleaning regime.

As a result of the conducted researches it was found out that for finding of optimum speed of the clearing device at displacement of non-Newtonian liquid it is necessary to use the correction factor which considers rheological properties of liquid. To determine the coefficient, studies of the process of displacement of Newtonian and non-Newtonian fluid using a mathematical model at different values of the degree of non-Newtonian behavior and different values of the ratio of consistency and viscosity, as well as different relative volumes of fluid in the pipeline. Processing of data by regression analysis methods allowed to obtain a formula for its determination.

To increase the efficiency of cleaning the gas pipeline with a crossed profile of the route, it is advisable to adjust the speed of the piston. On the ascending and flat sections of the route to maintain a high speed of the device, and on the descending to reduce it. To slow down the movement of the piston on the descending sections of the

main gas pipelines, it is proposed to change the technological scheme of the linear part. To change the technological scheme, it is proposed to use a loop connection, which is built mainly to ensure reliable operation. Connecting it to the line when the piston moves to the downhill section will allow some of the gas to pass through the loop, which will reduce the linear velocities in the line and will slow down the movement of the piston.

As a result of the research, an equation was obtained to find the ratio of the mass flow of gas in the main gas pipeline before and after the loop connection. A mathematical model of the process is built on the basis of the implementation of which the regularities of the treatment device movement when changing the technological scheme of the linear part of the gas pipeline are established. The estimation of change of speed of movement of the clearing device at change of the technological scheme of the main gas pipeline is carried out. Based on the calculations, the graphical dependences of the relative speed of the piston on the technological parameters and technical characteristics of the main pipeline are constructed. It is investigated that a decrease in the initial and an increase in the final pressure, as well as an increase in the pressure drop at the moving boundary leads to an improvement in the braking conditions. It is established that the looping length has the greatest influence on the degree of reduction of the piston speed.

An algorithm for increasing the efficiency of pipeline cleaning is proposed, which is based on the reduction of flows through the moving boundary when expelling liquid from the pipeline by a cleaning piston by aeration of liquid contaminants. Obviously, to make cleaning more efficient, it is necessary to reduce the pressure difference before and after the hydraulic shock, without reducing the speed of the piston. In order to reduce the amount of flow through the moving boundary during the displacement of fluid from the pipeline by the piston, it is necessary to reduce the modulus of elasticity of the fluid. To do this, it is proposed to saturate the liquid with gas to form a homogeneous two-phase medium. The practical implementation of the method requires the determination of rational gas saturation of liquid sulphides and the choice of the path of its practical implementation.

The quantity that quantifies the amount of peritoneum in the space behind the piston is the degree of pressure increase in the fluid region that occurs at the interface with the piston. The influence of the gas content of the liquid plug on the amount of flows in the space behind the piston is investigated. A mathematical model of the process is built, on the basis of the realization of which the regularities of pressure fluctuations in a gas - liquid medium are established. It was found that the greater the gas saturation of the liquid plug, the smaller the pressure gradient, and therefore, the lower the pressure on the cleaning piston exerts the liquid plug. Over time, the pressure in the fluid region increases. This is caused by the constant acceleration of the piston and the non-compression of the liquid phase. With increasing gas saturation in the liquid phase, the increase in pressure on the piston slows down.

The dissertation considers technical and economic aspects of increasing the hydraulic efficiency of pipeline transport. The hydraulic efficiency of gas transmission systems directly reflects their economic efficiency and feasibility, as well as the process of "aging" of main gas pipelines over time. The process of cleaning gas transmission systems with the help of cleaning pistons is technologically complex and expensive. Therefore, when planning it is necessary to create all the conditions that would ensure maximum cleaning efficiency and be cost-effective. Increasing the number of cleanings of gas transmission systems increases their hydraulic efficiency, which leads to an increase in profits of gas transmission organizations. As a result, the cost of cleaning increases, which leads to a decrease in profits of these enterprises. Therefore, the number of cleanings of gas pipelines and gas transmission systems should be equal to the optimal number of cleanings for a certain period of time.

The main indicator of efficiency is the optimal frequency of cleaning of the gas transmission system, which depends on the criterion of optimality, the extremum of which satisfies the conditions of periodic passes of cleaning agents in order to increase hydraulic efficiency. Therefore, the criterion of optimality is the total profit of the enterprise, taking into account the cost of cleaning. The goal function is presented in the form of an algebraic sum of the profit from the sale of gas less the cost of transport, including the cost of cleaning. The solution of the equation obtained in this way is the

optimal periodicity of preventive cleaning of the gas transmission system. To optimize the frequency of cleaning of gas transmission systems, a mathematical model of the process is built, based on the implementation of which a transcendental equation is obtained to find the optimal number of preventive cleanings in order to ensure the maximum value of hydraulic efficiency. A graphoanalytical method for its solution is proposed. Based on the obtained calculation results, team decisions can be made on the number of preventive cleanings per year.

Key words: hydraulic efficiency, gas pipelines, cleaning piston, liquid accumulations, non-Newtonian fluid, speed regulation, looping, hydraulic shock, gas saturation, optimal periodicity.

Список публікацій здобувача

1. Грудз В.Я., Слободян Н.Б. Підвищення ефективності очищення газопроводів від рідинних забруднень. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2019. № 2(71). С. 49-54. **(наукове фахове видання України)**
2. Грудз В.Я., Слободян Н.Б. Оптимальна періодичність очистки газотранспортних систем. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2019. № 4(73). С. 85-90. **(наукове фахове видання України)**
3. Грудз В.Я., Слободян Н.Б. Вплив фізичних властивостей рідин на процес очищення магістрального газопроводу від рідинних забруднень. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2020. № 1(74). С. 89-95. **(наукове фахове видання України)**
4. Грудз В.Я., Слободян Н.Б. Підвищення ефективності очистки газопроводів шляхом регулювання швидкості руху очисних пристроїв. Нафтогазова енергетика. 2020. № 1(33). С. 29-35. **(наукове фахове видання України)**
5. Грудз Я.В., Криль М.Я., Мельницька Л.І., Слободян Н.Б., Стефанишин С.Р. Прогнозування аварійних витоків з трубопровідних систем. Прикарпатський вісник НТШ. Число. 2017. №2(38). С. 261-266. **(наукове фахове видання України)**

6. Grudz V. Ya., Grudz Ya. V., Zapukhliak V. B., Chudyk I. I., Poberezhny L. Ya., Slobodyan N. B., Bodnar V. M. Optimal gas transport management taking into account reliability factor. Management Systems in Production Engineering. 2020. Vol. 28, Issue 3. P. 202-208. **(зарубіжне наукове фахове видання)**

7. Слободян Н.Б. Моделирование напряжено-деформованого стану систем складних переходів трубопроводів. Нафтогазова енергетика – 2017: тези доп. міжнар. наук.-техн. конф. (м. Івано-Франківськ, 15-19 трав. 2017 р.). Івано-Франківськ, 2017. С. 370-371.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ	16
ВСТУП	17
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ МАГІСТРАЛЬНИХ ГАЗОПРОВІДІВ І ГАЗОТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ	21
1.1 Газотранспортна система України та її роль в енергетичному секторі.....	22
1.2 Динаміка зміни ефективності газопроводів та газотранспортних систем	28
1.3 Статистичний аналіз процесу підвищення ефективності газопроводів	41
1.4 Постановка задач та конкретизація мети досліджень	50
РОЗДІЛ 2. ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРАВЛІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ СКЛАДНИХ ГАЗОТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ.....	52
2.1 Синтез гідравлічної ефективності складної ГТС.....	53
2.2 Вплив температурного режиму на гідравлічну ефективність ГТС	61
2.3 Гідравлічна ефективність в умовах нестационарності.....	68
Висновки до розділу 2.....	76
РОЗДІЛ 3. УДОСКОНАЛЕННЯ ЗАХОДІВ ПІДВИЩЕННЯ ГІДРАВЛІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ГТС	77
3.1 Дослідження впливу фізичних властивостей рідинних скупчень на процес підвищення гідравлічної ефективності	78
3.2 Підвищення гідравлічної ефективності шляхом регулювання руху очисних пристроїв.....	87
3.3 Підвищення ефективності очищення трубопровідного транспорту шляхом аерації рідинних скупчень	95
Висновки до розділу 3.....	103
РОЗДІЛ 4. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ АСПЕКТИ ПІДВИЩЕННЯ ГІДРАВЛІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ МАГІСТРАЛЬНИХ ГАЗОПРОВІДІВ	105
4.1 Оцінка ефективності очистки ділянок газопроводу	106
4.2 Оптимальна періодичність очистки газотранспортних систем	113
4.3 Результати розрахунків оптимальної періодичності очисток газотранспортних систем.....	118
Висновки до розділу 4.....	122
ВИСНОВКИ	123
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	125
ДОДАТОК А. СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ	134
ДОДАТОК Б. АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ..	135

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

ТОВ	– товариство з обмеженою відповідальністю;
ОГТСУ	– Оператор газотранспортної системи України;
ГТС	– газотранспортна система;
LNG	– скраплений природний газ;
CNG	– стиснений природний газ;
ПСГ	– підземне сховище газу;
ГРМ	– газорозподільні мережі;
КС	– компресорна станція;
КЦ	– компресорний цех;
ГПА	– газоперекачувальний агрегат;
ГРС	– газорозподільна станція;
АПО	– апарат повітряного охолодження.

ВСТУП

Актуальність теми. Газотранспортна система України містить 35 тисяч кілометрів лінійних ділянок газопроводів, термін експлуатації яких часто перевищує четверть століття. Внаслідок неефективного очищення і осушення газу перед транспортом і нераціональних режимів експлуатації систем газопостачання, коефіцієнт гідравлічної ефективності окремих ділянок системи знаходиться на низькому рівні. Це знижує пропускну спроможність системи, і, що особливо важливо в даний час, істотно підвищує витрати енергоносіїв на перекачування газу. У зв'язку з цим проблема підвищення ефективності газотранспортної системи України стає вельми актуальною.

Серед відомих і вживаних на практиці методів підвищення ефективності роботи газотранспортних систем найбільш ефективними і поширеними є методи очищення порожнини газопроводів із застосуванням очисних пристроїв. На теперішній час розроблено технічні засоби та технологію проведення процесу очистки. Однак, кожен газопровід, як об'єкт очистки, являє собою неповторний об'єкт, що вимагає індивідуального підходу до підвищення його ефективності. Слід мати на увазі різний характер розміщення рідинних скупчень по трасі і різноманітні їх властивості. Неврахування вказаних параметрів призведе до зниження ефективності очистки, що в свою чергу призведе до перевитрати енергоносіїв на транспортування газу. Тому в процесі оптимізації режимів очистки необхідно врахувати всі фактори, що мають вплив на підвищення ефективності. Це призведе до збільшення пропускну спроможності газопроводів та економії енергоресурсів на транспортування.

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

Дисертаційна робота носить науково-прикладний характер і входить в комплекс тематичних планів НАК «Нафтогаз України», спрямованих на підвищення надійності експлуатації та ефективності газотранспортного комплексу України, окреслених Національною програмою «Енергетична стратегія України на період до 2030 року».

Мета роботи полягає у вдосконаленні методів підвищення гідравлічної ефективності газопроводів і газотранспортних систем з врахуванням фізичних властивостей відкладень в порожнині труб при плануванні та оптимізації процесу очищення.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні **завдання**:

- провести статистичний аналіз ефективності діючих газопроводів та існуючих методів її підвищення;
- розробити і реалізувати математичну модель процесу витіснення неньютонівської рідини твердим тілом з порожнини газопроводу з метою оптимізації процесу очищення;
- розробити методологію та провести теоретичні дослідження підвищення ефективності очистки газопроводів шляхом регулювання швидкості руху очисних пристроїв;
- провести теоретичні та експериментальні дослідження підвищення ефективності витіснення очисним пристроєм рідини з газопроводу шляхом аерації рідинних скупчень;
- розробити методику оптимізації періодичності очистки газотранспортних систем.

Об'єктом дослідження є гідравлічна ефективність системи магістральних газопроводів і методи її підвищення.

Предметом дослідження є вдосконалення методів підвищення гідравлічної ефективності роботи магістральних газопроводів.

Методи дослідження. Математичне моделювання руху очисних пристроїв, теорії узагальнених функцій, згладжування та диференціювання експериментальних даних, статистичні методи обробки інформації, сучасні комп'ютерні технології та їх реалізація. Вірогідність отриманих висновків підтверджено результатами дослідів та статистичними даними із застосуванням швидких алгоритмів обробки даних.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в тому, що вперше:

- запропоновано критерій для оцінки впливу зміни енергії газового потоку на гідравлічну ефективність газопроводів та газотранспортних систем;
- побудовано математичну модель процесу витіснення неньютонівської рідини твердим тілом з газопроводу, на основі реалізації якої підтверджено вплив фізичних властивостей відкладень на початковій ділянці газопроводу на процес очистки в цілому;
- здійснено оцінку зміни швидкості та встановлено закономірності руху очисного пристрою при зміні технологічної схеми магістрального газопроводу з метою підвищення ефективності очистки газопроводів;
- визначено закономірності впливу газового вмісту рідинних забруднень на величину перетоків через рухому границю очисного пристрою під час очистки магістрального газопроводу;
- отримано рівняння для оптимізації періодичності процесу очистки газотранспортних систем з метою забезпечення максимального значення гідравлічної ефективності.

Практичне значення отриманих результатів. Розв’язані в дисертації задачі, отримані результати і використані методи дають можливість підвищити коефіцієнт гідравлічної ефективності діючих газотранспортних систем залежно від властивостей рідинних скупчень та забезпечити високу ступінь очисток газопроводів шляхом аерації рідини та з врахуванням швидкості очисного пристрою.

Запропоновані методи розрахунку гідравлічної ефективності і технології очищення внутрішньої порожнини газопроводів можуть бути узагальнені і розвинені щодо газотранспортної системи України.

Особистий внесок здобувача. Безпосередньо автором:

- зібрано статистичний матеріал про ефективність роботи діючих газопроводів, зроблено аналіз існуючих методів їх підвищення [1-4];
- розроблена математична модель процесу витіснення неньютонівської рідини з трубопроводу твердим тілом [3];

- запропоновано технологію підвищення ефективності очистки газопроводів шляхом регулювання швидкості руху очисних пристроїв [4];
- досліджено технологію підвищення ефективності очистки газопроводів із застосуванням аерації рідинних скупчень [1];
- створено модель і методику оцінювання ефективності очистки трубопроводів в основу яких покладено забезпечення оптимальної швидкості руху очисного пристрою, особливо на початковій ділянці траси, яка розміщена після компресорної станції [3];
- запропоновано методику оптимізації періодичності очистки газотранспортних систем [2].

Апробація матеріалів дисертації. Основні положення і результати дисертаційної роботи доповідались та обговорювались на міжнародних конференціях, зокрема: VI Міжнародній науково-технічній конференції «Нафтогазова енергетика 2017» до 50-річчя Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу, науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу (Івано-Франківськ, 2016-2018), нараді фахівців НАК «Нафтогаз України» з питань науково-технічного співробітництва в галузі транспортування газу (Яремче, 2019 р.).

Результати дисертаційної роботи в повному обсязі доповідались і обговорювались на засіданні кафедри газонафтопроводів та газонафтосховищ і міжкафедральному науковому семінарі Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу в 2020 році.

Публікації. За темою дисертаційної роботи опубліковано 7 друкованих праць, з яких 1 – у міжнародному науковому фаховому журналі, 5 – у наукових фахових виданнях України, 1 – тези доповідей на міжнародній конференції.

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота викладена на 135 сторінках машинописного тексту, складається із вступу, чотирьох розділів, загальних висновків, списку використаних джерел та 2 додатків. Робота ілюстрована 10 таблицями та 25 рисунками. Список використаних джерел містить 107 найменувань.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ МАГІСТРАЛЬНИХ ГАЗОПРОВОДІВ І ГАЗОТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ

Ефективність транспортування природного газу системою магістральних газопроводів в значній мірі залежить від характеристик процесу обслуговування об'єктів газотранспортного комплексу в період експлуатації. Найбільш залежною і складною в обслуговуванні є лінійна частина магістрального газопроводу, яка характеризується значною протяжністю і важкодоступністю візуального спостереження. Тому до її обслуговування ставляться особливі вимоги. Враховуючи досить довгий період експлуатації трубопроводів, модернізація газотранспортної системи України залишається важливим пріоритетом для України та Європейського Союзу.

Початок дослідженням ефективності роботи газопроводів покладено Ходановичем Е.І. [93,94,95,96], в роботах якого приводиться методика дослідження ефективності. Великий теоретичний матеріал в плані дослідження ефективності представляють роботи Мамаєва В.О. [75], Гужова А.И. [44] присвячені вивченню руху двофазних потоків в трубах. У експериментальних дослідженнях Гусейнова Ч.А. [45,46] показано вплив скупчень рідини на гідравлічний опір газопроводу. Дослідження динаміки зміни ефективності в часі, а також розробка методів і засобів її підвищення, приведені в роботах Капцова І.І. [57,58,59,60], Тоута О.Й. [91,92], Грудза В.Я. [27,28,29,30,31,32,33,34,39,40], Тимківа Д.Ф. [39,40,90], Шварца М.Е. [100], Клімовського Е.М. [62].

Перераховані дослідження підводять теоретичну основу під проблему ефективності роботи газопроводів і методів видалення рідини з внутрішньої порожнини труб. Результати теоретичних досліджень знайшли експериментальне підтвердження в умовах лабораторних і напівпромислових стендів. Проте, в практиці експлуатації реальних газопроводів, не дивлячись на задовільну подібність якісних показників і деяких кількісних співвідношень, є істотні розбіжності з експериментальними даними. Як показано в [54,56], очищення

газопроводів від рідких скупчень за допомогою механічних очисних пристроїв може привести до підвищення гідравлічної ефективності на 10–12%. На практиці ж підвищити коефіцієнт гідравлічної ефективності цим методом вдається на 3–5%. Особливо істотніше помітні вказані відмінності для газопроводів з пересіченим профілем траси. Такі розбіжності можуть бути пояснені тільки неврахуванням ряду чинників в реальних умовах, які або не піддаються точному визначенню, або не враховуються унаслідок спрощення моделі.

У зв'язку з викладеним вище, використання статистичних методів досліджень ефективності роботи газопроводів будуть корисними в практиці експлуатації газотранспортних систем. Крім того, статистичні методи дозволяють оцінити ступінь точності різних моделей, більш повно оцінити результати різних методів підвищення ефективності.

1.1 Газотранспортна система України та її роль в енергетичному секторі

Газотранспортна система України знаходиться під управлінням ТОВ “Оператор газотранспортної системи України” (далі – ОГТСУ). ОГТСУ – незалежний сертифікований оператор газотранспортної системи України. Основною місією, якого є забезпечення належного функціонування газотранспортної системи. Компанія забезпечує технічне обслуговування та експлуатацію об’єктів ГТС, транспортує природний газ споживачам України та до країн Європейського Союзу. Оператор ГТС займає дуже важливе місце в діяльності усього енергетичного сектору та є гарантом енергетичної безпеки України. Він забезпечує надійність транспортування природного газу від виробника/імпортера газу до його споживача тобто є центральною об’єднуючою ланкою для всього газового ринку (рисунок 1.1). Відповідно основною задачею, яка стоїть перед оператором є пов’язування локальних споживачів із локальними виробниками газу (видобуток, виробництво біогазу та інше ...), глобальним або регіональним ринком газу за допомогою розвиненої мережі точок підключення із суміжними операторами газотранспортної системи та газосховищ або LNG.

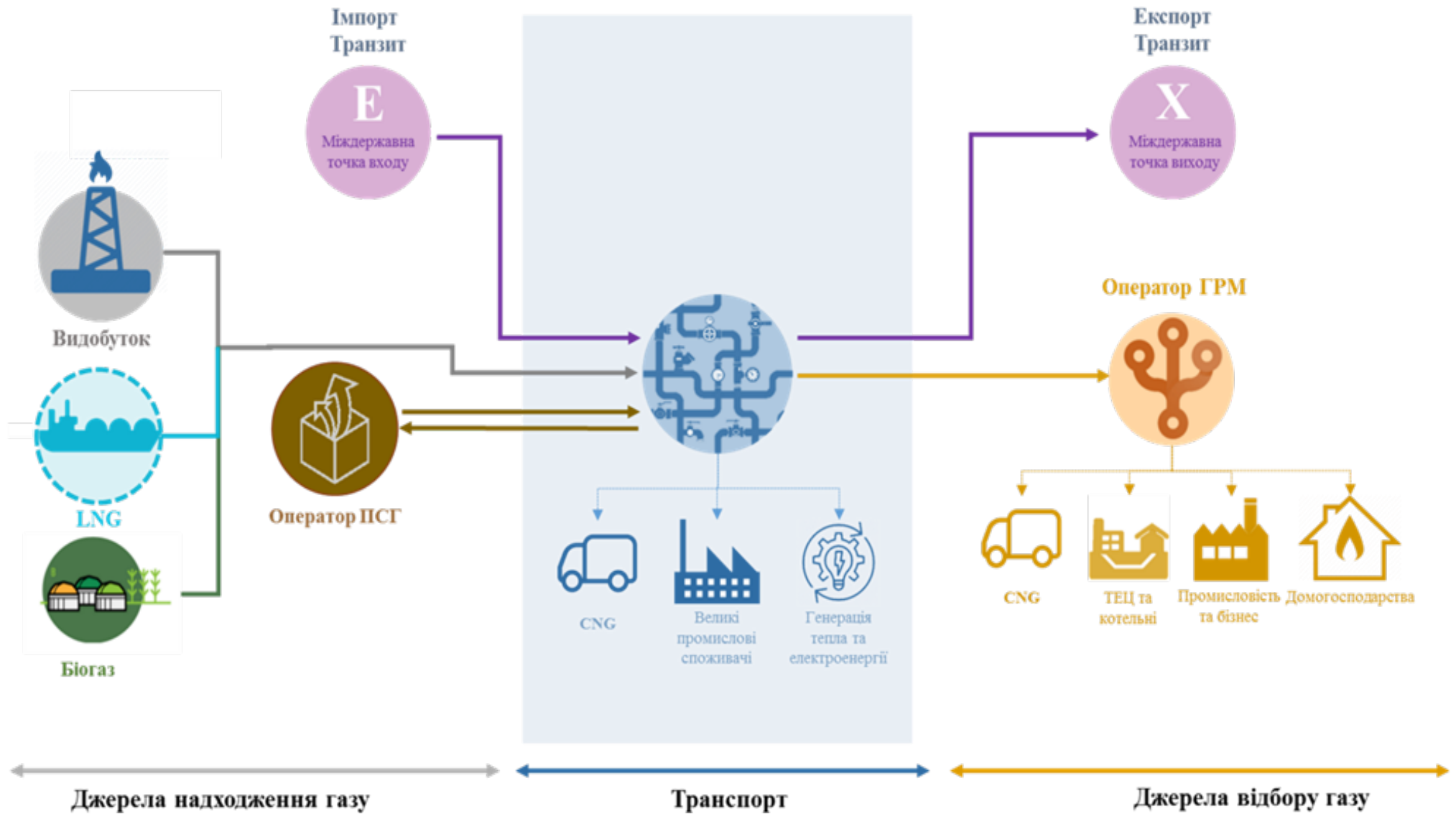


Рисунок 1.1 – Схема технічного середовища газового сектору

Незважаючи на складну динаміку попиту на природний газ в Європі, його роль залишається значною. Споживання природного газу в Європі останнім часом визначається заходами направленними на скорочення видів парникових газів і в даній ситуації природний газ є більш чистим видом палива. Спалення природного газу не призводить до викидів сажі та вугільного пилу, має на 30 – 45% менший рівень викиду CO₂ в порівнянні з мазутом та в 3 рази менший рівень викиду CO₂ в порівнянні з вугіллям, також природний газ значно знижує викиди в атмосферу оксидів сірки та азоту, які по впливу на довкілля значно небезпечніші ніж CO₂.

Роль підземних газосховищ у забезпеченні надійності функціонування ринку природного газу Європи, а також в гарантуванні безпеки поставок є надзвичайно високою і важливою. Частка газу з ПСГ підчас пікового споживання може становити близько третини від усього споживання.

Газотранспортна система України є надійною, багатофункціональною та однією з найбільших систем Європи (рисунок 1.2). Її розгалуженість дозволяє оперативно маневрувати потоками природного газу. В разі виникнення обмежень з постачання по одному з газопроводів/маршрутів, потоки можуть бути перенаправлені на інший, зі збереженням зобов'язань щодо постачання природного газу в конкретній точці виходу.

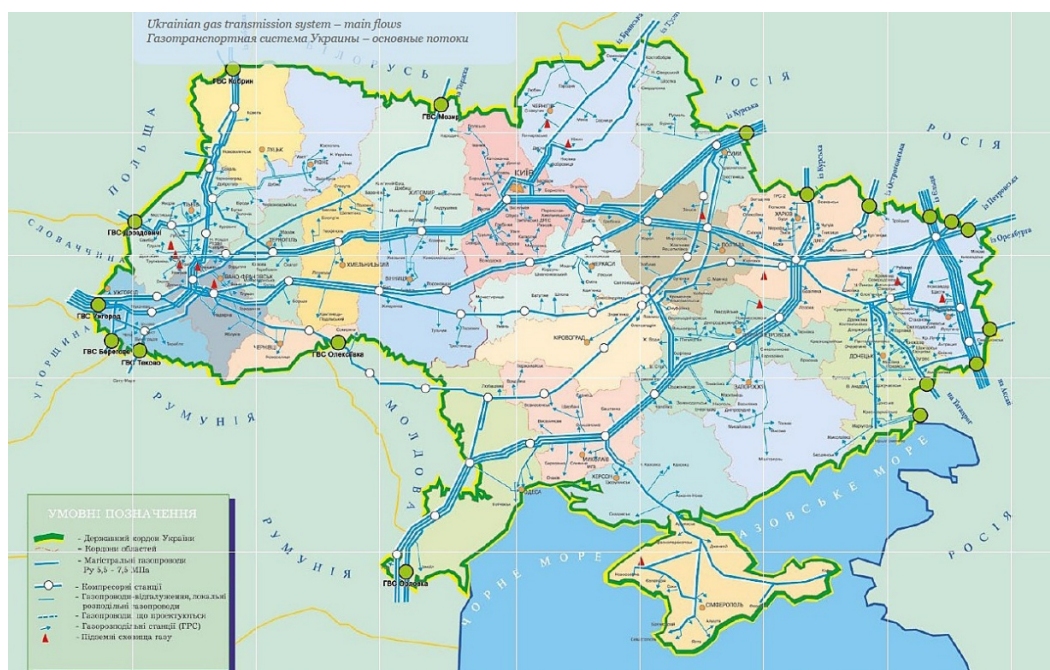


Рисунок 1.2 – Карта газотранспортної системи України

Вона має точки підключення з російською, білоруською, польською, словацькою, угорською, румунською та молдовською газотранспортними системами та в перспективі зможе через польську газотранспортну систему отримати доступ до LNG Свіноуйсьце, що свідчить про високий рівень її інтегрованості в європейську газотранспортну систему.

Загалом газотранспортна система України забезпечує доступ до різноманітних джерел надходження газу – власного видобутку, імпорту та підземних газосховищ. Це пояснюється її високим рівнем інтегрованості з суміжними газотранспортними системами, що сприяє транспортуванню/транзиту природного газу по різних маршрутах до країн Європи, а також є гарантом енергетичної безпеки України та Європи в цілому.

На сьогодні ОГТСУ – це 35,2 тис. км газопроводів різного діаметру та продуктивності, 89 КЦ, 1473 ГРС, та інші об'єкти інфраструктури, які забезпечують функціонування газотранспортної системи України (таблиця 1.1).

Таблиця 1.1 – Загальні технічні характеристики ГТС України

Параметри ГТС	Одиниця виміру	Кількість
Довжина газопроводів, всього, в т.ч.		35 190,74
магістральних газопроводів	км	22 035,59
газопроводів-відводів		13 155,15
Кількість КС (КЦ) в т.ч.		60 (89)
виведено з експлуатації	од.	0 (1)
Кількість ГПА в т.ч.		571
виведено з експлуатації	од.	13
Потужність КС в т.ч.		4 901,0
виведено з експлуатації	МВт	90,0
Кількість ГРС	од.	1 473

Проте успішний ринок природного газу в першу чергу залежить від ролі, яку відіграє оператор газотранспортної системи, який є з'єднуючою ланкою між

постачальником з однієї сторони та споживачем з другої. Тому основним завданням ОГТСУ є проведення організаційно-технічних та інвестиційних заходів направлених на розвиток газотранспортної інфраструктури з метою забезпечення безперебійного постачання природного газу споживачам України в пікові періоди споживання, а також гарантувати надійний транзит природного газу.

Розвинена інфраструктура трубопровідного транспорту України і газової промисловості зокрема дають можливість ефективно інтегруватися в єдину європейську систему постачання енергоносіїв. За таких умов зростають вимоги до надійності газопровідних систем. Але проблема її забезпечення та безаварійної роботи об'єктів ГТС України щороку набуває все важливішого значення, оскільки відбувається процес старіння основних фондів. За умов обмеженого фінансування й обмеження ресурсів на реконструкцію та технічне переозброєння обсяг старих основних фондів постійно зростає, що може спричинити зниження рівня надійності роботи ГТС і, як наслідок, привести до зривів плану подачі газу споживачам, втрат продукту, простою експлуатаційного обладнання та нанесення екологічних збитків довкіллю.

На даний час газотранспортна система України не вимагає збільшення її пропускної здатності шляхом будівництва нових газових магістралей. Основною проблемою є збереження надійності та підвищення гідравлічної ефективності існуючих газопроводів шляхом їх оптимального обслуговування та реконструкції. Тому в останні роки об'єктами капітального будівництва в газотранспортному комплексі є переважно розподільні газопроводи, які характеризуються порівняно невеликими діаметром та довжиною.

Трендами сьогодення в обстеженні та ремонті газопроводів є акценти на технології, які забезпечують надійність та довговічність експлуатації трубопроводу і суттєво зменшують негативний вплив виробничої діяльності на довкілля. Тобто тісний зв'язок науки з виробництвом, прискорення впровадження наукових розробок є основою технічного прогресу в галузі.

У сучасних умовах старіння газотранспортної системи України розробка принципово нових технологій ремонту, створення вискоелективного

вітчизняного обладнання, своєчасне і якісне обстеження трубопровідних магістралей, а також їхня реконструкція і модернізація є однією з найважливіших задач трубопровідного транспорту, що потребує вирішення складних науково-технічних питань, притягнення передових досягнень сучасної науки і техніки. Це дозволить уникнути значних економічних та екологічних втрат, які будуть зумовлені аваріями.

Загалом станом на 01.01.2020 протяжність магістральних газопроводів та газопроводів відводів, що експлуатується становить 35 190,7 км. На рисунку 1.3 відображено структуру магістральних газопроводів та газопроводів-відводів за терміном експлуатації відповідно.

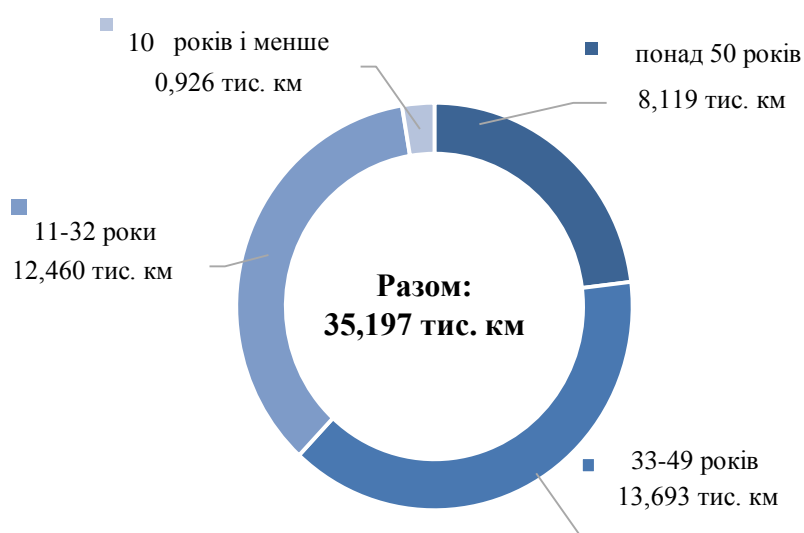


Рисунок 1.3 – Структура газопроводів за терміном експлуатації

Згідно рисунку 1.3 більшість газопроводів мають термін експлуатації кілька десятків років. Старіння магістральних газопроводів та їх систем з часом експлуатації з точки зору газодинамічних властивостей визначається по зростанню гідравлічного опору рухові газу в трубах. Причинами зниження ефективності є наявність рідини в порожнині трубопроводу, яка може спостерігатися в двох формах – високов'язких смолистих відкладень та малов'язких рідких відкладень. Для підвищення гідравлічної ефективності загалом прийнято застосовувати періодичну очистку газопроводів механічними

очисними засобами. Незалежно від конструкції очисного пристрою жоден з них не може повністю видалити воду.

На даний час питанням підвищення ефективності очистки газопроводів, зокрема підвищенню прохідності очисними пристроями складних ділянок траси і контролю за рухом очисного пристрою в газопроводі приділялося мало уваги в зв'язку з нагальною потребою вирішення більш болючих питань (наприклад, забезпечення надійності експлуатації газопроводів). Однак, вказані завдання мають суттєве значення для процесу ефективної експлуатації газопроводів.

Тому проблеми підвищення гідравлічної ефективності магістральних газопроводів і енерговитрат, а також проблеми пов'язані з її пониженням вимагають додаткових досліджень і нових технічних рішень.

1.2 Динаміка зміни ефективності газопроводів та газотранспортних систем

Визначення коефіцієнта гідравлічної ефективності і динаміки його зміни в часі проводилося в рамках довгострокового і багатотривалого виробничого експерименту, що виконувався на протязі 2016-2018 рр. на ділянках газопроводів “Братерство”, “Союз”, “Уренгой-Помари-Ужгород”, “Прогрес”, які на даний час експлуатуються ОГТСУ. Для розрахунку коефіцієнту гідравлічної ефективності використовувалася методика, заснована на математичних моделях стаціонарної течії газу в трубах. Коефіцієнт гідравлічної ефективності визначався співвідношенням [13,88].

$$E = \sqrt{\frac{\lambda_{теор}}{\lambda_{факт}}}. \quad (1.1)$$

Теоретичне значення коефіцієнта гідравлічного опору визначалося на основі формули ВНДГазу [15,23,73,93].

$$\lambda_{теор} = 0,067 \left(\frac{158}{Re} + \frac{2k_e}{d} \right)^{0,2}. \quad (1.2)$$

Фактичне значення коефіцієнта гідравлічного опору визначалося на основі результатів вимірювань за формулою

$$\lambda_{\text{факт}} = \frac{(0,326 \cdot 10^{-6})^2 d^5 (P_n^2 - P_k^2)}{\Delta \cdot Z \cdot T_{cp} \cdot L \cdot Q^2}. \quad (1.3)$$

Початкові дані вибиралися з картограм запису параметрів газового потоку на компресорних станціях приладами спеціально встановленими з метою проведення експерименту. Клас точності манометрів на початку і кінці лінійної ділянки складав 1.0, клас точності діафрагмових витратомірів складав 1.0 по тиску і 1.5 по перепаду.

Розрахунки коефіцієнтів гідравлічної ефективності виконувалися по вихідним даним, які відповідають стаціонарному режиму роботи газопроводу. Для цієї мети визначалося значення критерію нестационарності [22,90]

$$N_t = \frac{\delta Q d}{\lambda w \tau}, \quad (1.4)$$

де $\delta Q = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{cp}}$ – відносна зміна витрати;

τ – тривалість нестационарного процесу по витраті;

w – середня по довжині й усереднена в часі швидкість руху газу в трубопроводі діаметром d .

$$w = \frac{4Q_{cp}}{\pi d^2} \frac{P_{cm}}{P_{cp}} \frac{T_{cp}}{T_{cm}} Z, \quad (1.5)$$

де Q_{cp} – середня за час об'ємна витрата газу;

$$Q_{cp} = \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} Q d\tau, \quad (1.6)$$

де P_{cp}, T_{cp} – середні по довжині значення тиску і температури;

P_{cm}, T_{cm} – тиск і температура для стандартних умов.

Для визначення середньої температури T_{cp} і коефіцієнта стисливості газу при середніх температурі і тиску, виконувалися вимірювання температури T_n на початку кожної лінійної ділянки і T_k в кінці. Вимірювання виконувалися за допомогою урівноважених мостових схем. Як первинний перетворювач, використовувався стандартний термометр опору МТЛ. Середня температура визначалася за результатами вимірів по формулі [32,89,91,92].

$$T_{cp} = T_{zp} + \frac{T_n - T_k}{\ln \frac{T_n - T_{zp}}{T_k - T_{zp}}}, \quad (1.7)$$

де T_{zp} – температура ґрунту в непорушеному тепловому стані.

Для визначення середньої по трасі температури ґрунту в непорушеному тепловому стані проводилися її вимірювання в різних точках траси і на різних глибинах. Для цієї мети на різних відстанях від осі трубопроводу (5 м, 50 м) бурилися вимірювальні свердловини в яких на різних глибинах (1,8 м і 3,6 м) постійно знаходилися шкальні ртутні термометри з теплоізольованим балоном.

На основі одержаних даних побудовані статистичні графічні залежності температури ґрунту залежно від календарної пори року. Результати у вигляді графіків приведені на рисунку 1.4.

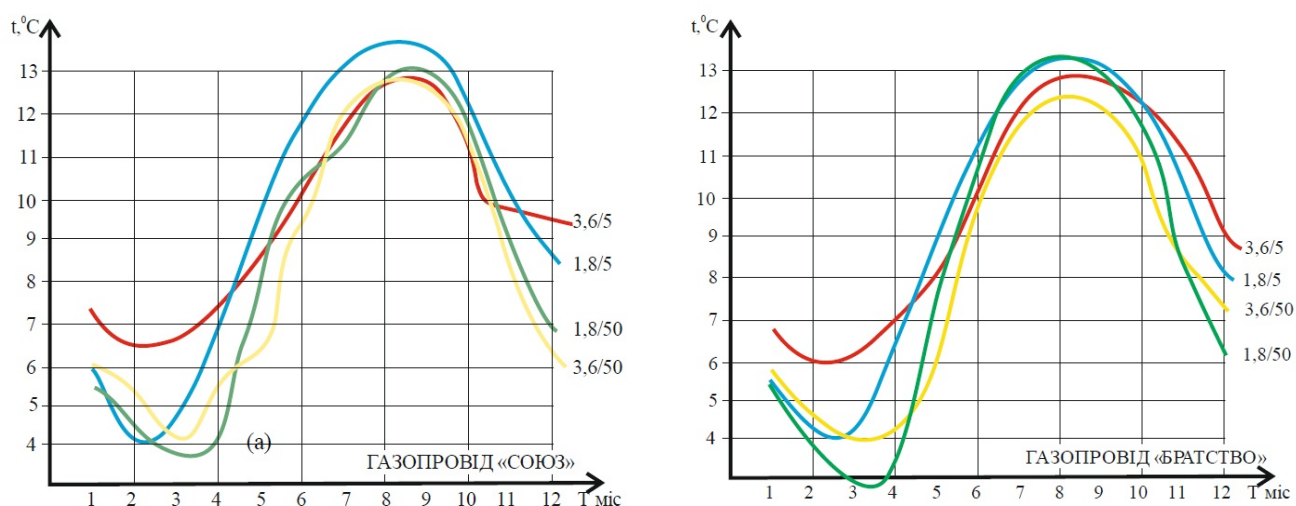
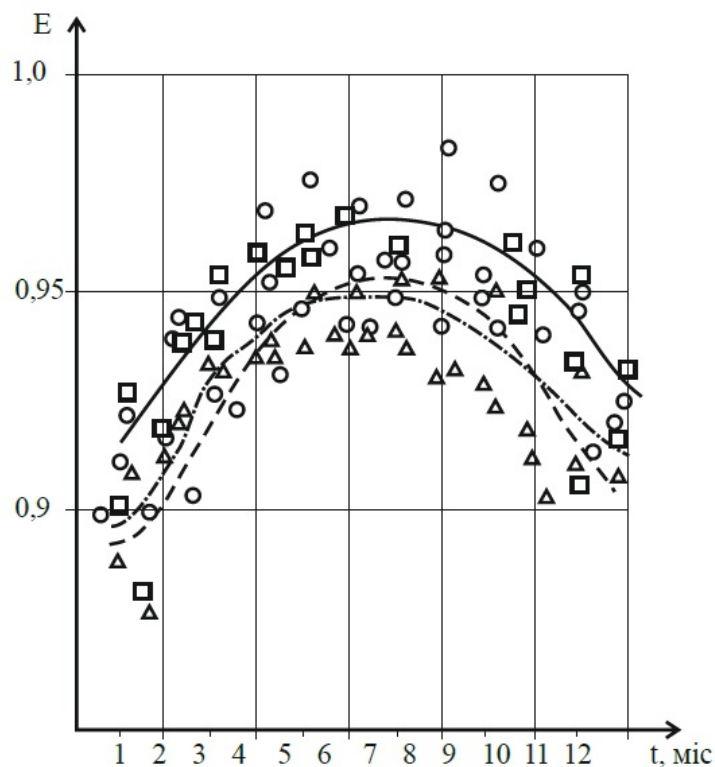


Рисунок 1.4 – Температури ґрунту в зоні проходження газопроводів
“Союз” і “Братерство”

Їх аналіз показує, що на глибині закладення осі трубопроводу температура ґрунту в непорушеному тепловому стані протягом року змінюється в межі від 2,9 °С до 13,5 °С. При цьому мінімум температури характерний для березня, а максимум для вересня. В порівнянні з характером зміни температур повітря спостерігається запізнювання приблизно на 60 діб, яке пояснюється теплопровідністю ґрунту і великою інерційністю системи. Діапазон зміни температури ґрунту на глибині залягання трубопроводу складає від 8 % до 14 %. Це значить, що сезонні зміни температури слід враховувати при розрахунках ефективності роботи газопроводу. Неврахування сезонних змін температури ґрунту призведе до збільшення випадкової похибки у визначенні коефіцієнта ефективності згідно з розрахунками на 1,5-2 %.

Результати розрахунків усереднювалися для кожного місяця. Таким чином були побудовані статистичні залежності коефіцієнтів гідравлічної ефективності газотранспортних систем від часу, які подані у вигляді графіку на рисунку 1.5.



--- газопровід “Братерство”, - • - газопровід “Союз”,
 – газопровід “Уренгой-Помари-Ужгород”,
 (o – 2016; □ - 2017; Δ-2018)

Рисунок 1.5 – Залежність коефіцієнтів гідравлічної ефективності від часу

Як слід було очікувати, гідравлічний опір в часі знижується. Проте, залежно від умов експлуатації газопроводу або системи, характер падіння може бути різним.

Газопровід “Братерство” (починаючи з 1987 р.) і газопровід “Прогрес” є одностручковими газопроводами. Як видно з [21,23,27,40,30], зміна ефективності роботи одностручкових газопроводів в часі може бути описана експоненціальною залежністю вигляду

$$E_n = E_0 \exp(-\alpha t). \quad (1.8)$$

При цьому слід відмітити, що на різних ділянках і в різний період часу темп падіння ефективності приблизно однаковий, що говорить про постійність для конкретного газопроводу коефіцієнта старіння α .

Для газотранспортних систем, якими є газопровід “Союз” і “Уренгой-Помари-Ужгород”, а також газопровід “Братерство” характер зміни ефективності в часі складніший. У зимовий період часу коефіцієнт гідравлічної ефективності різко падає, осінню темп падіння знижується, а в літній період спостерігається деяке зростання ефективності в часі.

Для фізичного пояснення цього проводилися спостереження на дослідному стенді, який представляє собою умовний газопровід з'єднаний прозорими трубопроводами з перемичками з ідентичним профілем, в яких знаходяться пробки рідких скупчень. При невеликих швидкостях газового потоку рідина розподілена рівномірно в паралельних трубопроводах (пропорційно площі перерізу). При збільшенні об'єму рідини в системі веде до збільшення гідравлічного опору в кожній з ниток стенду, що в свою чергу веде до зниження гідравлічної ефективності системи в цілому. При збільшенні витрати газу по системі в цілому відбувається перерозподіл рідини між нитками системи. Причому в трубу меншого діаметру поступає більша кількість рідини, звільняючи переріз труби більшого діаметру.

Система паралельних газопроводів “Союз” і “Уренгой-Помари-Ужгород”, а також газопровід “Братерство” експлуатуються із значним недовантаженням, особливо в літній період. Гідравлічна ефективність газопроводів в цей період зростає. Наявність рідких скупчень в трубах приводить до зниження гідравлічної ефективності в часі. У зимовий період завантаження систем зростає, що приводить до перерозподілу рідини між паралельними нитками і до зниження гідравлічної ефективності. Подальше зниження продуктивності в весняний період приводить систему в первинний стан. Необхідно відзначити, що, якщо система складається з двох паралельних ниток однакового діаметру (як система газопроводів “Союз” і “Уренгой-Помари-Ужгород”), то рідина завжди витісняється в нитку, ефективність якої нижча. Цей висновок підтверджується спостереженнями на дослідному стенді і розрахунками гідравлічної ефективності газопроводів “Союз” і “Уренгой-Помари-Ужгород” в зимовий період часу.

Регресивний аналіз статистичних даних приведених у вигляді графіку на рисунку 1.5, показав, що з достатньою точністю характер зміни ефективності в часі для систем магістральних газопроводів може бути представлений у вигляді рівняння виду:

$$E_n = E_0 e^{-\alpha t} \cdot (\cos \beta t + \sin \beta t). \quad (1.9)$$

Числові значення коефіцієнтів старіння α і β , а також початкової ефективності E_0 для вказаних газопроводів і систем, визначені на основі обробки даних статистичної інформації і приведені в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 – Параметри, які характеризують темп падіння гідравлічної ефективності

№ п/п	Газопровід	$L, км$	E_0	α	β
1	Братерство	102,2	0,958	0,0342	0,0246
2	Союз	266,6	0,962	0,0153	0,0111
3	Уренгой-Помари-Ужгород	262	0,944	0,0219	0,0205

Розрахунки показують, що для систем паралельних газопроводів коефіцієнти старіння α і β слабо залежать від ділянки системи і мало змінюються у часі. Очевидно, що ці параметри певним чином залежать від кількості рідини в порожнині газопроводу, режиму експлуатації газопроводу і кондиції газу, що подається в систему.

Щоб побудувати кореляційну залежність коефіцієнта гідравлічної ефективності і об'єму рідини в порожнині газопроводу проводилися розрахунки для визначення кількості рідини в газопроводах. Як початкові дані використовувалися об'єм рідини, що виносить очисним пристроєм, та коефіцієнти ефективності до E_δ і E_n після очищення. При цьому передбачалося, що на кожен відсоток зниження ефективності приходить однаковий об'єм рідини в порожнині газопроводу. Кореляційна залежність між об'ємом рідини в порожнині газопроводу має вигляд

$$\Delta W = k \cdot V \cdot (1 - E^x), \quad (1.10)$$

де ΔW , V – об'єм рідких накопичень і геометричний об'єм газопроводу відповідно;

E – коефіцієнт гідравлічної ефективності;

k, x – коефіцієнти, що підлягають визначенню.

Записуючи приведену модель для умов до і після очищення, отримаємо рівняння для визначення коефіцієнтів k і x [11,12,14,57,60]

$$\Delta W = k \cdot V \cdot (E_n^x - E_\delta^x), \quad (1.11)$$

Використовуючи одержане рівняння в комплексі з методом найменших квадратів, можна одержати чисельні значення коефіцієнтів k , x і потім визначити об'єм рідини в порожнині газопроводу. Розрахунки показують, що величина показника ступеня x для різних газопроводів і різних умов експлуатації однакова. Він має значення $x=0,8$. Величина коефіцієнта k істотно залежить від особливостей газопроводу і умов його експлуатації. Чисельні значення цього коефіцієнта для різних газопроводів приведені в таблиці 1.3.

Таблиця 1.3 – Визначення кількості рідини в порожнині газопроводу

№ п/п	Газопровід	k	Об'єм рідини, м ³
1	У-П-У, КС ГУСЯТИН-КС Богор.	0,0352	126,8
2	У-П-У, КС Богор.-КС Голятин	0.0407	120.6
3	Союз, КС ГУСЯТИН-КС Богор	0,0314	116,1
4	Союз, КС БОГОРОД-КС Хуст	0,0382	142,5
5	Братерство, КС Долина-КС Россош	0,0742	102,8

Кореляція коефіцієнта гідравлічної ефективності з кількістю рідини в газопроводі припускає постійність (з деяким ступенем надійності) гідравлічної ефективності впродовж невеликого проміжку часу, оскільки об'єм рідких скупчень і характер їх розподілу по довжині ділянки протягом доби змінитися не може. Проте розрахунки показують, що значення коефіцієнта гідравлічної ефективності може істотно змінитися (на величину до 50%) на протязі декількох годин. Крім того для нового газопроводу або після ретельного очищення значення коефіцієнта гідравлічної ефективності не досягає 100%, навіть при вимірюваннях в умовах стаціонарного режиму. Це значить, що математична модель для визначення ефективності не враховує всіх видів енергетичних втрат. Тому, для оцінки ступеня впливу теплових енергетичних втрат проводилися статистичні дослідження на реальних режимах роботи газопроводів “Братерство”, “Союз” і “Уренгой-Помари-Ужгород”.

Згідно законами класичної газової динаміки, температура і тиск є мірами енергії газового потоку. При цьому температура є критерієм внутрішньої енергії газового потоку, а тиск і швидкісний напір – критеріями механічної. Згідно законами збереження і перетворення енергії, дисипація будь-якого його вигляду призводить до втрати загальної енергоємності замкнутої системи [21,24,26].

Коефіцієнт ефективності роботи газопроводів вказує на зниження енергоємності замкнутої системи (газового потоку) в результаті перетворення

механічної енергії газового потоку в теплову, і подальших тепловтрат в навколишнє середовище.

Таким чином, величина теплопередачі від газового потоку в навколишнє середовище для магістрального газопроводу повинна бути тісно пов'язана з коефіцієнтом ефективності роботи газопроводу.

Величина тепловтрат в навколишнє середовище для магістрального газопроводу за одиницю часу повинна бути представлена через коефіцієнт теплопередачі k , середню температуру газу T_{cp} і температуру ґрунту T_{zp} у вигляді

$$q = k(T_{cp} - T_{zp}). \quad (1.12)$$

Кількість тепла, яка переноситься одиницею маси газу, що транспортується, в середньому може бути представлено у вигляді

$$Q = C_p \cdot T_{cp}. \quad (1.13)$$

Тоді відношення q/Q буде оцінкою середньої величини тепло втрат в навколишнє середовище.

Механічна енергія одиниці об'єму газового потоку пропорційна середньому тиску в даному об'ємі газу, а дисипація енергії в цьому об'ємі газу пропорційна лінійній швидкості руху газу. Тому відношення середньої швидкості руху газу до середнього тиску в газопроводі може бути середньою питомою величиною дисипації механічної енергії.

Розглядаючи в одному комплексі втрати внутрішньої і механічної енергії газового потоку можна перейти до одного критерію, що характеризує загальну дисипацію енергії. Цей критерій може бути представлений виразом [31,77,90]

$$\Lambda = \frac{k(T_{cp} - T_{zp})}{C_p \cdot T_{cp} \cdot P_{cp}} w. \quad (1.14)$$

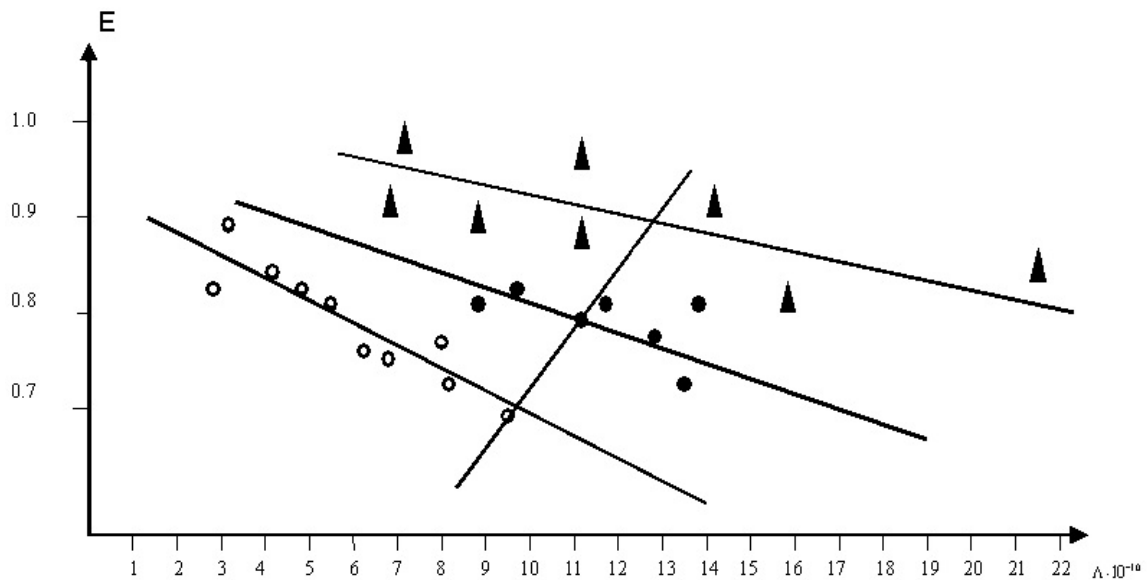
Легко переконатися в тому, що приведений вираз (1.14) є безрозмірною величиною. Отже, він може бути використаний як критерій подібності при вивченні дисипації енергії газових потоків.

Коефіцієнт ефективності роботи газопроводу характеризується також втратами енергії газу. Тому існує кореляція безлічі коефіцієнтів ефективності з безліччю одержаних таким чином комплексів.

За результатами вимірювань основних параметрів роботи газопроводу визначені коефіцієнти ефективності газопроводів “Братерство” на ділянці Долина-Россош, “Союз” на ділянці Богородчани-Хуст і “Уренгой-Помари-Ужгород” на ділянці Богородчани-Голятин. Для тих же моментів часу обчислені значення приведенного вище безрозмірного комплексу Λ . Результати розрахунків приведені у таблиці 1.4 і нанесені у вигляді графіку на рисунку 1.6.

Таблиця 1.4 – Залежність коефіцієнта гідравлічної ефективності від безрозмірного комплексу газопроводів

№ п/п	Братерство		Союз		Уренгой-Помари-Ужгород	
	Долина-Россош		Богородчани-Хуст		Богородчани-Голятин	
	E	$\Lambda \cdot 10^{-10}$	E	$\Lambda \cdot 10^{-10}$	E	$\Lambda \cdot 10^{-10}$
1	0,918	4,01	0,908	8,43	0,980	8,75
2	0,912	12,3	0,889	7,12	0,976	11,4
3	0,868	3,95	0,887	6,46	0,940	13,98
4	0,865	11,11	0,880	14,2	0,923	8,36
5	0,852	5,02	0,875	9,45	0,920	9,58
6	0,850	4,83	0,855	8,91	0,916	11,26
7	0,848	5,36	0,824	12,89	0,892	24,3
8	0,831	5,82	0,801	13,51	0,850	16,4
9	0,781	6,18	-	-	-	-
10	0,760	8,03	-	-	-	-
11	0,758	5,68	-	-	-	-
12	0,750	9,00	-	-	-	-
13	0,747	6,20	-	-	-	-



- ▲ - газопровід “Уренгой-Помари-Ужгород”;
 ◦ - газопровід “Братерство”; • - газопровід “Союз”.

Рисунок 1.6 – Залежність коефіцієнту гідравлічної ефективності від безрозмірного комплексу

Коефіцієнт кореляції визначається за формулою

$$k = 1 - \frac{n \sum_{i=1}^n x_i \sum_{i=1}^n x_i y_i - \left(\sum_{i=1}^n x_i \right)^2 \sum_{i=1}^n y_i}{\sum_{i=1}^n y_i \sum_{i=1}^n x_i^2 - \sum_{i=1}^n x_i \sum_{i=1}^n x_i y_i}. \quad (1.15)$$

Величина коефіцієнта кореляції k коефіцієнта ефективності E і безрозмірного комплексу A склала 0,85, що говорить про достатньо сильну залежність між вказаними параметрами. Як і можна було чекати із збільшенням параметру A величина коефіцієнта ефективності знижується. Це відповідає фізичним уявленням про розсіювання енергії [7,9,68,71].

Проте, починаючи з визначеної величини комплексу A з його збільшенням коефіцієнт ефективності зростає. Цей факт має своє фізичне обґрунтування. Річ у тому, що збільшення параметра відбувається за рахунок зростання лінійної швидкості газового потоку, або за рахунок зниження середньої температури газу, що транспортується, або через зміну обох параметрів в комплексі. Збільшення

лінійної швидкості газового потоку призводить до збільшення гідравлічних втрат в місцевих опорах, утворених пробками скупчень рідини, а отже, до зниження ефективності. Крім того, збільшення лінійної швидкості руху газу призводить до високої турбулізації потоку і появи так званої наведеної шорсткості (крапель рідкої фази на стінках труби). Проте починаючи з деякої межі, із збільшенням лінійної швидкості руху газу, починається винесення рідини з газопроводу. Цей процес починається при лінійних швидкостях близько 17 м/с, що в реальних умовах не спостерігається. Але, як показують досліди, при лінійних швидкостях, які перевищують 6-8 м/с, відбувається "витирання" внутрішньої поверхні стінки труби струменем газового потоку від наведеної шорсткості. Тому із збільшенням швидкості понад 8 м/с коефіцієнт ефективності роботи газопроводу зростає.

Зниження коефіцієнта ефективності при зростанні параметра Λ , слід розглядати таким чином: із зростанням теплопередачі в навколишнє середовище (із збільшенням ступеня дисипації енергії) гідравлічна ефективність знижується. Так при збільшенні параметра Λ на 10%, для газопроводу "Братерство", коефіцієнт ефективності знижується на 3,7 %. Для газопроводу "Союз" величина зниження ефективності в цьому випадку складає 1,8%, для газопроводу "Уренгой-Помари-Ужгород" – 0,9 %. Очевидно, тепловтрати для різних газопроводів по різному впливають на гідравлічну ефективність, але тенденція зниження ефективності при збільшенні теплових втрат є загальною. Статистична обробка дослідних даних, наведених у вигляді графіку (рисунок 1.6) дозволила одержати рівняння ліній регресії для $0 < \Lambda < 10^{-10}$ і $\Lambda > 10^{-10}$ газопроводу "Братерство" на ділянці Долина- Росош, газопроводу "Союз" на ділянці Богородчани- Хуст і газопроводу "Уренгой-Помари-Ужгород" на ділянці Богородчани-Голятин.

Регресія коефіцієнта ефективності E на безрозмірний комплекс Λ виражалася рівнянням лінійної залежності

$$E = a\Lambda + b. \quad (1.16)$$

Постійні коефіцієнти a і b визначалися по методу найменших квадратів з формул [8,47,48].

$$a = \frac{n \sum_{i=1}^n \Lambda_i E_i - \sum_{i=1}^n \Lambda_i \sum_{v_2}^n E_i}{n \sum_{i=1}^n \Lambda_i^2 - \left(\sum_{i=1}^n \Lambda_i \right)^2}, \quad (1.17)$$

$$b = \frac{n \sum_{i=1}^n \Lambda_i^2 \sum_{i=1}^n E_i - \sum_{i=1}^n \Lambda_i \sum_{i=1}^n \Lambda_i E_i}{n \sum_{i=1}^n \Lambda_i^2 - \left(\sum_{i=1}^n \Lambda_i \right)^2}, \quad (1.18)$$

де E_i , Λ_i – координати i – тої точки на графіку;

n – число дослідних точок.

Коефіцієнти a і b в рівняннях регресії для різних ділянок газопроводів, а також середньоквадратичні похибки приведені в таблиці 1.5.

Таблиця 1.5 – Значення коефіцієнтів a і b у рівняннях лінії регресії.

№ п/п	Ділянка газопроводу	$\Lambda < 10^{-10}$			$\Lambda > 10^{-10}$		
		$a \cdot 10^{-8}$	b	δ	$a \cdot 10^{-8}$	b	δ
1	Братерство						
	Долина -Росош	-2,58	0,976	0,0035	-4,03	0,396	0,0009
	Росош -Ужгород	-0,706	0,996	0,0077	-	-	-
2	Союз						
	Богородчани - Хуст	-1,17	0,962	0,0016	-4,21	0,345	0,00084
3	Уренгой – Помари - Ужгород						
	Богородчани - Голятин	-2,21	0,959	0,0042	-5,342	0,432	0,00096

Таким чином, неврахування характеру і ступеня зміни внутрішньої енергії газу приводить до занижених значень коефіцієнта гідравлічної ефективності і збільшує його дисперсію навколо середнього значення.

1.3 Статистичний аналіз процесу підвищення ефективності газопроводів

Відомо, що основні показники процесу очищення порожнини газопроводу за допомогою механічних очисних пристроїв описані детермінованими математичними моделями приведені [23,24,57,60,63]. Тут приводяться розрахункові залежності для визначення оптимального режиму і ступеня підвищення ефективності газопроводу в її результаті. Проте одержані і апробовані ці залежності на лабораторних і напівпромислових стендах, для яких ряд параметрів, що визначають режим і якість очищення вважалися відомими.

На практиці, внаслідок дефіциту інформації про основні параметри ділянки газопроводу як об'єкту очистки, також його характеристики, як кількість рідини в порожнині, характер розподілу скупчень по довжині ділянки, фізичних властивостей скупчень можуть бути визначені лише з деякою мірою вірогідності. Тому процес очищення газопроводу, а також прогнозу її результату, носить стохастичний характер.

Аналіз результатів очищення порожнини газопроводів на підставі статистичних даних дозволяє оцінити адекватність одержаних в лабораторних умовах математичних моделей - реальним процесам, що відбуваються при очищенні магістральних газопроводів. Особливо актуальним стає завдання статистичної перевірки аналітичних і емпіричних залежностей для газопроводів, що проходять в гірських умовах. Складність об'єкту очищення в цих умовах часто не дозволяє застосовувати детерміновані моделі зважаючи на їх складність і недостатність об'єму інформації про об'єкт.

У зв'язку з вище викладеним було поставлене завдання статистичної оцінки режиму і результатів процесу очищення газопроводів.

Матеріальною базою для проведення статистичного експерименту були магістральні газопроводи “Братерство”, “Союз” і “Уренгой – Помари – Ужгород” на ділянках, які експлуатує ТОВ “Оператор ГТС України” (західний регіон). Початковими даними для аналізу були результати вимірювань до, після і в процесі очищення. Ефективність до і після очищення визначалася по методиці,

викладеній вище. Режим очищення оцінювався швидкістю руху очисного пристрою, яка визначалась відношенням відстані і часу його проходження. Результати розрахунків приведені в таблицях 1.6 і 1.7.

Таблиця 1.6 – Зміна гідравлічної ефективності газопроводу після його очищення

№ п/п	Гідравлічна ефективність до очищення, E_0	Гідравлічна ефективність після очищення, E_n
1	0,785	0,827
2	0,800	0,878
3	0,811	0,801
4	0,815	0,894
5	0,826	0,909
6	0,827	0,921
7	0,859	0,905
8	0,834	0,909
9	0,852	0,917
10	0,813	0,824
11	0,806	0,922
12	0,808	0,873
13	0,819	0,889
14	0,824	0,900
15	0,801	0,857
16	0,809	0,875
17	0,821	0,893
18	0,803	0,867
19	0,812	0,872
20	0,810	0,880
21	0,799	0,851

Таблиця 1.7 – Кореляційна залежність гідравлічної ефективності після очищення і її приросту від довжини ділянки газопроводу

№ п/п	L , км	Гідравлічна ефективність після очищення, E_n	ΔE , %
1	85,7	0,923	9,4
2	85,7	0,909	8,3
3	85,7	0,893	7,2
4	107,5	0,901	9,2
5	107,5	0,876	7,6
6	107,5	0,888	7,0
7	125	0,890	7,9
8	125	0,894	6,1
9	125	0,873	7,0
10	127	0,902	9,0
11	127	0,908	7,1
12	127	0,884	6,6
13	127	0,875	7,4
14	135	0,917	5,9
15	135	0,905	7,2
16	135	0,872	6,4
17	135	0,861	6,5
18	141,6	0,878	7,8
19	141,6	0,851	5,7
20	141,6	0,857	5,1

Оцінка якості процесу очистки проводилася по величині коефіцієнта гідравлічної ефективності газопроводу після очистки і ступеня підвищення ефективності в результаті очищення, як різниця ефективності після і до очищення. Як параметри, що впливають на вказані показники очищення, були прийняті коефіцієнт гідравлічної ефективності до очищення, який оцінював стан ділянки

газопроводу перед очищенням, довжина ділянки, що продувається, як його головна геометрична характеристика, і швидкість руху очисного пристрою – як характеристика режиму очищення. Про взаємну незалежність вказаних параметрів говорить кореляційний аналіз даних, приведених в таблиці 1.8.

Таблиця 1.8 – Кореляційна залежність гідравлічної ефективності після очищення і її приросту від відносної швидкості

№ п/п	$V-V_0/V_0$	Гідравлічна ефективність після очищення, E_n	$E, \%$
1	0,07	0,901	9,0
2	0,10	0,921	9,4
3	0,14	0,909	8,6
4	0,165	0,897	7,5
5	0,17	0,914	9,2
6	0,22	0,908	7,8
7	0,265	0,903	8,3
8	0,88	0,912	7,8
9	1,05	0,903	7,1
10	1,21	0,893	7,2
11	1,36	0,896	7,0
12	1,4	0,895	7,1
13	1,48	0,888	7,0
14	1,84	0,876	6,5
15	1,86	0,889	6,1
16	1,92	0,878	6,6
17	2,05	0,882	6,5
18	2,12	0,863	5,9
19	2,49	0,860	5,7
20	2,66	0,889	7,2
21	2,77	0,853	5,2

Кореляційна залежність коефіцієнтів гідравлічної ефективності до і після очищення (відповідно E_d і E_n) у вигляді графіка приведені на рисунку 1.7.

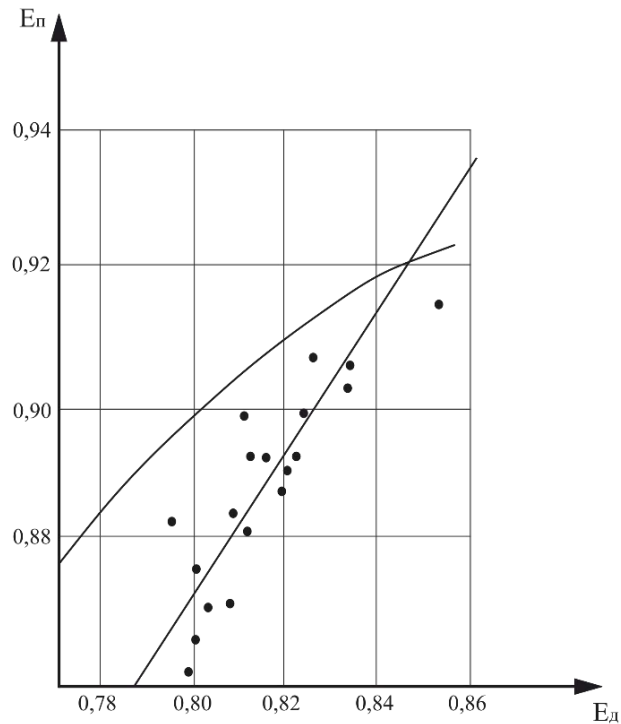


Рисунок 1.7 – Кореляційна залежність коефіцієнтів гідравлічної ефективності до і після очищення внутрішньої порожнини газопроводу

Коефіцієнт кореляції між величинами складає 0,92, що говорить про достатньо сильну статистичну залежність. На підставі методу найменших квадратів побудовано рівняння лінії регресії, яке має вигляд

$$E_n = 1,059E_d + 0,025. \quad (1.19)$$

В таблиці 1.7 і на рисунку 1.8 приведена кореляційна залежність між величиною підвищення ефективності в процесі очищення $\Delta E = E_n - E_d$ і довжиною ділянки, що продувається. Якщо газопровід прокладений в гірських умовах, то в якості довжини використовувалося її приведені значення, яке визначалось по формулі [64,66,74,75]

$$L = L \left(1 + \frac{a}{2L} \sum_{i=1}^n (h_i + h_{i-1}) \cdot \ell_i \right), \quad (1.20)$$

де L – дійсна довжина ділянки;

h_i, h_{i-1} – кінцева і початкова геодезична відмітка i -ої ділянки газопроводу завдовжки L .

$$a = \frac{2g}{ZRT}, \quad (1.21)$$

де g – прискорення сили тяжіння;

R – газова стала;

T, Z – температура газу і коефіцієнт стисливості, значення яких приймалися середніми для даного режиму роботи конкретної лінійної ділянки.

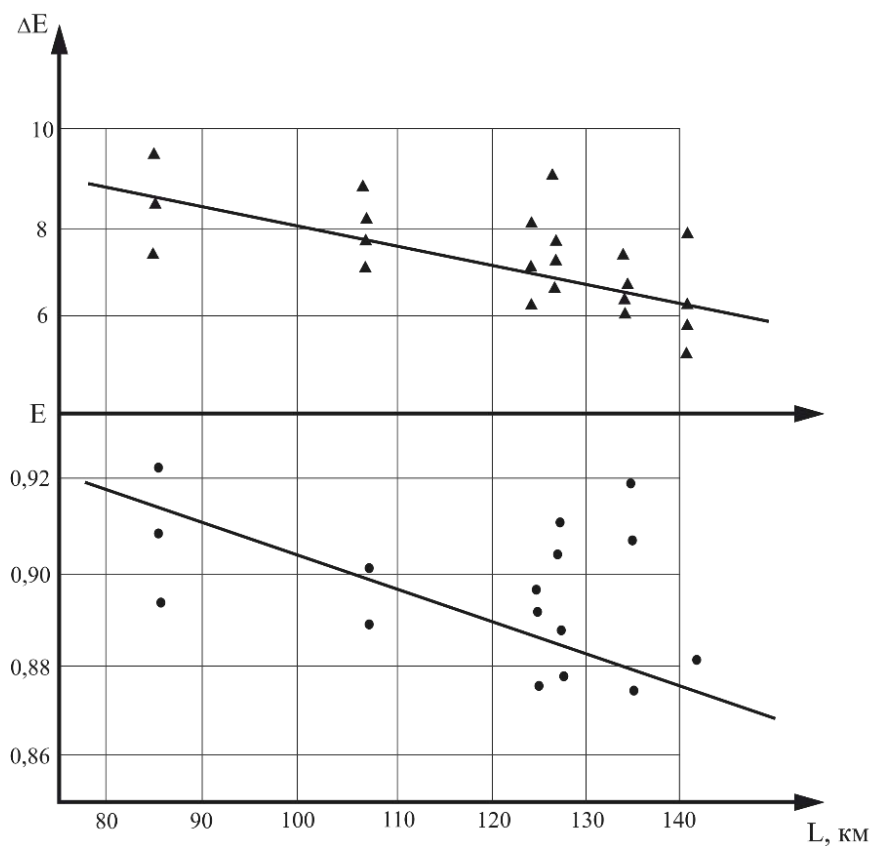


Рисунок 1.8 – Кореляційна залежність коефіцієнтів гідравлічної ефективності газопроводу від його довжини

Кореляційний аналіз вказаної статистичної залежності показав, що коефіцієнт кореляції складає 0,84. Рівняння лінії регресії, одержане на основі застосування методу найменших квадратів має вигляд

$$\Delta E = 11,9 - 0,038 \cdot L, \quad (1.22)$$

де L – ділянка газопроводу, що продувається у км;

ΔE – ступінь підвищення ефективності у відсотках;

Вплив швидкості руху очисного поршня на ступінь підвищення гідравлічної ефективності газопроводу оцінювався по її відношенню до оптимальної швидкості. Для тієї мети використовувався безрозмірний комплекс.

$$\bar{V} = \left| \frac{V - V_o}{V_o} \right|. \quad (1.23)$$

Оптимальна швидкість руху очисного пристрою визначалася по емпіричній залежності, приведеній [28,29,33,34,90,91]. При цьому кількість рідини в порожнині газопроводу і її фізичні властивості визначалися методами описаними вище. Нахил вихідної ділянки газопроводу приймався рівним середньому по трасі, а геометричні і фрикційні характеристики поршня вимірювалися перед кожним процесом очищення.

Фактична швидкість руху очисного пристрою визначалася середньою для всієї ділянки, що продувається, як відношення

$$V = \frac{L}{\tau}, \quad (1.24)$$

де τ – час проходження очисним поршнем ділянки, що продувається, завдовжки L .

Кореляційна залежність ступеня підвищення ефективності газопроводу в результаті очищення $\Delta E = E_n - E_o$ від безрозмірної швидкості очисного поршня приведені на рисунку 1.9. Як і слід було чекати, відхилення швидкості руху поршня від її оптимальної величини призводить до зниження ефективності очищення газопроводу. При цьому коефіцієнт кореляції статистичної залежності складає 0,94. Рівняння лінії регресії, одержане на основі застосування методів найменших квадратів має вигляд

$$\Delta E = 8,66 - 1,0925 \bar{V}, \quad (1.25)$$

де ΔE – ступінь підвищення ефективності у відсотках.

Одержані статистичні залежності дозволяють оцінити міру достовірності і межі застосування різних детермінованих залежностей, одержаних різними методами для розрахунків процесу очищення порожнини газопроводу [25,26,34,46].

Залежність між коефіцієнтами до і після очищення характеризує вплив кількості рідини в порожнині газопроводу на якість очищення. Кореляційна залежність показує, що із зменшенням ефективності газопроводу перед очищенням зменшується його значення після очищення, що добре узгоджується з фізичним уявленням про процес. З практичної точки зору інтерес представляє порівняння результатів, одержаних на підставі детермінованої і статистичної моделей.

Детермінована модель, одержана при оптимальній швидкості руху очисного пристрою приведена [34,39]. Вона має вигляд

$$E_n^2 = 1 - \frac{0,0458}{E_o^4} \exp(-0,685 E_o^4 \tau), \quad (1.26)$$

де τ – дотичні напруження тертя манжет очисного поршня об стінки труб.

$$\tau = \frac{S}{\pi d \delta_k}, \quad (1.27)$$

де S – сила тертя манжет очисного поршня об стінки труб перед очищенням;

d, δ_k – відповідно зовнішній діаметр манжет і ширина контактного кільця.

Для порівняння результатів, одержаних по різних моделях, в детермінованій моделі дотичні напруження тертя манжет очисного поршня об стінки труб приймалися середніми для всіх випадків проведення очищення. При цьому коефіцієнт варіації одиничних величин навколо середнього складав 11,27 %.

Крива залежності між коефіцієнтами ефективності до і після очищення, побудована по детермінованій моделі, суміщена з лінією регресії на рисунку 1.7.

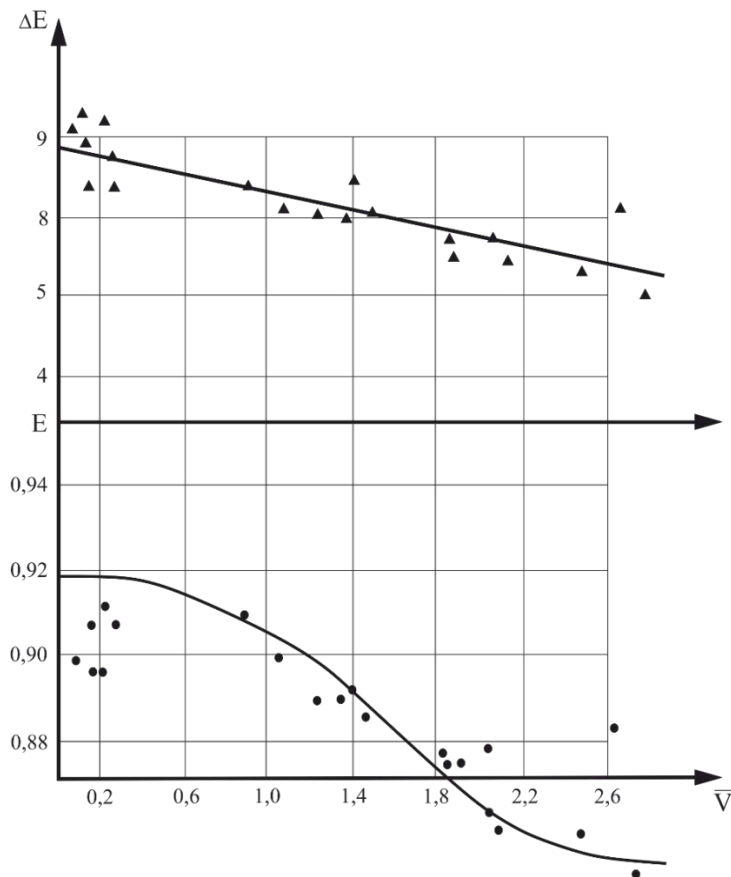


Рисунок 1.9 – Кореляційна залежність ступеня підвищення гідравлічної ефективності газопроводу від безрозмірної швидкості очисного поршня

Як видно з порівняння ліній, значення ефективності після очищення практично співпадає по двох моделях при значенні ефективності до очищення приблизно 85 %. При більш низьких значеннях ефективності до очищення детермінована модель дає значно завищені результати, це частково можна віднести за рахунок відхилення реальної швидкості руху поршня від оптимальної. Проте при практичній реалізації процесу очищення прогноз результатів слід коректувати з врахуванням статистичної моделі.

Геометричні характеристики ділянки, що продувається (довжина, діаметр, профіль траси) мають істотний вплив на нерівномірність розподілу скупчень по трасі газопроводу з одного боку і на відхилення режиму руху очисного поршня від оптимального з іншого. Обидва чинники не враховуються в детермінованих моделях, і у зв'язку з цим вказана статистична залежність характеризує вплив неврахованих чинників на якість очищення. Згідно з побудованою статистичною

залежністю ці чинники можуть зробити вплив на результат очищення в межах 5 – 9 %.

Режим руху очисного пристрою по газопроводу має істотний вплив на результат очищення. За даними [34,39] характер відхилення ефективності очищення від її максимального значення, що досягається при оптимальній швидкості, може бути визначено наступною залежністю

$$E = E_{\max} \exp\left(\frac{V_0^2}{\sigma} \cdot \bar{V}^2\right), \quad (1.28)$$

де $\bar{V} = \left| \frac{V - V_0}{V_0} \right|$ – безрозмірна швидкість.

Величина σ залежить від типу очисного пристрою. Але для статистичної моделі в цьому параметрі також повинна бути включена дисперсія, що враховує розсіювання результатів унаслідок невизначеності початкової інформації. Тому для порівняння результатів одержаних при детермінованій і статистичній моделях, максимальна ефективність E_{\max} в обох випадках була б однаковою.

1.4 Постановка задач та конкретизація мети досліджень

У сучасних умовах старіння газотранспортної системи України удосконалення методів та заходів підвищення гідравлічної ефективності магістральних газопроводів є однією з найважливіших задач трубопровідного транспорту, що потребує вирішення складних науково-технічних питань. Тому проблеми підвищення гідравлічної ефективності магістральних газопроводів і енерговитрат, а також проблеми пов'язані з її пониженням вимагають додаткових досліджень і нових технічних рішень. Підвищення гідравлічної ефективності призведе до збільшення пропускної здатності газопроводів та економії енергоресурсів на транспортування. У час обмеження об'ємів перекачування збільшення прибутку газотранспортного підприємства можливе лише за рахунок зменшення затрат на транспорт, тобто зниження енергоефективності.

У результаті проведеного статистичного аналізу гідравлічної ефективності діючих магістральних газопроводів, а також огляду літературних джерел з питань існуючих методів та заходів підвищення гідравлічної ефективності магістральних газопроводів та газотранспортних систем сформульовано мету роботи та основні задачі досліджень даної дисертаційної роботи.

Мета роботи полягає у вдосконаленні методів підвищення гідравлічної ефективності газопроводів і газотранспортних систем з врахуванням фізичних властивостей відкладень в порожнині труб при плануванні та оптимізації процесу очищення.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання:

- провести теоретичні дослідження гідравлічної ефективності складних газотранспортних систем;
- розробити і реалізувати математичну модель процесу витіснення неньютонівської рідини твердим тілом з порожнини газопроводу з метою оптимізації процесу очищення;
- розробити методологію та провести теоретичні дослідження підвищення ефективності очистки газопроводів шляхом регулювання швидкості руху очисних пристроїв;
- провести теоретичні та експериментальні дослідження підвищення ефективності витіснення очисним пристроєм рідини з газопроводу шляхом аерації рідинних скупчень;
- розробити методику оптимізації періодичності очистки газотранспортних систем.

РОЗДІЛ 2

ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРАВЛІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ СКЛАДНИХ ГАЗОТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ

Питання гідравлічної ефективності газопроводів та газотранспортних систем, методів її розрахунку та засобів і технологій її підвищення вельми актуальне на даний час. Старіння магістральних газопроводів та їх систем з часом експлуатації з точки зору газодинамічних властивостей визначається по зростанню гідравлічного опору рухові газу в трубах. При фіксованому перепаді тиску на початку і в кінці лінійної ділянки газопроводу зростання гідравлічного опору призводить до зменшення пропускної здатності системи. З фізичної точки зору до збільшення гідравлічного опору газопроводу призводить випадання рідинної фази в порожнині труб та зростання шорсткості їх внутрішньої поверхні. Досвід експлуатації газопроводів показує, що основною причиною зниження пропускної здатності газопроводів є наявність у трубах рідинної фази. Джерелом надходження рідинної фази в газопровід є сам потік газу: при високих тисках і відповідних температурах в трубах досягається точка роси відносно води та важких вуглеводнів, що призводить до конденсації рідини. Якщо рідини в трубопроводі мало, а швидкості великі, вона осідає на стінки у вигляді крапель, а при великій щільності осідання утвориться плівка на стінці трубопроводу. У такому випадку рух газу призводить до утворення хвиль на поверхні плівки, на що витрачається значна енергія газового потоку. Втрати енергії за рахунок утворення хвиль зростають із збільшенням лінійної швидкості газу. Зростання шорсткості внутрішньої поверхні стінок труб відбувається в результаті корозії. Збільшення еквівалентної шорсткості внутрішньої поверхні стінок труб внаслідок кислотності середовища, що перекачується, призводить до збільшення фактичного коефіцієнта гідравлічного опору і зниження гідравлічної ефективності.

З точки зору властивостей лінійної ділянки стосовно динаміки газового потоку визначальною діагностичною ознакою є коефіцієнт гідравлічного опору.

Для оцінки міри зниження пропускної здатності газопроводу в результаті збільшення гідравлічного опору труб прийнято користуватися коефіцієнтом гідравлічної ефективності [60,64]. Він може бути використаний як діагностична ознака, що оцінює зміну гідравлічного опору газопроводу.

Коефіцієнт гідравлічної ефективності газопроводу, як і будь-який діагностичний параметр, повинен змінюватися з часом експлуатації газопроводу, визначаючи гідравлічний стан трубопроводу на кожний момент його експлуатації. Практичний інтерес представляє характер процесу зміни ефективності. Очевидно, що з часом гідравлічна ефективність повинна безперервно зменшуватися (якщо не було вжито спеціальних заходів з її збільшення) через те, що потік газу безперервно вносить у газопровід вологу.

Вперше поняття коефіцієнта ефективності газопроводу було запропоноване Ходановичем І.Є. [94] для оцінки міри старіння газопроводу з гідравлічної точки зору. В подальшому теоретичні та експериментальні засади розвитку гідравлічної ефективності наведені в працях Бобровського С.А. [12,13], Галіулліна З.Т. [23], Грудза В.Я. [27], Яковлева Є.І. [104,105] та інших дослідників, де наводяться методи розрахунку гідравлічної ефективності, зміни коефіцієнта в часі, аналіз причин його зниження, способи підвищення.

2.1 Синтез гідравлічної ефективності складної ГТС

Коефіцієнт гідравлічної ефективності складної газотранспортної системи, що складається з кінцевого числа паралельних ниток із лупінгами і вставками, прийнято визначати відношенням пропускної здатності системи на даний момент експлуатації до її проектної (розрахункової) величини. У цьому плані розрахунки не викликають ніяких ускладнень. Проте на практиці експлуатації газотранспортних систем з метою оптимізації їх обслуговування потрібно визначити коефіцієнти гідравлічної ефективності не всієї системи в цілому, а кожної із паралельних ниток, що входять у систему, або ділянок цих ниток. У цьому плані виникають ускладнення, оскільки витрата газу вимірюється на практиці сумарною по всіх нитках системи, а для визначення коефіцієнтів

ефективності кожній із ниток необхідно знати його розподіл між паралельними нитками. Відомо, що в паралельних системах газопроводів витрата між нитками розподіляється обернено пропорційно їх фактичному гідравлічному опору. Отже, для оцінки розподілу витрати між нитками необхідно знати фактичні значення коефіцієнтів гідравлічного опору кожної нитки, що є кінцевою метою визначення ефективності. Таким чином, задача визначення коефіцієнтів гідравлічної ефективності паралельних систем газопроводів є фактично нерозв'язною. Необхідно мати додаткові умови, що давали б можливість оцінити розподіл витрати газу між паралельними нитками системи.

Аналізуючи рівняння стаціонарної течії газу в газопроводі шляхом нескладних перетворень можна одержати залежності, що зв'язують коефіцієнт гідравлічної ефективності системи в цілому з коефіцієнтами гідравлічної ефективності окремих її ділянок. При паралельному з'єднанні лінійних ділянок така залежність може бути подана у вигляді [17]

$$E_r = \frac{\sum_{i=1}^n E_i (d_i)^{0,5}}{\sum_{i=1}^n (d_i)^{0,5}}, \quad (2.1)$$

де $i = 1 \dots n$ - число паралельних ділянок різного діаметра d_i .

При послідовному з'єднанні лінійних ділянок різного діаметра d_i і різної довжини L_i коефіцієнт гідравлічної ефективності системи [17]:

$$E_s^2 = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{L_i}{d_i^{5,2}}}{\sum_{i=1}^n \frac{L_i}{d_i^{5,2} E_i^2}}. \quad (2.2)$$

Формули (2.1) і (2.2) є рекурентними і дозволяють визначити коефіцієнт гідравлічної ефективності довільної складної газотранспортної системи в умовах квазістаціонарного режиму, якщо відомі коефіцієнти гідравлічної ефективності кожної з її ділянок. Проте, практично важливою є обернена задача: визначити коефіцієнти гідравлічної ефективності кожної з ділянок, якщо відомий коефіцієнт

гідравлічної ефективності системи. Ця задача є невизначеною, оскільки з одного рівняння, що представляє собою комбінацію (2.1) і (2.2) потрібно визначити скільки невідомих, скільки ділянок має система. Для усунення цієї невизначеності передбачається виконувати технологічні зміни системи транспорту газу шляхом відключення окремих ділянок і в цей період виконувати виміри, необхідні для розрахунків коефіцієнта гідравлічної ефективності системи. Якщо система складається з n лінійних ділянок, то необхідно виконати $n-1$ технологічних переключень. Проте в моменти переключень буде виникати нестационарність протікання газу по газопроводі, що не дозволить визначити параметри для розрахунку коефіцієнтів гідравлічної ефективності E_{cj} системи на кожному технологічному переключенні. Очікувати тривалий період часу встановлення нового стаціонарного режиму також не є можливим, тому що в процесі відключення деяких лінійних ділянок можливі перерозподіли рідини між ділянками, що залишилися в експлуатації, що призведе до зміни гідравлічної ефективності як окремих ділянок, так і системи в цілому. Тому виміри параметрів режимів необхідно вести в період перехідного процесу, а коефіцієнти гідравлічної ефективності системи на кожному технологічному переключенні визначати на основі нестационарних математичних моделей. Зазначене припущення може бути реалізоване і дозволить одержати достовірні результати тільки в тому випадку, якщо співвідношення (2.1) і (2.2), а також заміна складної газотранспортної системи еквівалентним газопроводом, справедливі при нестационарному режимі.

Для розв'язку поставленої задачі виконувалося моделювання нестационарного процесу в системі газопроводів "Братерство", що представляє собою двохнитковий газопровід з перемичками. На першому етапі моделювання система представлялась у вигляді комбінованого з'єднання чотирьох лінійних ділянок, на кожній з яких коефіцієнт гідравлічної ефективності (a , отже, коефіцієнт гідравлічного опору) мав своє визначене значення. На другому етапі реальна система замінювалась еквівалентним газопроводом із діаметром d_e , а загальний коефіцієнт гідравлічної ефективності визначався на основі (2.1) і (2.2). На границях системи задавалися функції зміни тиску і температури (на початку) і

масової витрати (в кінці), що відповідають змінам параметрів реального несталого процесу в системі, викликаного відключенням ГПА на КС.

З метою моделювання нестационарного неізотермічного процесу в системі газопроводів “Братерство” і еквівалентному газопроводі була розроблена методика реалізації математичної моделі процесу, що базується на системі рівнянь, що включають рівняння руху, нерозривності і енергії у вигляді (2.1).

При реалізації моделі для газотранспортної системи використаний агрегативний метод побудови моделі. Технологічна схема траси газопроводу розбивалася на ряд кусково-лінійних агрегатів (КЛА). Кожний КЛА являє собою ділянку простого газопроводу з постійними значеннями коефіцієнта гідравлічного опору, геометричного нахилу, обмежений точками підключення перемичок.

У середині кожного КЛА взаємозв'язок між технологічними параметрами потоку газу визначають системою диференціальних рівнянь, що складається з рівняння руху, нерозривності і енергії, що реалізується методом сіток із тимчасовим кроком h . З цією метою будуються вузлові точки, у яких знаходяться значення тиску, температури і масової витрати. Якщо число вузлових точок по довжині газопроводу N_x , то стани агрегатів можуть бути предствлені у вигляді

$$Z = (v, Z_v), \quad (2.3)$$

де $v(t)$ – номер інтервалу часу довжиною h .

$$Z_v = \{Z_{v1}, Z_{v2} \dots Z_{v4 N+4}\}, \quad (2.4)$$

де Z_{v1} – час, що залишився, до закінчення інтервалу;

$$Z_{vi+1} = P_i \quad \text{– тиск у } i\text{-тому вузлі сітки } (i=1 \dots N_x);$$

$$Z_{vi+N+1} = M_i \quad \text{– масова витрата в } i\text{-тому вузлі сітки};$$

$$Z_{vi+2N+1} = T_i \quad \text{– температура газу в } i\text{-тому вузлі сітки};$$

$$Z_{vi+3N+1} = T_{ci} \quad \text{– температура стінки трубопроводу в } i+N_x \text{ вузлі сітки}.$$

Крім того, для сполучення агрегатів необхідно знати параметри газу на початку наступного агрегату і розмір його розбивки по просторовій координаті.

Якщо наступний агрегат має номер $j+1$, тоді для агрегату з номером j ; $Z_{vH N+2}$ - температура газу в другому вузлі $j+1$ агрегату; Z_{v4N+3} - температура стінки в $Nx+2$ вузлі $j+1$ агрегату; Z_{v4N+4} - крок інтегрування по довжині $j+1$ агрегату.

При моделюванні нестационарного процесу в еквівалентному газопроводі також застосовувався, агрегатний метод. У цьому випадку кожний КЛА характеризувався постійним геометричним нахилом газопроводу до горизонту. У гідравлічних розрахунках використовувалося поняття еквівалентного діаметра системи.

Аналіз результатів розрахунків показує, що використані математичні моделі адекватно описують реальний технологічний процес. У порівнянні з фактичними параметрами і динамікою їхньої зміни в часі максимальна похибка у визначенні тиску математичної моделі, реалізованої для системи газопроводів, складає 3,1%. Середні значення похибок в інтервалі часу всього перехідного процесу в цьому випадку складають відповідно по тиску 0,4%, по температурі 0,5% і по масовій витраті 1,4%.

При заміні реальної двониткової системи еквівалентним газопроводом максимальна похибка у визначенні тиску в динаміці його зміни склала 6,2%, у визначенні температури 3,5%, у визначенні масової витрати 6,6%. Середні за період нестационарного процесу розміру похибок у цьому випадку склали: по тиску 0,8% , по температурі 0,64% , по масовій витраті 2,6%.

Розбіжності між параметрами нестационарного процесу у випадку реалізації математичної моделі для реальної системи і еквівалентного газопроводу склали: відповідно максимальні по тиску 3,1%, по температурі 1,5% , по масовій витраті 3,2%, середні по тиску 0,35%, по температурі 0,28% , по масовій витраті 1,1%. Слід крім того відзначити, що моделювання у вигляді реальної системи в порівнянні з еквівалентним газопроводом представляє більш швидку зміну параметрів у часі.

На підставі аналізу результатів розрахунків і похибок, викликаних заміною реальної системи еквівалентним газопроводом можна зробити висновок про

адекватність в обох випадках, а, отже, про можливість використання співвідношень (2.1) і (2.2) для визначення коефіцієнтів гідравлічної ефективності складних газотранспортних систем у якості додаткових умов. Це дозволяє використовувати методика зміни технологічної схеми газотранспортної системи з метою проведення вимірів, необхідних для розрахунку коефіцієнтів гідравлічної ефективності окремих ділянок системи.

Визначені в такий спосіб значення коефіцієнтів гідравлічного опору на різних ділянках системи приймаються в якості початкових наближень в нижче приведеному ітераційному алгоритмі.

1. Для кожної із технологічних схем, що відрізняються відключенням однієї з лінійних ділянок, будуються розрахункові схеми, і по приведеній вище методиці розраховуються зміни в часу тиску, температури і витрати на межах системи.

2. Порівняння розрахункових показників із фактичними дозволяє визначити максимальну похибку. Досвід показує, що найбільше ефективною для розрахунків є похибка по тиску.

3. Для однієї з ділянок системи змінюється коефіцієнт гідравлічного опору від початкового наближення в бік його збільшення з дискретним кроком. Після цього повторюються розрахунки характеру зміни параметрів на межах ділянки і визначається максимальна похибка в порівнянні з фактичними даними. Якщо при цьому максимальна похибка зменшується, то коефіцієнт гідравлічного опору обраної ділянки змінюють у тому ж напрямку і процедуру повторюють. Якщо ж максимальна похибка при цьому зростає, то змінюють розмір коефіцієнта гідравлічного опору на один крок в зворотну сторону і процедуру повторюють.

4. Після досягнення мінімальної розбіжності розрахункових і фактичних даних вибирають значення ефективності наступної ділянки, для котрої вся процедура повторюється.

5. По закінченні розрахунків по всіх розрахункових схемах повертаються до початкового і процедура повторюється.

6. Ітерації повторюються доти, поки максимальні відхилення розрахункових і фактичних параметрів по всіх обраних схемах не досягають мінімуму, в результаті знаходять коефіцієнти гідравлічного опору, що відповідають мінімальним відхиленням розрахункових і фактичних параметрів.

Складні газотранспортні системи характеризуються багатонитковими трубопроводами з міжнитковими перемичками та наявністю шляхових відборів газу, які можуть бути постійнодіючими, або буферними, сталими за величиною, або змінними в часі. Окрім того, лінійна частина газопроводу може характеризуватися наявністю аварійних витоків. Малі витoki зазвичай важко діагностувати в зв'язку з тим, що їх поява практично не спотворює параметри режиму з одного боку, а візуальні спостереження не дають бажаного ефекту. Контроль місця і моменту появи малого витoku з газопроводу існуючими приладами і методами малоефективний через низький поріг чутливості вимірювальних систем. Тому вирішення проблеми слід шукати в створенні математичних моделей, призначених для діагностування малих витоків з газопроводу і встановлення їх впливу на коефіцієнт гідравлічної ефективності газотранспортної системи.

Діагностична модель газотранспортної системи повинна зв'язувати основні параметри режиму перекачування газу з діагностичними ознаками, до яких в першу чергу слід віднести коефіцієнт гідравлічної ефективності.

Очевидно, що встановити точно місце аварійного витoku газу і його величину оперативно надзвичайно складно. Тому завдання ставиться наступним чином: встановити, в якій мірі впливає поява аварійного витoku з газопроводу на його гідравлічну ефективність, і, якщо цей вплив суттєвий, то необхідно при визначенні коефіцієнта ефективності вводити корективи в розрахунки, які враховували б наявність витоків газу.

Для газопроводів без шляхових відборів і аварійних витоків газу величина коефіцієнта гідравлічної ефективності входить в основне рівняння газопроводів і може бути визначена

$$E = \frac{Q}{cd^{2,5} \sqrt{\frac{P_H^2 - P_K^2}{\lambda \Delta Z T L}}}, \quad (2.5)$$

де Q – фактична витрата газу в газопроводі;

c – коефіцієнт, що залежить від вибору системи одиниць;

d – внутрішній діаметр газопроводу;

P_H, P_K – тиски на початку і в кінці газопроводу;

λ – теоретичне значення коефіцієнту гідравлічного опору;

Δ – відносна густина газу;

Z – коефіцієнт стисливості;

T – середня температура газу;

L – довжина лінійної ділянки.

Якщо на віддалі l_q від початку знаходиться зосереджений відбір газу або аварійний витік з витратою q , то на основі (2.5) одержимо систему рівнянь

$$P_H^2 - P_q^2 = \frac{\lambda \Delta Z T L Q^2}{c^2 d^5 E_q^2} \quad (2.6)$$

$$P_q^2 - P_K^2 = \frac{\lambda \Delta Z T (L - l_q) (Q - q)^2}{c^2 d^5 E_q^2},$$

де P_q – тиск в точці витоку газу.

Очевидно, що коефіцієнт гідравлічної ефективності газопроводу з витоком газу E_q до певної міри відрізнятиметься від коефіцієнта гідравлічної ефективності газопроводу без витоку газу E , оскільки дані величини отримані на основі різних математичних моделей. Сумісний розв'язок системи (2.6) і рівняння (2.5) дає залежність для співвідношення вказаних коефіцієнтів у вигляді

$$\delta = \frac{E_q}{E} = \left(1 - \frac{q}{Q}\right) \sqrt{1 - \frac{l_q}{L}}. \quad (2.7)$$

Таким чином, метою дослідження є встановлення величини δ та її залежності від величини витoku і його координати. На рисунку 2.1 приведено графічні залежності вказаного відношення від величини витoku газу і його розміщення на газопроводі. Аналіз графіків показує, що при величині витoku газу, що складає 0,1% від витрати в газопроводі коефіцієнт гідравлічної ефективності знижується на 13,4%. З збільшенням величини витoku газу і його відстані від початку газопроводу вказане відхилення збільшується. Тому виникає необхідність певною мірою компенсувати вказане відхилення. Для цього необхідно знати величину і координату аварійного витoku, якщо такий існує. Пропонується аналізувати нестационарний процес в газопроводі, викликаний появою аварійного витoku газу.

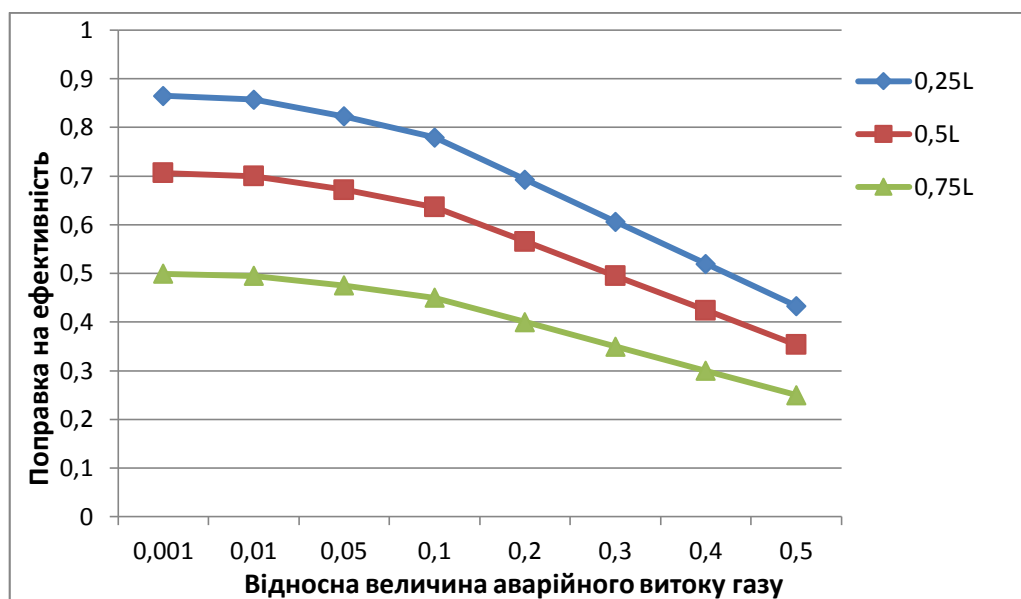


Рисунок 2.1 – Вплив шляхових відборів на коефіцієнт гідравлічної ефективності газопроводу

2.2 Вплив температурного режиму на гідравлічну ефективність ГТС

Зміна температур реального газу по довжині газопроводу має два причинних фактори: теплову взаємодію трубопроводу з навколишнім середовищем і вплив внутрішніх ефектів, до яких в першу чергу слід віднести ефект Джоуля-Томсона. Зовнішнім мірилом температурних процесів в газопроводі і зв'язаних з ними гідравлічних втрат енергії можна вважати середню температуру газу на лінійній ділянці газопроводу. Вона визначається зовнішнім

теплообміном і величиною гідравлічних втрат енергії при розширенні газу. Для її визначення запропонована наступна розрахункова схема, яка реалізується для кожного з газопроводів системи з номером i і для кожної лінійної ділянки з номером j . Вважається відомою температура на вході першої КС і комерційна продуктивність газопроводу.

Робочий тиск і температура на виході з компресорної станції, що розміщена на початку лінійної ділянки визначається з залежностей:

$$\begin{aligned} T_{Hij} &= T_{Bij} \varepsilon_{ij}^{\frac{m-1}{m}}, \\ P_{Hij} &= P_{Bij} \varepsilon_{ij}, \end{aligned} \quad (2.8)$$

де m – показник політропи стиску газу на КС;

ε_{ij} – ступінь стиску газу на КС, який визначається з її характеристики.

В початковому наближенні середню температуру газу в i -тій лінійній ділянці J -того газопроводу можна знайти за формулою Шухова

$$T_{спij}^{(s=0)} = T_{сп} + \frac{T_{Hij} - T_{сп}}{a_{ij} L_{ij}} (1 - e^{-a_{ij} L_{ij}}) \quad (2.9)$$

де $T_{сп}$ – температура ґрунту в непорушеному тепловому стані;

s – номер ітерації.

Температуру ґрунту в непорушеному тепловому стані T можна взяти середньою для даної ділянки на основі вимірювань, або розрахувати за формулою, одержаною на основі обробки статистичних даних для території України в залежності від сезону

$$t_{ГР} = 6,9 + 3,6 \sin \frac{\pi}{180} (\tau + 165), \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (2.10)$$

де t – календарний час в добах починаючи з 1.01.

При відомій середній температурі і початковому тиску можна знайти в початковому наближенні тиск в кінці лінійної ділянки, тобто на вході в наступну компресорну станцію:

$$P_{B^{i+1},j}^{(s)} = \sqrt{P_{Hij}^{(s)2} - \frac{\lambda_j \Delta T_{cpij}^{(s)} L_{ij} Q_i^2}{(0,326 \cdot 10^{-6})^2 d_j^5}}, \quad (2.11)$$

де λ – коефіцієнт гідравлічного опору газопроводу, який при відомій продуктивності може бути знайдений за критерієм Рейнольдса.

Тепер для уточнення середньої температури врахуємо вплив ефекту Джоуля-Томсона. Тоді одержимо:

$$T_{cpij}^{(s=0)} = T_{ГП} + \frac{T_{Hij} - T_{ГП}}{a_{ij} h_{ij}} (1 - e^{-a_{ij} L_{ij}}) - D \frac{P_{Hij}^{(s)2} - P_{Bi+1j}^{(s)2}}{2a_{ij} L_{ij} P_{Hij}^{(s)}}, \quad (2.12)$$

де D – коефіцієнт ефекту Джоуля-Томсона.

Уточнюємо середній тиск:

$$P_{cpij}^{(s)} = \frac{2}{3} \left(P_{Hij} + \frac{P_{Bi+1j}^{(s)2}}{P_{Hij} + P_{Bi+1j}} \right) \quad (2.13)$$

Після уточнення середньої температури газу на дільниці повертаємося до уточнення тиску на вході наступної КС за формулою (2.11) і знаходимо температуру газу на вході цієї КС

$$T_{BH,j}^s = T_{ГП} + (T_{Hij}^s - T_{ГП}) e^{-a_{ij} L_{ij}} - D \frac{P_{Hij}^{(s)2} - P_{Bi+1j}^{(s)2}}{2a_{ij} L_{ij} P_{cpij}^{(s)}}. \quad (2.14)$$

Ітераційний процес продовжується до тих пір, поки не буде досягнуто з заданим ступенем надійності співпадання кінцевих тисків на сусідніх ітераціях.

Після досягнення заданої точності переходимо до розрахунку режиму роботи КС. Для цього характеристики обладнання КС задавалися у вигляді [64]:

$$\varepsilon^2 = (\alpha - \beta \bar{n}) - (\gamma + \theta \bar{n}) Q_B^2$$

$$\left[\frac{N_i}{\rho_B} \right]_{ПП} = C_0 - C_1 Q_B + C_2 Q_B^2, \quad (2.15)$$

де $\alpha, \beta, \gamma, \theta, C_0, C_1, C_2$ – сталі коефіцієнти, що визначаються за характеристиками нагнітача;

n – відносні оберти ротора нагнітача;

$\left[\frac{N_1}{\rho_6} \right]_{np}$ – приведена індикаторна потужність.

Якщо відомі тиск і температура на вході КС, то об'ємна продуктивність при умовах входу

$$Q_B = Q \frac{P_{CT}}{P_{Bi+1,j}} \frac{T_{Bi+1,j}}{T_{CT}} Z_B. \quad (2.16)$$

Тоді з першого рівняння (2.14) визначається ступінь стиску газу при номінальних обертах ротора. Тиск на виході КС

$$P_{Hi+1,j} = \varepsilon_{ij} P_{Bi+1,j}. \quad (2.17)$$

Якщо в (2.17) $P_{Hi+1,j} > 7,6 \text{ МПа}$, то приймають $P_{Hi+1,j} = 7,6 \text{ МПа}$ і з (2.15) визначають відносні оберти ротора:

$$\bar{n} = \frac{\left(\frac{P_{Hi+1,j}^{\max}}{P_{Bi+1,j}} \right)^2 - a + \gamma Q_B^2}{(\beta - \theta) Q_B^2}. \quad (2.18)$$

Тепер індикаторна приведена потужність визначається з другого рівняння системи (2.15) і далі індикаторна, ефективна потужність агрегату і загальна потужність КС:

$$\begin{aligned} N_i &= \left[\frac{N_i}{\rho_B} \right]_{np} \rho_B (\bar{n})^3 \\ N_e &= N_i + \Delta N_{mex} \\ N_{KC} &= N_e r_0 \end{aligned} \quad (2.19)$$

При охолодженні газу на КС на глибину Δt температура на виході становитиме

$$T_{HII} = T_{HII} - \Delta t. \quad (2.20)$$

Тоді у відповідності до (2.14) зменшиться середня температура газу на ділянці і згідно з (2.11) зросте тиск на вході наступної КС. Це призведе до

зменшення об'ємної продуктивності КС при умовах входу в агрегати і до зменшення приведеної індикаторної потужності КС. Отже, охолодження газу на КС призводить до зменшення енергетичних затрат на перекачку газу.

Розрахунок охолодження газу на КС мав за мету визначення затрат енергії, необхідної для досягнення заданої глибини охолодження. Вихідними даними для розрахунку служать технічна характеристика апарату повітряного охолодження даного типу, фізичні властивості газу, комерційна його витрата і умови поступлення газу на охолодження. Температура повітря на вході в холодильник газу приймається рівною температурі навколишнього середовища в залежності від сезону (календарного часу), яка береться по даних гідрометеорологічної служби.

Кількість паралельно працюючих АПО газу визначається за відомою з технічної характеристики паспортною пропускною здатністю апарату [105]

$$r = \frac{Q}{Q_{пасп}}, \quad (2.21)$$

де Q – продуктивність газопроводу;

$Q_{пасп}$ – паспортна пропускна здатність АПО.

Число паралельно працюючих АПО заокруглюють до найближчого цілого r_0 і уточнюють витрату газу через один апарат:

$$Q_1 = \frac{Q}{r_0}. \quad (2.22)$$

Тоді температурний перепад по газу на АПО першого ступеня охолодження може бути визначений з рівняння

$$W_r \Delta t_r = \frac{t_1 - \tau_1}{\frac{1}{W_r} - \frac{1}{W_0} - \frac{1}{W_m} \operatorname{cth} \frac{kF}{2W_m}}, \quad (2.23)$$

де W_r, W_0 – водяні еквіваленти відповідно газу і холодоагенту;

W_m – змішаний водяний еквівалент;

$$\frac{1}{W_m} = \sqrt{\left(\frac{1}{W_r} + \frac{1}{W_0}\right)^2 - \frac{4\rho}{W_r W_p}}; \quad (2.24)$$

Температура газу на вході в лінійну ділянку газопроводу

$$T_{nij} = T_n - \Delta t_r, \quad (2.25)$$

де T_n – температура газу після компримування.

Для другої і наступних ступеней охолодження перепад на АПО визначають також за (2.19), приймаючи температуру газу t . на вході в кожен наступну ступінь рівною температурі газу на виході з попередньої.

Потужність вентилятора кожного ступеня АПО не залежить від параметрів режиму роботи і визначається паспортними даними АПО. Тому при наявності rQ паралельно працюючих АПО, які охолоджують газ в S ступеней загальна потужність системи охолодження складе:

$$N_0 = N_{nascn} r_0 S, \quad (2.26)$$

де N_{nascn} – паспортна потужність вентилятора одного АПО.

Таким чином, для заданої глибини охолодження газу визначались затрати енергії на охолодження газу, які в сумі з затратами енергії на перекачку склали загальний енергетичний баланс системи. Мінімум сумарних енергетичних затрат відповідав оптимальній температурі охолодження газу.

На основі викладених розрахункових схем створено алгоритми і програми розрахунків технологічних процесів транспорту газу по системі газопроводів Уренгой-Помари-Ужгород-Союз-Прогрес, які дозволяють оптимізувати температурний і гідравлічний режими з точки зору мінімуму енергетичних затрат на перекачку.

Результати розрахунків у вигляді графіка приведено на рисунку 2.2.

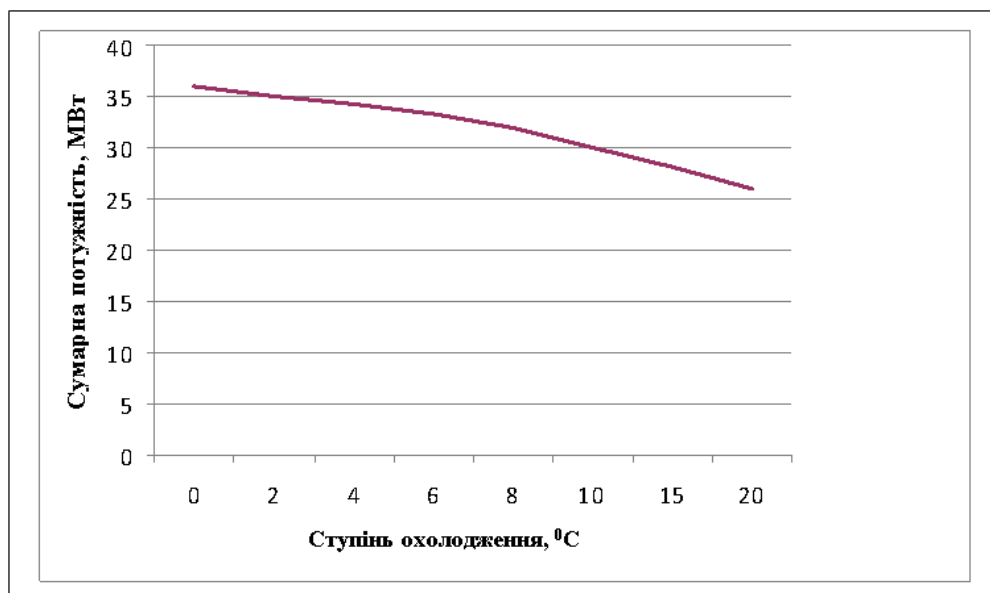


Рисунок 2.2 – Затрати потужності на перекачування газу в залежності від глибини охолодження

Результати дослідження показують, що збільшення глибини охолодження газу призводить до зменшення енерговитрат на транспортування газу. Це має логічне пояснення, оскільки зменшення температури газу призводить до збільшення його густини при робочих умовах, а, значить, до зменшення лінійних швидкостей газу в трубах. В результаті зменшуються гідравлічні втрати на транспортування і відповідно витрати потужності. Крім того, зменшення температури газу призводить до зменшення його динамічної в'язкості, що також має вплив на зниження гідравлічних втрат при транспортуванні. Однак, при розвинутому турбулентному режимі залежність коефіцієнта гідравлічного опору від числа Рейнольдса несуттєва.

Отримана залежність витрат потужності на транспортування газу від глибини його охолодження на КС після компримування не досягає екстремуму. Очевидно, мінімум функції досягається при значно більших глибинах охолодження в зв'язку з тим, що витрати потужності на охолодження значно менші за витрати потужності на компримування. Однак для реальних значень величини глибини охолодження газу після компримування залежність витрат потужності на транспорт від глибини охолодження має падаючий характер.

2.3 Гідравлічна ефективність в умовах нестационарності

У літературі відомо декілька моделей опису нестационарного руху газу в трубопроводі з урахуванням різних факторів впливу на рух. Дослідженню ж ефектів впливу цих факторів на розподіл газодинамічних параметрів приділена неналежна увага. Серед робіт, у яких вивчаються фактори впливу можна відмітити [13,105]. Причин цього є декілька: отримані параметричні описи руху є, як правило, нелінійними системами диференціальних рівнянь у частинних похідних; не існує методів із гарантованою точністю розв'язування цих систем; немає необхідної кількості достовірних замірів для перевірки адекватності отриманих результатів тощо. Разом із тим при побудові параметричних співвідношень використовуються різного роду припущення, які в певних просторово-часових діапазонах можуть вносити суттєвий вклад при визначенні параметрів фізичного процесу, що вивчається.

Поширеною взаємозв'язаною системою диференціальних рівнянь у частинних похідних, якою описується рух газу в трубопроводі в нестационарному неізотермічному режимі, є система, наведена в [64,78].

Розв'язування системи вимагає задання деяких параметрів, зокрема коефіцієнта теплопередачі від газу до ґрунту, які суттєво змінюються за довжиною трубопроводу в залежності від середовища залягання труби й є невідомими. Тому найчастіше використовують таку систему взаємозв'язаних диференціальних рівнянь у частинних похідних

$$\begin{aligned} \frac{\partial p}{\partial x} + \rho\alpha \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\omega^2}{2\rho^2} \right) + \beta\rho g \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{\lambda\omega^2}{2\rho D} + \gamma \frac{\partial \omega}{\partial t} &= 0, \\ \frac{\partial \omega}{\partial x} + \frac{1}{c^2} \frac{\partial p}{\partial t} &= 0, \end{aligned} \quad (2.27)$$

де $c = \sqrt{kzRT}$ – швидкість звуку в газі,

α – коефіцієнт Коріоліса (для ламінарного потоку $\alpha = 2$, а для турбулентного – $\alpha = 1,1$).

У першому рівнянні враховано сили тертя, різниці перепаду висот трубопроводу й інерційний опір. Друге рівняння характеризує кількісний баланс

газу. При цьому зміна температури від довжини трубопроводу враховується на основі побудови ітераційного алгоритму. В системі (2.27) коефіцієнти β і γ введено з метою вивчення впливу відповідних складових сил.

Для розрахунку зміни температури газу вздовж трубопроводу використовується формула [64]

$$T(x) = T_{01} + T_{02}e^{-ax}, \quad (2.28)$$

де

$$T_{01} = T_{cp} - T_{00}, \quad T_{02} = T_0 - T_{cp} + T_{00},$$

$$T_{00} = \frac{1}{al} \left[\Delta p \left(D_i - \frac{1}{C_p \rho_0} \right) + \frac{g \Delta h}{C_p} \right], \quad \Delta p = p_0 - p_l, \quad a = \frac{k \pi D}{C_p \omega},$$

T_0 – температура газу на вході в трубопровід;

C_p – теплоємність газу при сталому тиску;

p_0 і p_l – значення тисків на початку та в кінці трубопроводу;

D_i – коефіцієнт Джоуля-Гомсона;

ρ_0 – густина газу в стандартних умовах.

Розглядається неусталений рух газу в трубопроводі з урахуванням усіх сил, що входять у рівняння руху системи (2.27). За початковий стан вибирається вихідний стаціонарний стан, при якому розподіл тиску $p_s(x)$ вздовж трубопроводу задається формулою

$$p_s(x) = \sqrt{p_0^2 - \frac{\lambda \chi R T}{D} \left(\frac{\rho_0 Q_0}{F} \right)^2} x, \quad (2.29)$$

де $F = \pi D^2 / 4$ – площа поперечного перерізу трубопроводу;

Q_0 – об'ємна витрата газу в стандартних умовах.

Граничні умови на початку $p(0, t)$ і в кінці $p(l, t)$ трубопроводу задаються функціями виду

$$p(0, t) = p_0 + p_{00} \left[\left(\frac{\beta_0 t}{\gamma} \right)^\gamma \exp(\gamma - \beta_0 t) + 1 - e^{-\beta_0 t} \right], \quad (2.30)$$

$$p(l,t) = p_l + p_{ll}(1 - e^{-\beta t}). \quad (2.31)$$

Початкові та граничні умови приймаються узгодженими. Параметри β_0 і β_l характеризують швидкість виходу граничних умов на усталений режим. Гранична умова на вході трубопроводу побудована на основі аналізу та обробки замірних даних при включенні в роботу на компресорній станції додатково одного газоперекачувального агрегату. Тут параметри β_0 і γ відповідають за перехідний час і максимум функції $p(0, t)$.

Оскільки граничні умови задано на функцію тиску, то шуканими величинами є масова витрата для системи (2.27).

Тому стосовно моделювання газотранспортних систем задача формулюється наступним чином: знайти масові витрати газу на кінцях трубопроводу та дослідити вплив на них зміни кінетичної енергії, характеру руху та рельєфу траси.

При вибраних вище початково-граничних умовах наближений розв'язок системи (2.27) на послідовному j -му часовому зрізі визначається наступним чином

$$\omega(0,t) = \frac{1}{2y_2} \left(\sqrt{y_1^2 - 4y_0y_2} - y_1 \right), \quad (2.32)$$

$$\omega(0,t) = \omega(l,t) + \mu_4,$$

де

$$y_1 = 2\mu_4 \left(\kappa_{22} + \frac{\alpha}{l} \xi_{22} \right) + \frac{\alpha}{l} \mu_4 (\xi_{22} - \xi_{12}) + \frac{4\gamma}{\Delta t} \mu_4 = \omega_{11} - \omega_{21} - \frac{l}{c_s \Delta t} (p_{22} + p_{12} - p_{21} - p_{11});$$

$$y_2 = \kappa_{22} + \frac{2\alpha}{l} (\xi_{22} - \xi_{21}) + \kappa_{12}, \quad y_0 = \mu_1 - \mu_3 - f_1 + \mu_4^2 \left(\kappa_{12} + \frac{\alpha}{l} \xi_{22} \right) + \frac{2\gamma}{\Delta t} \mu_4;$$

$$\mu_1 = \frac{2}{l} (p_{22} - p_{12}) + \frac{\beta}{l} g \Delta h (\eta_{22} + \eta_{12}), \quad \mu_2 = \gamma (\omega_{21} + \omega_{11}), \quad \mu_3 = \frac{2}{\Delta t} \mu_2;$$

$$f_1 = \frac{2}{l} (p_{21} - p_{11}) + \frac{2}{l} (\omega_{21} + \omega_{11}) (v_{21} - v_{11}) + \frac{\beta}{l} g \Delta h (\eta_{22} + \eta_{12}) + \theta_{21} + \theta_{11};$$

$$\eta(x,t) = \frac{p}{zRT}, \quad \xi(x,t) = \frac{1}{\eta(x,t)}, \quad \kappa(x,t) = \frac{\lambda zRT}{2Dp}, \quad v = \xi \omega;$$

$$\theta(x,t) = \kappa(x,t)\omega(x,t);$$

$$p_{11} = p(0, t_{j-1}), \quad p_{12} = p(0, t_{j-1} + \Delta t), \quad p_{21} = p(l, t_{j-1}), \quad p_{22} = p(l, t_{j-1} + \Delta t);$$

$$\omega_{11} = \omega(0, t_{j-1}), \quad \omega_{12} = \omega(0, t_{j-1} + \Delta t), \quad \omega_{21} = \omega(l, t_{j-1}), \quad \omega_{22} = \omega(l, t_{j-1} + \Delta t);$$

$$\eta_{11} = \eta(0, t_{j-1}), \quad \eta_{21} = \eta(l, t_{j-1}), \quad \eta_{12} = \eta(0, t_{j-1} + \Delta t), \quad \eta_{22} = \eta(l, t_{j-1} + \Delta t).$$

Δt – крок за часом, c_s – середнє значення швидкості звуку в газі. Зміст параметрів θ_{ij} , $i, j = 1, 2$, визначається виглядом функцією $\theta(x, t)$.

Розв'язок системи (2.27) у виді (2.32) отриманий шляхом інтегрування рівнянь, що входять у систему, за координатою від початку до кінця трубопроводу та часом від t_{j-1} до $t_j = t_{j-1} + \Delta t$, $j = 1, 2, \dots$, із використанням теореми про середнє.

Проведено обчислення для горизонтального трубопроводу з такими параметрами: початковий тиск $p_0 = 66,8$ атм, об'ємна витрата $q_0 = 3516000$ м³/год; вхідна температура газу 40 С; коефіцієнт тепловіддачі від газу до ґрунту $k = 1,3$; газова стала $R = 490$ (Дж/кг·К); $C_p = 2200$ (Дж/кг·К); стала Сазерленда – 164; коефіцієнт шорсткості – 0,0366 мм; довжина трубопроводу $l = 122000$ м; діаметр $d = 1,388$ м. Результати обчислень подані на рисунках (значення часу подано в хвилинах).

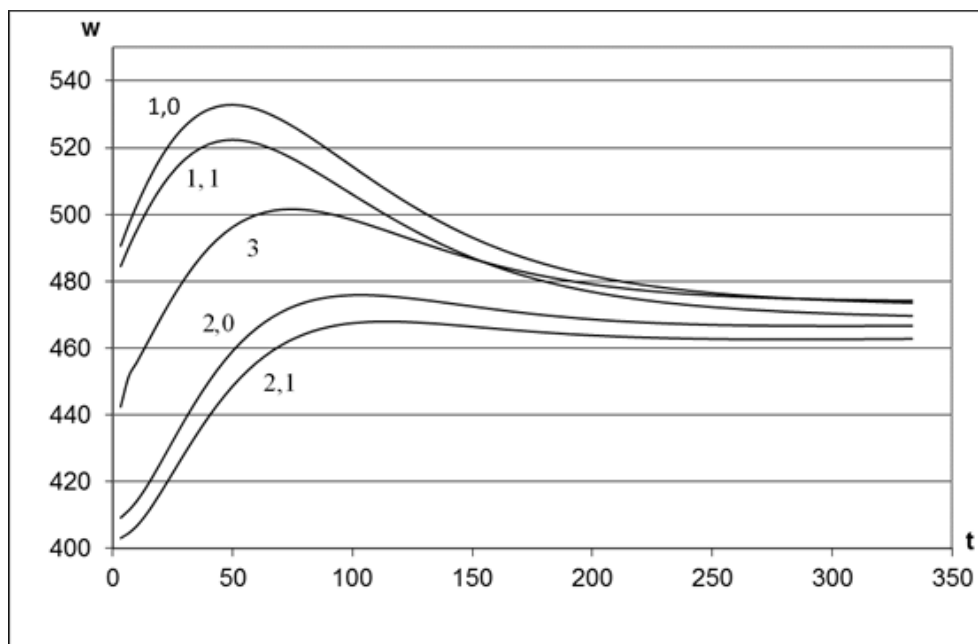


Рисунок 2.3 – Залежність вхідної (1_n), вихідної (2_n) та усталеної (3) витрат газу при нехтуванні ($n=0$) та врахуванні ($n=1$) зміни кінетичної енергії

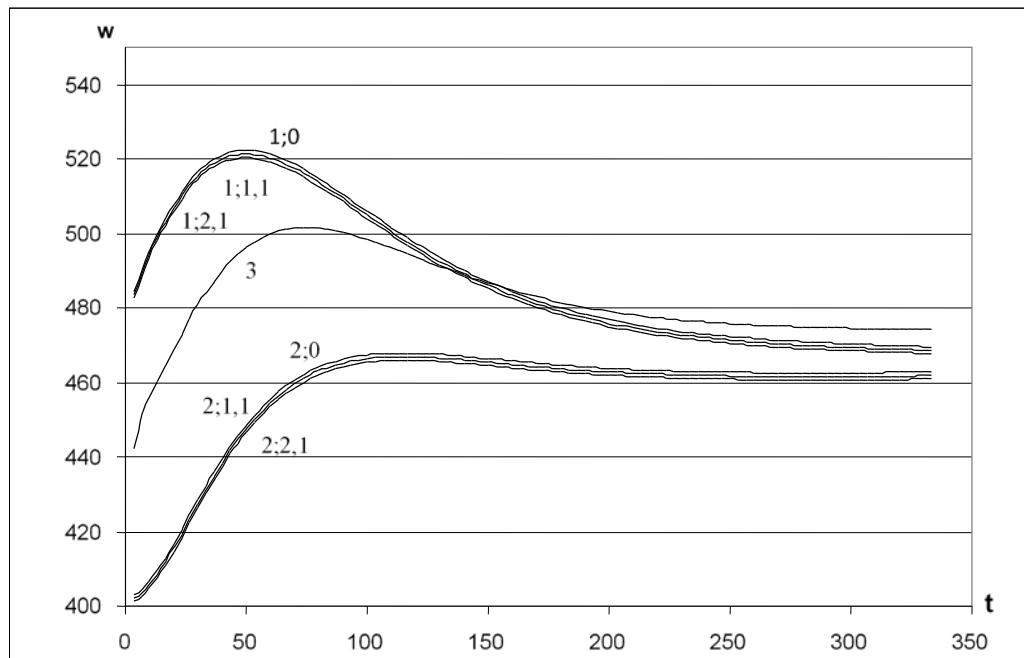


Рисунок 2.4 – Залежність вхідної (1_{α}), вихідної (2_{α}) та усталеної витрат газу при різних значеннях коефіцієнта Кориоліса α без урахування зміни кінетичної енергії

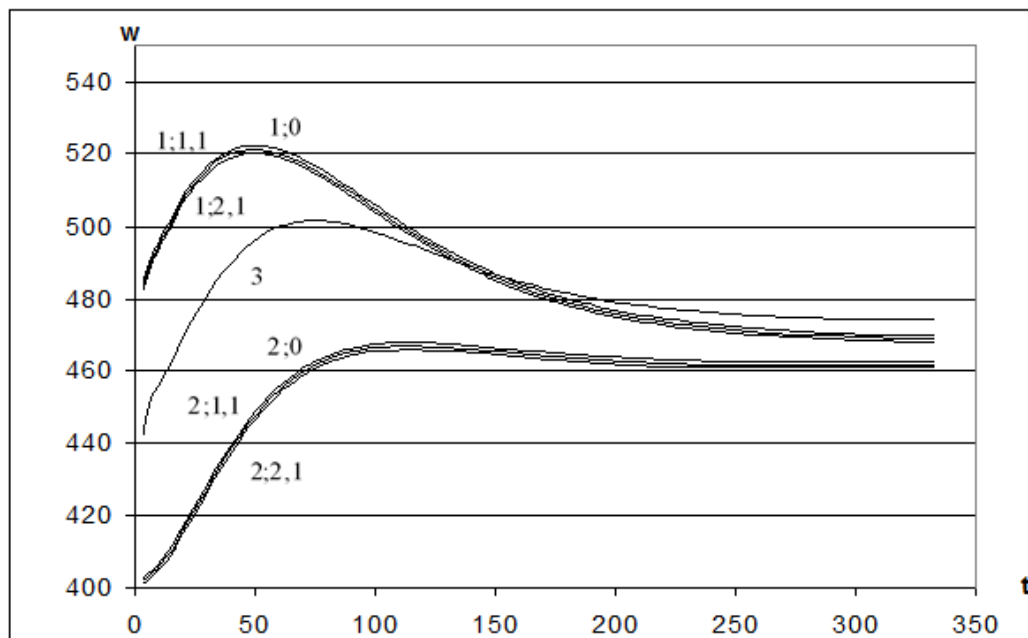


Рисунок 2.5 – Залежність вхідної (1_{α}), вихідної (2_{α}) та усталеної (3) витрат газу при різних значеннях коефіцієнта характеру руху α із урахуванням зміни кінетичної енергії

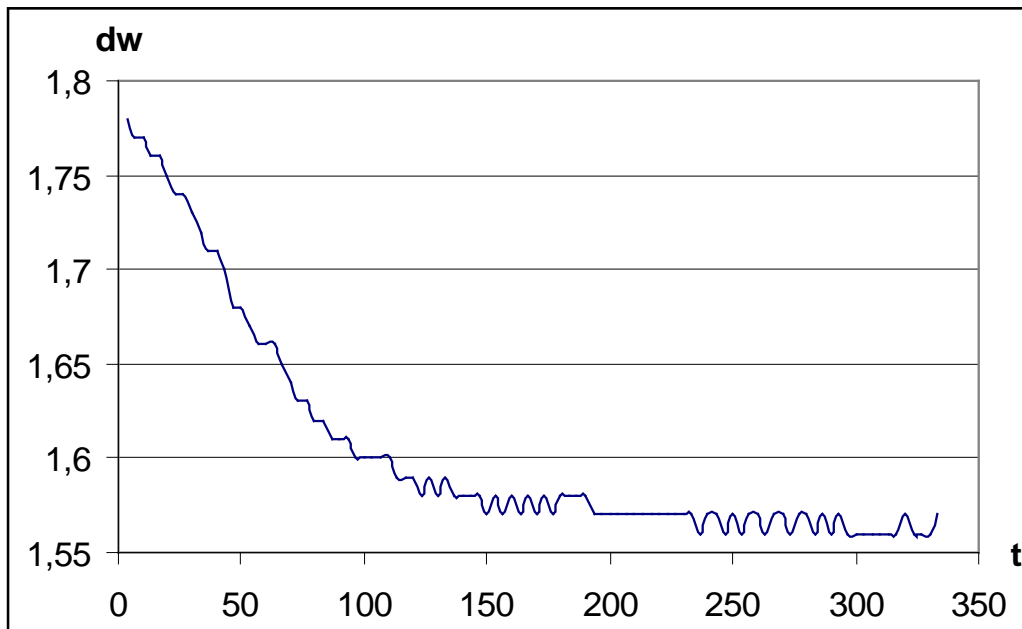


Рисунок 2.6 – Залежність зміни витрати газу в часі при піднятті вихідного кінця трубопроводу на 200 метрів без урахування зміни кінетичної енергії

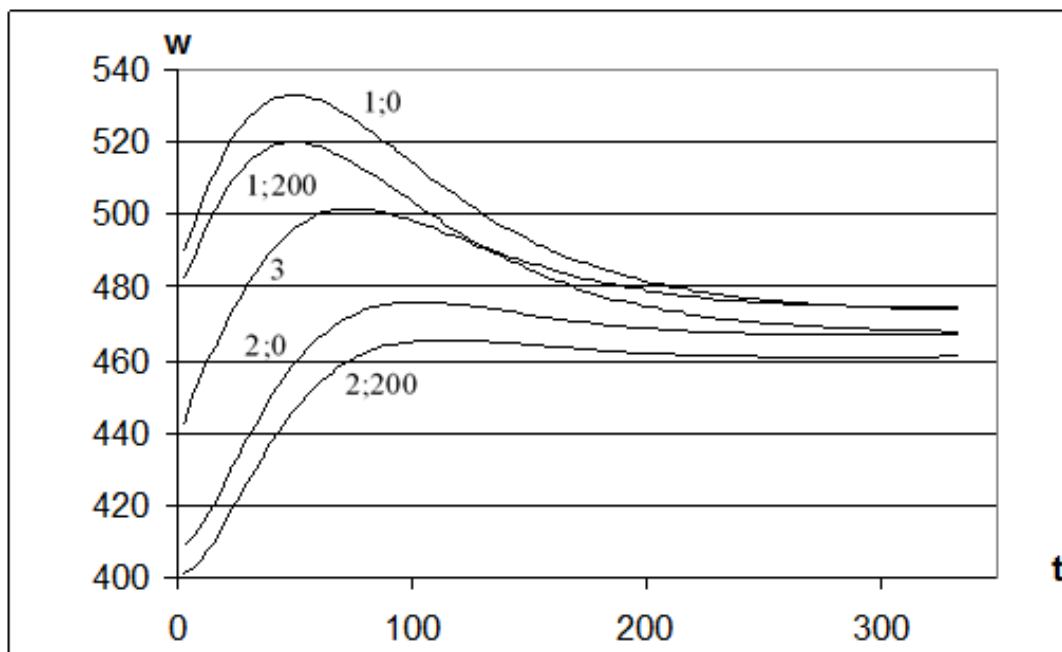


Рисунок 2.7 – Залежність вхідної (1_h), вихідної (2_h) та усталеної (3) витрат газу при різних значеннях перепаду висот h , з урахуванням характеру руху та зміни кінетичної енергії

Урахування залежності масової витрати від часу має істотний вплив на кінцевий результат у початкові (декілька хвилин) моменти часу, співрозмірної з часом дії граничних умов.

При вибраних вхідних параметрах характер руху (ламінальний чи турбулентний) має незначний вплив на вихідні результати.

Рельєф траси залягання трубопроводу впливає на вихідні результати в початкові моменти часу.

Із аналізу отриманих числових результатів випливає, що в перехідні моменти часу доцільно враховувати всі складові математичної моделі, котра описує рух газу в трубопроводі. Оскільки управління процесом руху здійснюється в перехідні часи, то це підтверджує необхідність продовження проведення досліджень у даному напрямі.

Як відомо, оцінка міри нестационарності газового потоку в газопроводі може бути дана, виходячи з числового значення критерію нестационарності [7].

Технологічний режим роботи газопроводу вважається квазістационарним у тому випадку, якщо величина критерію нестационарності складає $N_t < 1,4 \cdot 10^{-6}$. В іншому випадку режим руху газу вважається нестационарним і зі зростанням величини критерію нестационарності ступінь нестационарності потоку (тобто ступінь впливу інерційних сил) збільшується.

За даними аналітичних досліджень нестационарного руху газу в гіпотетичному газопроводі, приведеними у вигляді графіків на рисунках 2.3 – 2.7, обчислено критерій нестационарності за методикою [64]. При цьому, якщо в (2.27) прийняти, що час прямує до безмежності, то отримаємо характеристику стационарного режиму роботи газопроводу, для якого критерій нестационарності рівний нулю.

Для кожного з режимів розраховувалося значення ККД газопроводу, при цьому враховувалася дія виключно сил інерції в потоці. Очевидно, що максимальне значення ККД η_0 відповідає нульовому значенню критерія нестационарності потоку. Тоді кожен нестационарний режим оцінювався

відотною величиною ККД $\bar{\eta} = \frac{\eta}{\eta_0}$.

Таким чином побудовано залежність величини відносного ККД газопроводу від критерію нестационарності, яка у вигляді графіка приведена на рисунку 2.8.

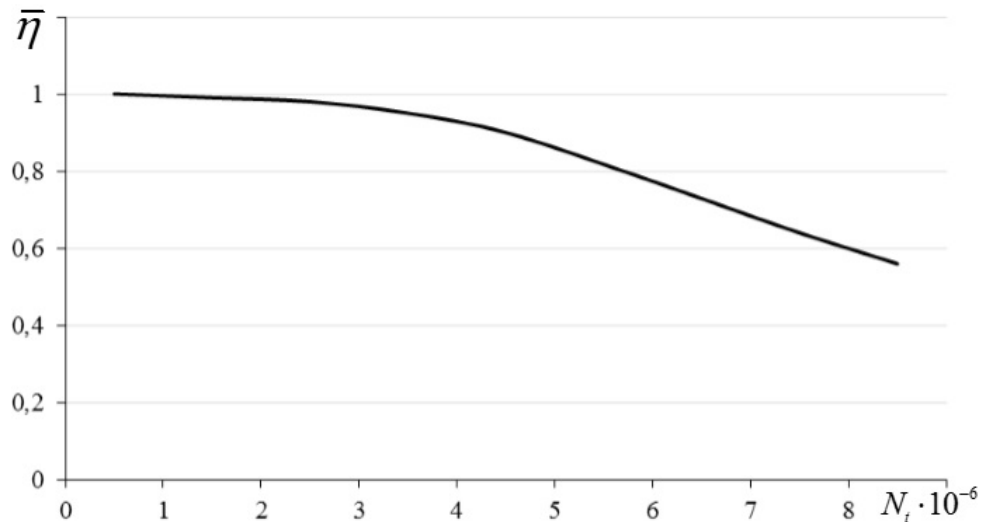


Рисунок 2.8 – Залежність ККД газопроводу від критерія нестационарності

Із графіка видно, що при квазістаціонарних режимах течії газового потоку в трубах ($N_i < 1,4 \cdot 10^{-6}$) інерційні сили виконують незначний обсяг роботи, що зумовлює зниження відносного ККД газопроводу до 2%. Зростання критерію нестационарності викликає збільшення обсягу роботи сил інерції в газовому потоці, що призводить до зниження величини відносного ККД газопроводу. Так, при значенні критерія нестационарності $N_i = 2,0 \cdot 10^{-6}$ величина відносного ККД зменшується на 19%, а при досягненні значення критерія нестационарності $N_i = 2,6 \cdot 10^{-6}$ зниження відносного ККД досягає 43%. На практиці режими експлуатації газопроводів із такими великими значеннями критерію нестационарності зустрічаються рідко. Проте, слід мати на увазі, що інерційні сили в газовому потоці можуть привести до суттєвого зниження ККД газопроводу, тому експлуатація газопроводів найбільш ефективна при стаціонарних та квазістаціонарних режимах.

Висновки до розділу 2

1. Запропоновано метод і розроблено алгоритм розрахунку коефіцієнту гідравлічної ефективності окремих ділянок складної газотранспортної системи якщо відомий коефіцієнт гідравлічної ефективності всієї системи в цілому в умовах квазістаціонарного режиму течії газового потоку. Результати розрахунків дають змогу оцінити ступінь забруднення трубопроводів системи на різних ділянках.

2. Розроблено алгоритм і складено програму розрахунків технологічних процесів транспортування газу, які дозволяють оптимізувати температурний і гідравлічний режими з точки зору мінімуму енергетичних затрат на перекачування газу. Результати дослідження показують, що збільшення глибини охолодження газу призводить до зменшення енерговитрат при транспортуванні природного газу.

3. Результати проведених досліджень дозволили встановити, що неврахування інерційних та дисипативних втрат енергії при визначенні ККД лінійної ділянки газотранспортної системи призводить до похибки, яка лежить в межах 2 – 43 % в залежності від критерію нестационарності.

РОЗДІЛ 3

УДОСКОНАЛЕННЯ ЗАХОДІВ ПІДВИЩЕННЯ ГІДРАВЛІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ГТС

Гідравлічна ефективність газотранспортних систем прямо відображає їхню економічну ефективність та доцільність, а також процес «старіння» магістральних газопроводів з плином часу. Механічні очисні пристрої для очистки газопроводу в процесі його експлуатації призначені в основному для витиснення рідкої фази з порожнини трубопроводу з метою підвищення його гідравлічної ефективності.

Як відомо [33], ступінь підвищення гідравлічної ефективності газопроводу шляхом його очистки механічними пристроями не досягає 100% і залежить від багатьох факторів, серед яких особливості конструкції пристрою, маса рідинних скупчень в порожнині газопроводу та їх властивості, режим руху пристрою в процесі очищення. Існує оптимальна швидкість руху очисного пристрою, при якій ступінь очистки досягає максимуму.

Аналіз стану внутрішньої порожнини газопроводу показав, що фізичні властивості рідких скупчень змінюються в широких межах, причому на початкових ділянках рідина може мати явно виражені неньютонівські властивості. Неврахування властивостей рідини може привести до відхилення режиму очищення від оптимального, що в свою чергу приведе до зниження ефективності очищення [7,21,23,24,26].

Причиною виникнення перетікання через рухому границю рідкого середовища, що призводить до погіршення якості очищення трубопроводів, є невідповідність форм епюр швидкостей твердого тіла та рідинної пробки.

Так, епюра швидкостей рідини, що контактує з твердим тілом, повторює епюру швидкостей твердого тіла, тобто вздовж перерізу труби швидкості у всіх точках однакові. Тому у виділений в пристінній зоні елемент вливається більше рідини, ніж з нього витікає. Це призводить до підвищення тиску в пристінному шарі рідини. Якщо перемістити виділений елемент на вісь труби, то швидкість, з якою рідина вливається в нього, буде меншою за швидкість витікання. Внаслідок

цього всередині елемента спостерігатиметься знижений тиск. Нерівномірність розподілу тиску по перерізу труби призведе до деформації ущільнюючих елементів твердого тіла, що обумовить перетікання рідини через рухому границю і погіршить ефективність очищення.

Зі збільшенням швидкості руху твердого тіла ламінарний режим переходить в турбулентний, і епюри швидкостей твердого тіла і рідкої фази за формою наближаються одна до одної. Нерівномірність розподілу тиску по перерізу труби вирівнюється, і об'єм перетікання через рухому границю зменшується. В цьому випадку з пришвидшенням поршня підвищуватиметься ефективність очищення трубопроводу.

Однак, в момент зустрічі поршня, що рухається з великою швидкістю, з пробкою рідинних скупчень у газопроводі виникає гідравлічний удар. При цьому спостерігається підвищення тиску навколо рідинної пробки. Згідно з законом Жуковського величина підвищення тиску пропорційна швидкості руху твердого тіла. У результаті гідродару деформуються ущільнюючі елементи поршня, і частина рідини перетікає в за поршневий простір. У цьому випадку збільшення швидкості поршня зменшить ефективність очищення трубопроводу.

Як бачимо, існуючі на сьогоднішній день заходи щодо видалення рідинних скупчень не позбавлені недоліків, тому способи їхнього удосконалення будуть корисними в практиці експлуатації магістральних газопроводів.

3.1 Дослідження впливу фізичних властивостей рідинних скупчень на процес підвищення гідравлічної ефективності

Процес витіснення рідини твердим тілом в трубопроводі описується складною системою рівнянь, що враховують розподіл швидкостей у області рідкої фази, пружну взаємодію рідини і твердого тіла, а також деформацію елементів ущільнювачів. Тому характер процесу багато в чому визначається фізичними властивостями рідини, що витісняється.

Складність гідродинамічних процесів, а також процесів взаємодії рідини і твердого тіла, не дає можливості створити модель, що дозволяє вести розрахунки

очищення газопроводу. У зв'язку з цим необхідно користуватися емпіричними і напівемпіричними залежностями. Проте, ці залежності повинні враховувати відхилення фізичних властивостей рідини від ньютонівських. В іншому випадку модель неадекватно відображає характеристики модельованого процесу.

Рідинні забруднення в порожнині трубопроводу можуть спостерігатися в двох формах – високов'язких смолистих відкладень та малов'язких рідких відкладень.

Малов'язкі рідкі відкладення – це вода і газовий конденсат. Причиною їх появи є некондиційність підготовки газу до транспорту (тобто висока температура точки роси). За наявності великої кількості рідини і невеликих швидкостей рідина знаходиться в трубопроводі у вигляді рідинних пробок. При русі вони відіграють роль місцевих опорів. Ці втрати не враховуються при розрахунках, але збільшується гідравлічний опір і знижується гідравлічна ефективність.

Високов'язкі смолисті відкладення на стінах трубопроводу зустрічаються на початкових ділянках після КС і займають довжину до 20 км, мають серпоподібну форму з максимальною товщиною в нижній твірній, яка сходить до нуля на кінцях горизонтального діаметра труби та неньютонівські властивості. Джерелом їхнього походження є винос мастила з порожнини нагнітачів, після чого відбувається осідання на стінках труб. Відкладення зменшують площу поперечного перерізу і збільшують гідравлічний опір.

Таким чином, для підвищення ефективності очищення порожнини газопроводів з відкладеннями неньютонівських рідин необхідно провести комплекс досліджень, що включаючи в аналіз впливу властивостей рідини на процес її витіснення.

Пружна дія рідинної пробки, що виштовхується поршнем з трубопроводу, з елементами ущільнювачів очисного пристрою, приводить до підвищення тиску в рідкій фазі і деформації ущільнювачів. В результаті такої взаємодії в при стінному шарі утворюються щілини, через які рідина протікає в за поршневий простір [13,54,59,63,35,38].

Характер деформацій і величина перетікань рідини, через рухому тверду границю визначається нерівномірністю розподілу тиску по перетину потоку в рідинній області, що в свою чергу викликано відмінністю у формах епюр швидкостей твердого тіла і рідкої фази. Нерівномірність розподілу швидкостей по перерізу потоку виштовхувальної рідини визначається рівнянням, яке включає фізичні властивості рідини. При відомому розподілі швидкостей по перетину потоку $U(x, r)$ характер розподілу тиску по перетину визначається із залежності [2,4,34,70,72].

$$\frac{\Delta P(x, r)}{E} = \frac{2\delta_0}{\delta_0 + \delta} \left[1 - \frac{\delta}{\delta_0} \frac{U(x, r)}{U_0} \right], \quad (3.1)$$

де E – модуль пружності рідини.

Отримане рівняння спільно з рівнянням деформацій манжет очисного пристрою дозволяють визначити об'єм перетікань рідини через рухому границю по довжині трубопроводу L .

Зусилля, що впливає на ущільнюючу манжету площею ω може бути визначено із залежності

$$F = \int_{\omega} P(x, r) dr. \quad (3.2)$$

Розглядаючи манжету як консольну балку з розподіленим навантаженням $f = \frac{F}{2\pi R}$, до вільного кінця якої прикладена сила $F = \frac{T}{2\pi R}$, знайдемо прогинання вільного кінця балки

$$y = \frac{fh^4}{8(EI)_n}, \quad (3.3)$$

де $(EI)_n$ – жорсткість матеріалу манжети.

Ширина щілини, що утворюється при цьому біля стінки трубопроводу при вказаній величині деформації манжети

$$\Delta = \frac{y^2}{2z}, \quad (3.4)$$

де z – ширина манжети

Загальна площа кільцевої щілини

$$\omega_{щ} = 2\pi R\Delta, \quad (3.5)$$

Внаслідок малої товщини манжети (довжина щілини) можна припустити, що коефіцієнт витрати, через щілину буде постійним і незалежним від властивостей рідини. Тоді витрата рідини через щілину

$$Q_{щ} = \mu\omega_{щ} \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho g}}, \quad (3.6)$$

де ΔP – перепад тиску на рухомому очисному пристрої.

$$\Delta P = \frac{4T}{\pi R^2}, \quad (3.7)$$

де T – сила тертя манжет об стінки труб.

Загальний об'єм рідини, який перетікає через рухому границю на відстані L при постійній швидкості руху очисного поршня, може бути знайдений з формули

$$W_1 = Q_{щ} \frac{L}{U_0}. \quad (3.8)$$

Використовуючи описаний вище алгоритм, була побудована залежність, об'єму перетікань W_1 від швидкості руху очисного пристрою U_0 . Діапазон вимірювання швидкості очисного пристрою був прийнятий 2–20 м/с. Результати у вигляді графіка приведені на рисунку 3.1.

Якщо в рівняння розподілу швидкостей в рідкій області прийняти $n=1$, а структурну в'язкість α рівну в'язкості μ ньютонівської рідини, то вказане рівняння може служити основою для розрахунку режиму виштовхування ньютонівської рідини з трубопроводу [56,67,73,83,84].

Використовуючи вище викладений алгоритм, були приведені розрахунки за визначенням об'ємів перетікань ньютонівської рідини в за поршневий простір. При цьому динамічна в'язкість виштовхуваної рідини вимірювалася в межах від 0,8 до 3,8 *сПз*. Решта параметрів (довжина і діаметр трубопроводу, пружність манжет поршня, швидкість його руху) приймалася такими ж, як і у разі виштовхування неньютонівської рідини. В результаті побудовані графіки залежності об'єму перетікань від швидкості руху очисного пристрою.

Іншим чинником, що сприяє утворенню перетікань рідини в запоршневий простір є гідравлічний удар, що виникає у момент зустрічі очисного поршня і пробки рідких скупчень. Величина підвищення тиску в наслідок гідравлічного удару очисного поршня і пробки рідини в трубопроводі може бути знайдена з рівняння Жуковського [67]

$$\Delta P_x = U_0 \cdot \rho \cdot c, \quad (3.9)$$

де ρ – густина рідини;

c – швидкість розподілу звукової хвилі в рідкій фазі.

$$c = \sqrt{\frac{E_y}{\rho}}. \quad (3.10)$$

Тоді

$$\Delta P_y = U_0 \sqrt{E \cdot \rho}. \quad (3.11)$$

Використовуючи рівняння деформації манжета у вигляді (3.4), в також рівняння витрати рідини через щілину у вигляді (3.6) можна визначити об'єм рідини, що перетікає за час, рівний фазі гідравлічного удару

$$t_y = \frac{2l_n}{c} = \frac{2M_p}{\pi R^2 \sqrt{E\rho}}, \quad (3.12)$$

де M_p – маса рідини в трубопроводі діаметром $2R$;

l_n – довжина рідинної пробки.

На основі рівняння (3.8) з врахуванням (3.6) і (3.5) можна побудувати залежність об'єму перетікань рідини унаслідок гідравлічного удару в за поршневою просторі

$$W_2 = \mu_{\omega} \omega_{\omega} t_y \sqrt{\frac{\Delta P_y}{\rho g}}. \quad (3.13)$$

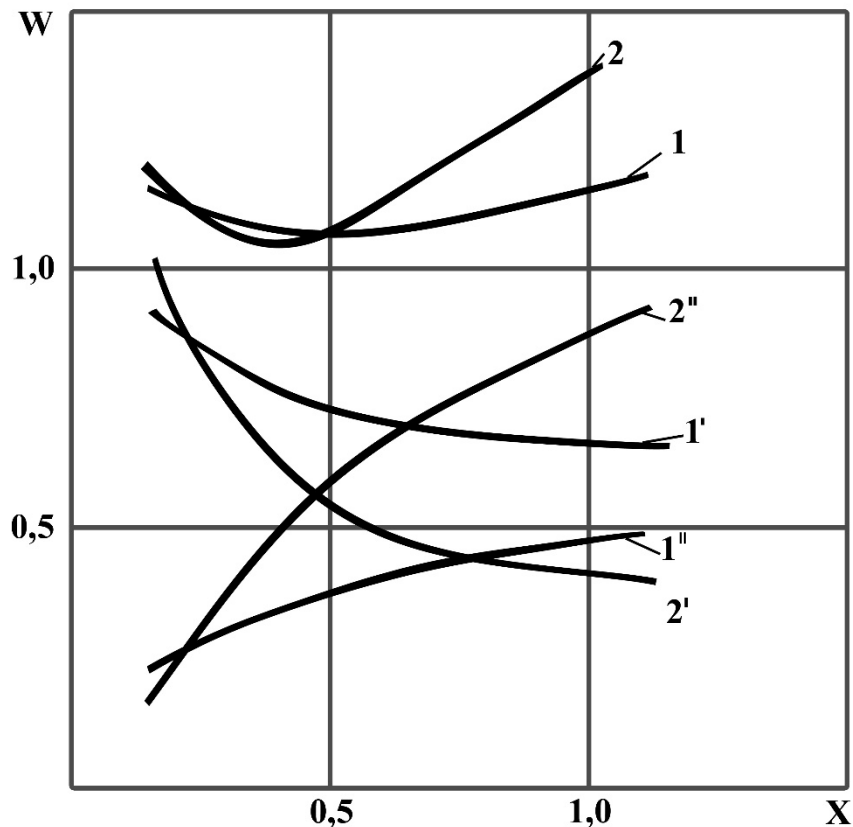
По формулі (3.13) побудовані залежності об'ємів перетікання W_2 внаслідок гідроудару від швидкості руху очисного пристрою U_o . Ці залежності побудовані при різних значеннях фізичних властивостей ньютонівської рідини. Вони у вигляді графіків приведені рисунку 3.1.

З графіків видно, що об'єм перетікання W_1 на довжині трубопроводу L внаслідок нерівномірності розподілу швидкостей по перетину потоку із збільшенням швидкості руху очисного пристрою зменшується. Це пояснюється наближенням форми епюр рідини і твердого тіла при збільшенні швидкості руху останнього.

Об'єм перетікань W_2 внаслідок гідравлічного удару поршня і пробки рідких скупчень із збільшенням швидкості руху очисного пристрою зростає. Це добре узгоджується з рівнянням Жуковського для гідравлічного удару.

Загальний об'єм перетікань рідини в запоршневий простір може бути представлений у вигляді суми об'ємів W_1 і W_2 . Залежність загального об'єму перетікань від швидкості руху очисного пристрою приведена на рисунку 3.1. Ця залежність має мінімум якому відповідає оптимальна швидкість руху очисного пристрою.

Аналогічно крива залежності об'єму загальних перетікань побудована для випадку витіснення поршнем ньютонівської рідини. Зіставлення кривих для ньютонівської і неньютонівської рідини показує, що оптимальні швидкості руху очисного пристрою в обох випадках істотно відрізняються.



1 – сумарні перетоки (ньютонівська рідина); 2 – сумарні перетоки (неньютонівська рідина); 1'' – перетоки унаслідок гідродару (ньютонівська рідина); 2'' – перетоки унаслідок гідродару (неньютонівська рідина); 1' – шляхові перетоки (ньютонівська рідина); 2' – шляхові перетоки (неньютонівська рідина)

Рисунок 3.1 - Залежність об'єму перетікань від швидкості руху очисного пристрою

Слід зазначити, що для визначення оптимальної швидкості руху очисного поршня, що виштовхує ньютонівську рідину, в роботі [26,34] одержана емпірична формула, яка має вигляд

$$\left(\frac{U_0 d \rho}{\mu} \right)^m = \frac{A}{i} \left(\frac{B}{\frac{M_p}{\rho d^2 \delta}} + \frac{\delta}{d} \cdot \frac{\mu^2}{T \rho} \right). \quad (3.14)$$

По цій формулі визначалася оптимальна швидкість очисного пристрою для тих же умов, для яких вона визначалася на основі теоретичних досліджень.

Порівняння результатів показує, що значення оптимальної швидкості, одержане різними методами, не співпадають.

Це пояснюється деякою ідеалізацією умов витіснення рідини при реалізації аналітичного методу визначення оптимальної швидкості. Звідси виникає, що у визначенні оптимальної швидкості руху очисного пристрою, що виштовхує неньютонівську рідину, буде також допущена істотна помилка. Тому для чисельного визначення оптимальної швидкості руху очисного пристрою у разі неньютонівської рідини запропонований метод, що базується на порівнянні результатів емпіричних і теоретичних досліджень. Згідно цьому методу оптимальна швидкість очисного пристрою при витісненні неньютонівської рідини визначалася із залежності

$$U_0^* = k \cdot U_0, \quad (3.15)$$

де U_0 – оптимальна швидкість руху очисного пристрою при витісненні неньютонівської рідини, яка визначалася із формули (3.14);

k – поправочний коефіцієнт, що враховує властивості реології неньютонівської рідини.

Для визначення коефіцієнта k проводилися порівняння оптимальної швидкості U_0 , розраховані по формулі (3.14) і аналогічного значення цієї величини, одержаної для неньютонівської рідини аналітичним методом. Розрахунки виконувалися при різних значеннях ступеня неньютонівської поведінки n , при різних відношеннях динамічної в'язкості і міри консинстентності μ та α , а також при різних відносних об'ємах рідини в трубопроводі V_p/V_{mp} . У кожному випадку визначалося значення поправочного коефіцієнта

$$k = \frac{U_0^*}{U_0}. \quad (3.16)$$

Результати у вигляді графіків зображені на рисунку 3.2 і приведені в таблиці 3.1. Їх обробка методами регресивного аналізу, дозволила одержати формулу для розрахунку поправочного коефіцієнта у вигляді

$$k = 0,743 \left(\frac{V_p}{V_{mp}} \right)^{-0,013} \left(\frac{\mu}{\alpha} \right)^{0,667} n^{0,25}. \quad (3.17)$$

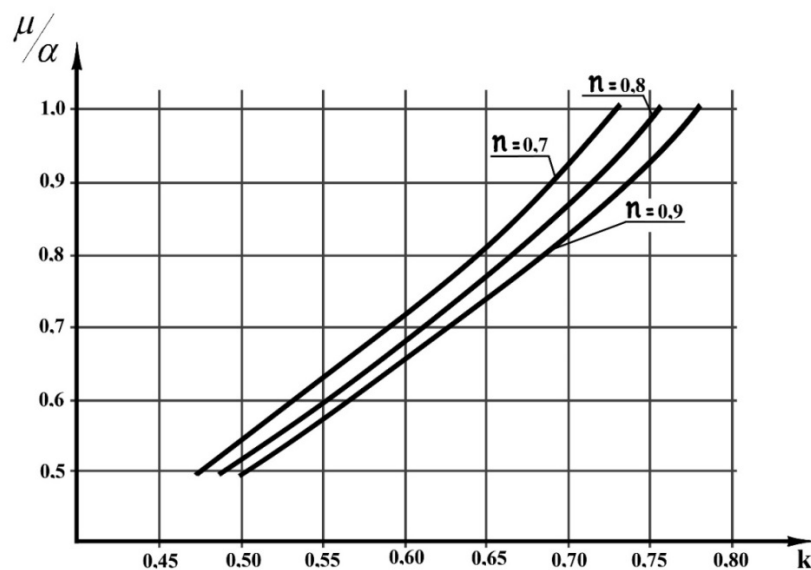


Рисунок 3.2 – Залежність поправочного коефіцієнта від відношення динамічної в'язкості до міри консистентності

Таблиця 3.1 – Значення поправочного коефіцієнта, який враховує реологічні властивості рідини

Ступінь неньютонівської поведінки, n	μ/α	Поправочний коефіцієнт, k
0,7	0,6	0,5317516
0,7	0,8	0,6442330
0,7	1,0	0,7376216
0,8	0,6	0,5498026
0,8	0,8	0,6661024
0,8	1,0	0,7630007
0,9	0,6	0,5662326
0,9	0,8	0,6860078
0,9	1,0	0,7861007

Таким чином, для розрахунку оптимальної швидкості руху очисного пристрою, який витісняє неньютонівську рідину, необхідно заздалегідь знайти з (3.14) значення швидкості U_0 , а потім з (3.17) знайти значення поправочного коефіцієнта k і згідно (3.15) скоординувати значення оптимальної швидкості.

Аналіз результатів досліджень показує, що залежно від властивостей, реологій неньютонівської рідини, значення оптимальної швидкості поршня може відхилятися від значення, одержаного (3.14) на величину до 40 %.

Отже, неньютонівські реологічні властивості скупчень рідини в порожнині трубопроводу вимагають корекції умов і режиму очищення порожнини газопроводу, що треба враховувати при плануванні профілактичних очищень.

3.2 Підвищення гідравлічної ефективності шляхом регулювання руху очисних пристроїв

Лінійна частина магістрального газопроводу призначена для руху потоку газу, і присутність різноманітних механічних пристроїв у порожнині трубопроводу в штатних ситуаціях неприпустима. Однак ряд експлуатаційних процесів потребує застосування відповідних механічних засобів, які рухаються по трубопроводу під тиском газу.

Механічні очисні пристрої в історичному плані відомі і використовувалися на газопроводах практично від початку існування газотранспортних систем. Всі види механічних пристроїв у відповідності до технології проведення процесу вводяться в газопровід через камеру запуску пристроїв, рухаються вздовж газопроводу, виконуючи покладені на них функції, і в кінці траси приймаються в камеру прийому пристроїв.

В обох випадках пристрій повинен максимально ефективно виконати поставлену задачу і пройти трасу газопроводу без зупинок. У випадку неякісної очистки газопроводу технологічний процес пропуску очисного пристрою повторюють, що призводить до додаткових експлуатаційних витрат. При зупинці пристрою в газопроводі в першу чергу слід визначити місце зупинки, і в подальшому приймати міри для вилучення його з трубопроводу.

Для проведення очисток газопроводів розроблено і широко використовується на практиці велика кількість різноманітних конструкцій очисних пристроїв. Очисні поршні манжетного типу знайшли найбільш широке застосування завдяки високим очисним якостям. Конструктивно вони складаються з металевого корпусу, на якому розміщені еластичні манжети, виконані з гуми, які виконують функції ущільнюючих елементів. Для підвищення ефективності очистки газопроводу перед ущільнюючими манжетами встановлюють екрани з пінополіуретану.

Ряд дослідників [29, 33, 34,] вказує на те, що швидкість руху твердих тіл по трубопроводах збігається із середньою лінійною швидкістю перекачуваного середовища. Оскільки лінійна швидкість руху газу не постійна по довжині газопроводу, то, очевидно, змінюватиметься у вказаних межах швидкість очисного поршня, що призведе до погіршення очистки трубопроводу. Отже, навіть у газопроводах з рівнинним профілем траси неможливо досягти сталості швидкості руху поршня по довжині без застосування певних методів регулювання.

З технологічного погляду до швидкості руху поршнів по газопроводу ставлять жорсткі вимоги. Зміна швидкості їх руху призводить до погіршення якості очистки трубопроводу. Тому для підвищення очистки потрібно досягти стабілізації руху очисних пристроїв близькою за величиною до оптимальної.

Очевидно, що в складних трасових умовах, які властиві магістральним газопроводам, за наявності рідинних відкладень у порожнині трубопроводу і з урахуванням еліпсності труби добитись суворо рівномірного руху поршня по трубопроводу шляхом регулювання подачі газу в газопровід надзвичайно важко. Тому, враховуючи жорсткі вимоги, які ставлять до швидкості руху очисних пристроїв у процесі очистки газопроводів, особливу увагу слід звернути на створення математичних моделей, які б враховували вплив профілю траси газопроводу (тобто гравітаційних сил) на характер руху твердого тіла.

Для очистки газопроводу від рідинних скупчень очисними поршнями розроблено технологію процесу основою якої є забезпечення оптимальної швидкості очисного пристрою заданої конструкції. Під оптимальною швидкістю руху очисного пристрою по газопроводу розуміють таку його швидкість, при якій досягається максимальний ступінь очищення порожнини газопроводу від рідких накопичень.

Існування оптимальної швидкості руху очисних пристроїв по газопроводу пояснюється завдяки двом ефектам, що приводять до перетоків рідини через рухому границю. При цьому розрізняють перетоки двох типів: шляхові і місцеві. Шляхові перетоки характерні при русі пристрою по трубопроводу внаслідок різниці у формах епюр швидкостей твердого тіла і рідкої фази. З збільшенням швидкості руху системи різниця у формах епюр швидкостей нівелюється, що призводить до зменшення перетоків через рухому границю і підвищення ефективності очистки. Місцеві перетоки виникають в момент зустрічі очисного пристрою з пробкою рідинних скупчень в понижених точках траси газопроводу, що призводить до гідравлічного удару і підвищення тиску в області рідкої фази, обумовлюючи перетоки рідини в за поршневий простір. Збільшення швидкості руху пристрою при гідроударі призводить до інтенсивності підвищення тиску в рідкій фазі і збільшення перетоків в за поршневий простір, знижуючи ефективність очищення газопроводу.

Проведений аналіз літературних матеріалів у вітчизняних і зарубіжних виданнях свідчить про значний обсяг досліджень в області застосування очисних пристроїв для магістральних газопроводів. Як бачимо, існуючі на сьогоднішній день конструкції очисних пристроїв для видалення рідинної фази мають певні недоліки із за недосконалості їх будови, та відсутності даних досліджень принципу їх роботи в реальних умовах. Все це вимагає проведення додаткових досліджень для вдосконалення старих і розроблення та впровадження нових методів очистки магістральних газопроводів.

Потреба в оптимальній швидкості руху очисних пристроїв по газопроводу пояснюється завдяки двом різним ефектам про котрі згадувалось вище, які

відбуваються через режим руху пристрою в процесі очищення. Тому невирішеною проблемою залишається розроблення методу дотримання оптимальної швидкості поршня на ділянках магістральних газопроводів із пересіченим профілем траси та дослідження його принципу роботи в реальних умовах.

Траса лінійної ділянки магістрального газопроводу з пересіченим профілем складається із лінійних відрізків з різними кутами нахилу до горизонту послідовно з'єднаних між собою.

З точки зору підвищення ефективності очищення газопроводу з пересіченим профілем траси доцільно на висхідних і рівнинних ділянках траси підтримувати високу швидкість руху пристрою, а на низхідних її знижувати.

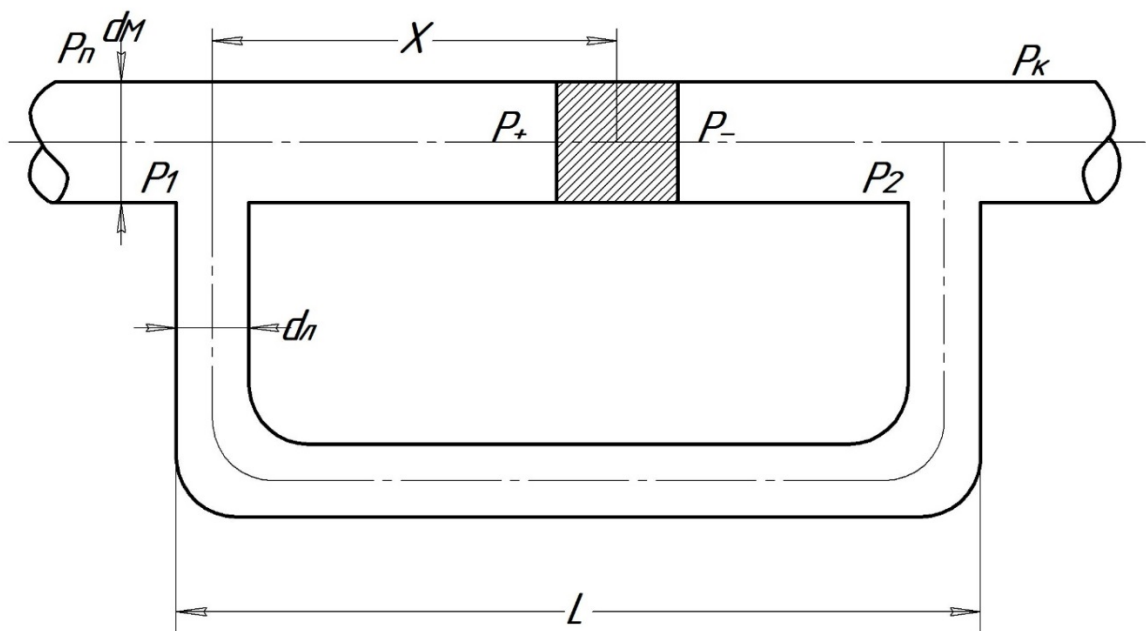
Основним елементом, що забезпечує і підтримує рух поршня по газопроводу є компресорна станція розміщена на початку лінійної ділянки по якій рухається очисний пристрій. При очищенні газопроводів з пересіченим профілем траси важко витримати режим подачі газу в газопровід, при якому швидкість руху поршня була б сталою, чи, по крайній мірі, не виходила за межі допустимого інтервалу [27,28]. При переході поршня з висхідної на несхідну ділянку траси сила гравітації викликає дію прискорення на рухомий поршень. Тому необхідно вжити заходів для гальмування руху поршня. До таких заходів можна віднести зміну технологічної схеми траси, яка призведе до зменшення витрати газу в магістралі і, як наслідок, до гальмування руху поршня. Якщо магістраль на необхідній ділянці має лупінг, то його під'єднання до магістралі в момент, коли поршень перейде на низхідну ділянку, дозволить частину газу перепустити по лупінгу, що зменшить лінійні швидкості руху в магістралі і призведе до гальмування руху поршня. Лупінг в умовах пересіченого профілю траси газопроводу споруджується в основному для забезпечення надійності експлуатації.

Для успішного використання запропонованого методу на практиці необхідно оцінити кількісно і якісно зміну швидкості руху очисного поршня при зміні технологічної схеми траси і встановити вплив на динаміку руху основних параметрів газопроводу і лупінгу, а також параметрів руху поршня.

З цією метою створено математичну модель процесу, при побудові якої використано наступні припущення:

- рух газу в магістралі в момент зміни технологічної схеми траси квазістаціонарний та ізотермічний;
- перепад тисків на рухомій границі постійний;
- зміною сили тертя ущільнень поршня до стінок труб в залежності від швидкості поршня та пройденого шляху знехтувано;
- тиски на початку і в кінці газопроводу не змінюються при зміні технологічної схеми траси.

Нехай при русі поршня по магістралі тиски на початку і в кінці траси склали відповідно P_n і P_k , а тиски в точках під'єднання лупінга – P_1 і P_2 . Перепад тисків на рухомій границі визначався різницею тисків $\Delta P = P_+ - P_-$.



L – довжина лупінга; x – лінійна координата поршня; d_M, d_L – діаметри магістралі та лупінга; P_n, P_k – тиски на початку та в кінці газопроводу; P_1, P_2 – тиски на початку і в кінці підключення лупінга; P_+, P_- – тиски за і перед рухомих поршнем.

Рисунок 3.3 – Розрахункова схема

Масова витрата газу по магістралі Q_{M0} в умовах квазістаціонарного та ізотермічного руху газу до під'єднання лупінгу визначається тисками на початку та в кінці і може бути знайдена з основного рівняння газопроводів [64]

$$Q_{M0} = F_M \sqrt{\frac{(P_n^2 - P_k^2) d_M}{\lambda_M Z R T l_0}}, \quad (3.18)$$

В момент під'єднання лупінгу тиски в точках під'єднання зміняться відповідно від P_n до P_l і від P_2 до P_k , а масова витрата газу по магістралі – від Q_{M0} до Q_M . Очевидно, що зменшення швидкості руху поршня може бути оцінена зменшенням масової витрати газу, тобто співвідношенням Q_{M0}/Q_M .

Якщо масова витрата газу по магістралі до і після лупінгу складає $Q_{M\Sigma}$, то для тисків матимемо

$$P_1^2 - P_2^2 = \frac{1}{\frac{L_0}{L} \left(4 \frac{L_0}{L} - 6 \right) + 3} (P_n^2 - P_k^2 - (P_+^2 - P_-^2)) + \sqrt{(P_n^2 - P_k^2 - (P_+^2 - P_-^2))^2 - \left[\frac{L_0}{L} \left(4 \frac{L_0}{L} - 6 \right) + 3 \right] \left[P_n^2 - P_k^2 - \left(\frac{L_0}{L} - 1 \right) (P_+^2 - P_-^2) \right]}. \quad (3.19)$$

Різниця квадратів тисків на рухомій границі

$$P_+^2 - P_-^2 = (2P_- + \Delta P) \Delta P, \quad (3.20)$$

де ΔP – перепад тисків на рухомій границі, який визначається величиною сили тертя S .

$$\Delta P = \frac{4S}{\pi d_M^2}. \quad (3.21)$$

Масова витрата газу

$$Q_M = W_- F_M \rho_-, \quad (3.22)$$

де W_- , ρ_- – лінійна швидкість та густина газу безпосередньо перед рухомих поршнем.

Очевидно, що лінійна швидкість газу у вказаному перерізі дорівнює швидкості руху поршня U . Тоді, виражаючи густину через тиск з рівняння стану одержимо

$$P_+^2 - P_-^2 = \left(2 \frac{ZRT}{UF_M} Q_M + \Delta P \right) \Delta P. \quad (3.23)$$

Тепер для співвідношення масових витрат газу в магістралі до і після під'єднання лупінга одержимо

$$\frac{Q_{Mx}}{Q_{M0}} = \sqrt{\frac{L_0/L}{\varphi_L} \left\{ 1 + \frac{\chi_P}{P_n^2 - P_\kappa^2} + \sqrt{\left[1 + \frac{\chi_P \Delta P}{P_n^2 - P_\kappa^2} \right]} - \varphi_L \left[1 - \left(\frac{L_0}{L} - 1 \right) \frac{\chi_P \Delta P}{P_n^2 - P_\kappa^2} \right]^2 \right\}}, \quad (3.24)$$

де

$$\varphi_L = \frac{L_0}{L} \left(4 \frac{L_0}{L} - 6 \right) + 3, \quad \chi_P = 2 \frac{ZRT}{UF_M} Q_M + \Delta P \quad (3.25)$$

Одержане рівняння містить невідому масову витрату Q_M в правій і лівій частинах і в аналітичному вигляді розв'язане бути не може. Але воно легко може бути реалізоване методом ітерацій.

На основі викладеної методики розроблено алгоритм і складено програму розрахунку ступеня зменшення швидкості руху очисного поршня в залежності від роду технологічних параметрів та технічних характеристик поршня і газопроводу. За створеною програмою проведено ряд розрахунків, результати яких дозволяють зробити практично важливі висновки.

Найбільш сильний вплив на ступінь зниження швидкості руху поршня має довжина лупінга. Причому збільшення довжини лупінга призводить до зростання величини відношення . Іншими словами, з збільшенням довжини лупінга ступінь гальмування руху поршня зменшується. Цей, на перший погляд, парадоксальний висновок з фізичної точки зору пояснюється тим, що при малих довжинах лупінга

в момент його під'єднання різко змінюються величини тисків в точках під'єднання.

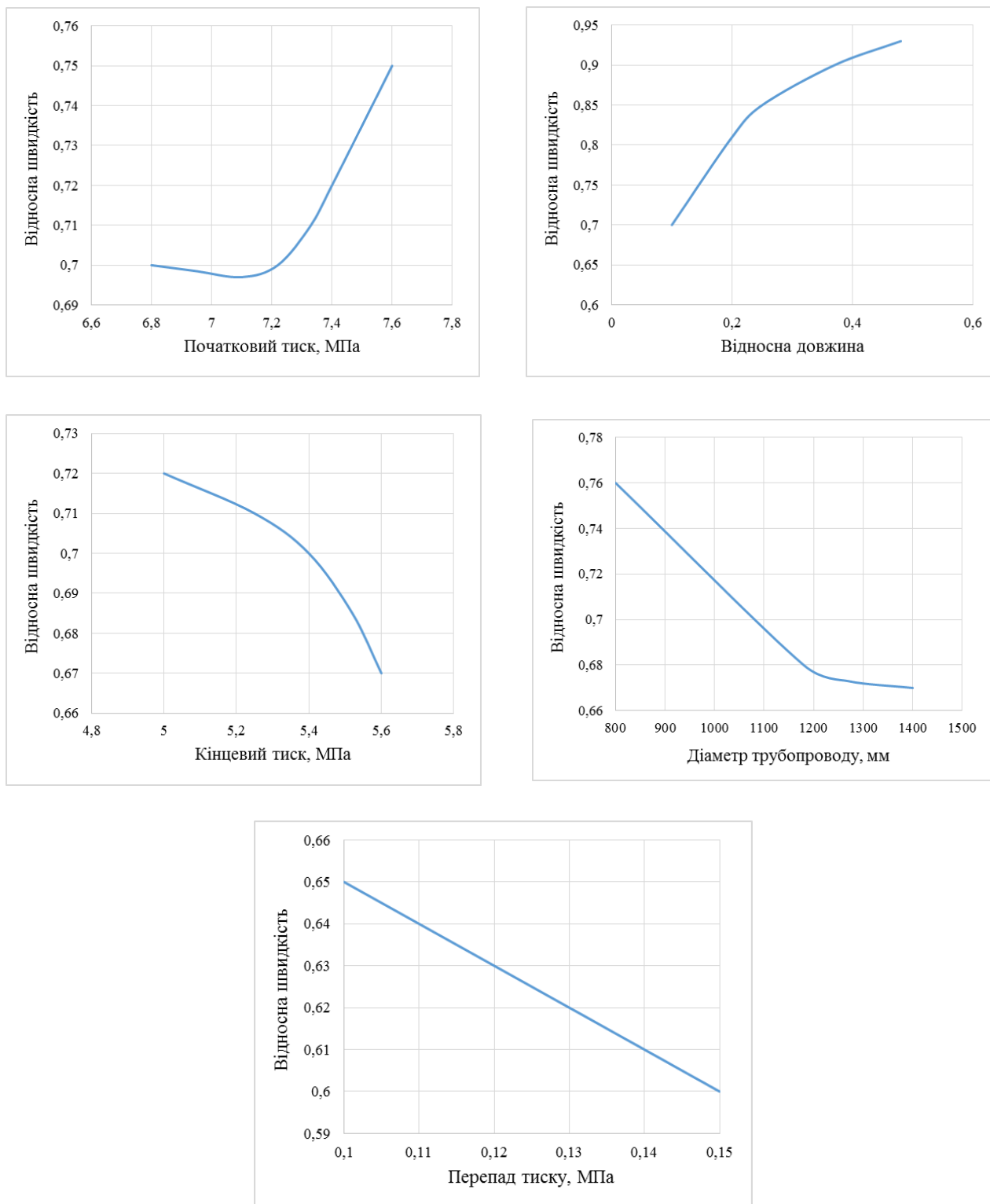


Рисунок 3.4 – Вплив факторів на зміну швидкості поршня

Збільшення діаметру лупінга призводить до зменшення відношення швидкостей, тобто умови гальмування руху покращуються. Цей висновок

очевидний, однак при зміні діаметру з 1000 мм до 1400 мм відношення швидкостей зменшується на 1,28 % в той час, коли збільшення відносної довжини лупінга з 1,1538 до 1,4615 (тобто на 21 %) призводить до зростання вказаного співвідношення швидкостей на 27,8 %.

З параметрів режиму роботи газопроводу в період руху поршня оцінювався вплив початкового і кінцевого тисків на ступінь зменшення швидкості поршня. Встановлено, що зменшення початкового і збільшення кінцевого тисків призводить до зменшення співвідношення швидкостей U/U_0 , тобто до покращення умов гальмування. Так, при зменшенні початкового тиску з 7,6 до 6,8 МПа відношення швидкостей зменшується на 2 %, а при зростанні кінцевого тиску з 5,0 до 5,8 МПа вказане відношення зменшується на 1,28 %, отже зменшення початкового тиску більш ефективно, ніж збільшення кінцевого тиску.

Динаміка руху поршня оцінювалась перепадом тисків ΔP на рухомій границі. При збільшенні перепаду тисків ступінь зменшення швидкості знижується, тобто умови гальмування покращуються, що відповідає фізичним уявленням про картину процесу. Збільшення перепаду тисків з 0,05 МПа до 0,15 МПа (тобто в 3 рази) призводить до зменшення співвідношення швидкостей U/U_0 на 16,5 %.

Запропонована методика дозволяє змодельовати регулювання руху поршнів на низхідних ділянках газопроводу з пересіченим профілем траси і підібрати таким чином параметри режиму, щоб досягнути заданого необхідного ступеня зменшення швидкості руху поршня в результаті регулювання.

3.3 Підвищення ефективності очищення трубопровідного транспорту шляхом аерації рідинних скупчень

Пропуск механічного засобу очистки під тиском газу не гарантує повного витиснення рідкої фази з трубопроводу, тобто не дозволяє добитися 100% очищення. Очевидно, щоб зробити очищення більш ефективним, слід знизити різницю тисків до і після гідроудару, не знижуючи при цьому швидкості руху поршня.

Ряд дослідників [43,45,57,62,66,67,83,84] шукають вирішення поставленої задачі в створенні нових конструкцій очисних пристроїв, здатних гасити підвищення тиску рідинної пробки на поршень у момент їх зустрічі. Проте, зношувальність елементів, ущільнювачів очисного пристрою не дозволяє зробити ефективними ці конструкції при очищенні газопроводів великої протяжності.

У роботах [90,38] висловлюється ідея газонасичення рідинної пробки, яка рухається перед очисним пристроєм, для зменшення щільності і пружності рідини. Проте, конкретні рекомендації і технологія даного процесу в літературі відсутні.

З метою зменшення величини перетікання через рухомих границю під час витиснення рідини з трубопроводу поршнем необхідно зменшити модуль пружності рідини. Для цього пропонується насичувати рідину газом до утворення гомогенного двофазового середовища. Практична реалізація способу вимагає визначення раціонального газонасичення рідинної пробки і вибору шляху його практичної реалізації.

Величиною, що кількісно визначає об'єм перетікання в запоршневий простір, є ступінь підвищення тиску в рідинній області, що виникає на границі з поршнем в момент, коли останній починає рухатись. Тому важливо оцінити, як впливає газовий вміст рідинної пробки на величину перетікань в запоршневий простір.

Розглянемо процес витіснення стискаючого середовища з трубопроводу очисним поршнем. Нехай в початковий момент часу система “поршень-газорідинна пробка” перебувають в стані спокою. Стаціонарне значення тиску в газорідинній області вважатимемо рівним нулю. Нехай в деякий момент часу $t > 0$ очисний поршень набуває початкової швидкості U і постійного прискорення. Розглянемо, як в часі підвищуватиметься тиск в газорідинній області по довжині пробки.

Характер руху газорідинної пробки перед поршнем може бути описаний системою рівнянь

$$-\frac{\partial P}{\partial x} = \frac{\lambda \rho \omega^2}{2d} + \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t};$$

$$-\frac{\partial P}{\partial t} = c^2 \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial x}.$$
(3.26)

де P – тиск, як функція часу t лінійної координати x ;

λ – коефіцієнт гідравлічного опору;

ρ – густина середовища;

ω – швидкість руху середовища;

d – внутрішній діаметр труби;

c – швидкість розповсюдження звукової хвилі.

Провівши лінеаризацію рівняння руху по А.І. Чарному і прийнявши $2a = \frac{\lambda \omega}{2d}$ (де ω середня по довжині й усереднена в часі швидкість середовища), отримаємо рівняння руху у вигляді

$$-\frac{\partial P}{\partial x} = 2a(\rho \omega) + \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t}.$$
(3.27)

Шляхом лінеаризації рівняння руху у формі (3.27) і рівняння нерозривності, отримаємо рівняння розподілу підвищення тиску в газорідинній області у вигляді [4,5,7, 13,17,23,28,50,82,93,95]

$$-\frac{\partial^2 P}{\partial x^2} = \frac{2a}{c^2} \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2},$$
(3.28)

де $c = \sqrt{\frac{E_y}{\rho}}$. – швидкість звуку в середовищі;

E_y , ρ – модуль пружності та густина середовища.

Початкові умови для даної постановки задачі запишуться у вигляді

$$\text{при } t = 0; \quad P(x, 0) = 0; \quad \left. \frac{\partial P}{\partial t} \right|_{t=0} = 0.$$
(3.29)

Граничні умови для даної задачі знайдемо з таких фізичних міркувань. На лівому кінці газорідинної пробки ($x=0$) при $t>0$, лінійна швидкість руху рідини та її прискорення рівні швидкості і прискорення поршня [49,52,91,92,100]

$$\omega(0,t) = U; \quad \left. \frac{\partial \omega}{\partial t} \right|_{x=0} = W.$$

Тоді з першого рівняння системи (3.26) отримаємо

$$\left. \frac{\partial P}{\partial x} \right|_{x=0} = \rho \left(\frac{\lambda U^2}{2d} + W \right). \quad (3.30)$$

На правому кінці газорідинної пробки ($x=L$) підвищення тиску не спостерігається

$$P(L,t) = 0. \quad (3.31)$$

Розв'язком рівняння (3.28) при початкових (3.29) і граничних (3.30) і (3.31) умовах шукаємо у вигляді

$$P(x,t) = v(x,t) + \gamma_1 + \gamma_x, \quad (3.32)$$

де $v(x,t)$ – розв'язок відповідної однорідної крайової задачі;

γ_1, γ_x – постійні коефіцієнти, які визначаються із граничних умов.

$$\gamma = -\rho \left(\frac{\lambda U^2}{2d} + W \right); \quad \gamma_1 = -\gamma_x.$$

В такому випадку для функції $v(x,t)$ маємо рішення на основі методу Фур'є у вигляді ряду

$$v(x,t) = \sum_{n=0}^{\infty} a_n e^{-at} \left(\cos \frac{2n+1}{L} \pi x \right) \cos \sqrt{\frac{(2n+1)^2 \pi^2 c^2 - at}{4L^2}}. \quad (3.33)$$

Коефіцієнти розкладання

$$a_n = \frac{2}{L} \int_0^L v(x,0) \cos\left(\frac{2n+1}{2L} \pi x\right) dx. \quad (3.34)$$

Визначаючи початковий розподіл функції $\rho(x,0)$ з (3.32), отримаємо остаточне рішення функції у вигляді

$$P(x,t) = \rho \left(\frac{\lambda U^2}{2d} + W \right) L \cdot \left(1 - \frac{x}{L} - \frac{8}{\pi^2} \right) \sum_{n=0}^{\infty} \frac{e^{-at}}{2n+1} \times \quad (3.35)$$

$$\times \cos\left(\frac{2n+1}{2L} \pi x\right) \cos \sqrt{\frac{(2n+1)^2 \pi^2 c^2}{4L^2} - a^2} t.$$

Проведемо аналіз отриманого рівняння (3.35). Позначимо

$$W_{np} = \frac{\lambda U^2}{2d} + W.$$

Ця величина є приведеним прискоренням очисного пристрою та середовища, яке з ним контактує.

Добуток $\rho \cdot L = \rho \cdot L \cdot F / F = m / F$ є масою газорідинної пробки, таким чином

$$\rho \left(\frac{\lambda U^2}{2d} + W \right) L = W_{np}; \quad \frac{m}{F} = \frac{I}{F}.$$

З фізичної точки зору, наведений вираз є рівнянням сили інерції поршня і середовища, яке контактує з ним, віднесеної до одиниці площі перерізу трубопроводу. Якщо діаметр трубопроводу не змінюється і відсутній шляховий відбір рідини з трубопроводу, то ця величина не змінюється в процесі очищення, оскільки залежить тільки від прискорення поршня і не залежить від стану рідкої фази.

Газонасичення рідинної пробки не призведе до зменшення сили контактної взаємодії поршня і пробки рідких скупчень.

Величина $\tau = 2L/c$ є тривалістю фази гідравлічного удару. З урахуванням наведених величин рівняння (3.35) набуде вигляду

$$P(x,t) = \frac{I}{F} \left(1 - \frac{x}{L} - \frac{8}{\pi^2} \right) \sum_{n=0}^{\infty} \frac{-at}{(2n+1)^2} \times \cos\left(\frac{2n+1}{2L}\pi x\right) \cos\sqrt{\frac{(2n+1)^2\pi^2}{\tau^2} - a^2}t. \quad (3.36)$$

Газонасичення рідинної пробки, що рухається перед очисним поршнем, призведе до збільшення довжини пробки. Якщо відомий газовий склад рідинної пробки φ , то густина газорідинної суміші обчислюватиметься за виразом [43]

$$\rho_c = \rho_p(1 - \varphi) + \rho_g\varphi, \quad (3.37)$$

де ρ_p – густина рідини;

ρ_g – густина газу в робочих умовах.

Модуль пружності газорідинного двофазового середовища може бути визначений з рівняння [43]

$$E_c = P_0 \left(\frac{\rho_p}{\rho_g} \cdot \frac{1 - \varphi}{\varphi} + \frac{P}{P_0} \right), \quad (3.38)$$

де P , P_0 – відповідно робочий і стандартний тиски.

Тоді довжина газорідинної пробки становитимиме

$$l_n = L \frac{\rho_p}{\rho_c}. \quad (3.39)$$

Швидкість поширення звуку в газонасиченій рідкій фазі

$$c_c = \sqrt{\frac{E_y}{\rho_c}}. \quad (3.40)$$

Таким чином, газонасичення рідинної пробки призведе до збільшення її довжини l_n і до зниження швидкості поширення звуку в двофазовому середовищі до C_c . Тому тривалість фази гідравлічного удару зростає до τ_c . Робота сил тертя в фазі гідроудару призведе до гасіння імпульсу тиску. Таким чином, із

збільшенням тривалості фази гідроудару величина тиску газорідинної пробки на елементи ущільнювачів поршня зменшується, що приведе до підвищення ефективності очищення трубопроводу.

Для кількісної оцінки впливу газонасичення рідинної пробки на ступінь її взаємодії з очисним поршнем за рівнянням (3.35) розраховано зміну тиску в рідкій фазі по довжині пробки і в часі. Передбачалося, що очисний поршень виштовхує ненасичену газом водяну пробку довжиною 1000 м з трубопроводу внутрішнім діаметром 1000 мм з прискоренням 2 м/с . Навіть розглядалися випадки, коли газовий вміст рідинної пробки становить відповідно 70% і 95% . Результати розрахунків у вигляді графіків наведені на рисунках 3.5 і 3.6.

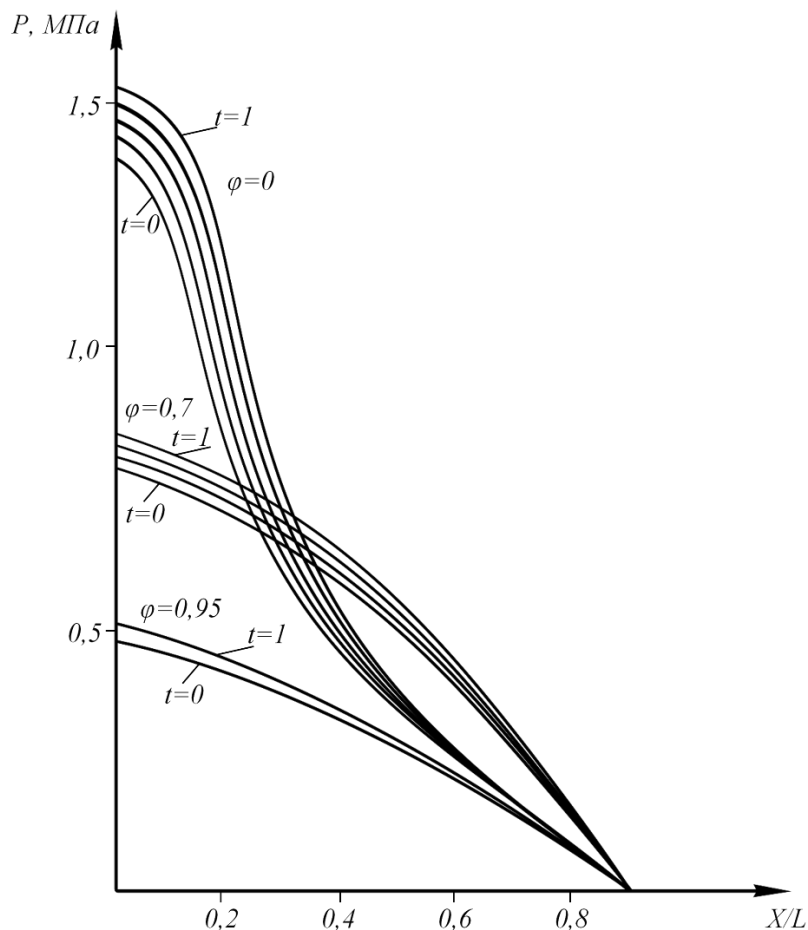


Рисунок 3.5 – Зміна тиску у рідинній фазі

З графіків видно, що чим більше газонасичення рідинної пробки, тим

менший градієнт тиску $\frac{\partial P}{\partial x}$, і отже, менший тиск на очисний поршень чинить

рідинна пробка. Так, при газонасиченні пробки 70 % зниження тиску на поршень в порівнянні з чистою водяною пробкою становить 40,4 %, а при газонасиченні 95 % тиск на поршень знижується на 64,8 %.

З плином часу тиск у рідинній області зростає. Це викликано постійним прискоренням поршня і нестисненням рідкої фази. Зі збільшенням газонасичення в рідкій фазі зростання тиску на поршень сповільнюється. Так, при чисто рідинній пробці ($\varphi=0$) тиск на поршень протягом 1 секунди зростає на 9,5 %, при газонасиченні $\varphi=0,7$ тиск за цей же час збільшується на 4,9 %, а при газонасиченні $\varphi=0,95$ зростання тиску на поршень за 1 секунду складе лише 2 %. З віддаленням від поршня зменшується як сама величина тиску, так і його зростання. Так, для чистої рідини ($\varphi=0$) збільшення тиску в середньому перерізі за 1 секунду становить 2.46 %, в той час, як в початковому перерізі (в перерізі контакту поршня і пробки рідини) зростання тиску більше, ніж в 4 рази. Якщо газонасичення рідинної пробки становить $\varphi=0,7$, то в середньому перетині ($x/L=0,5$) зростання тиску за 1 секунду становить 4,05 %, а при газонасиченні $\varphi=0,95$ зростання тиску становить 1,4 %.

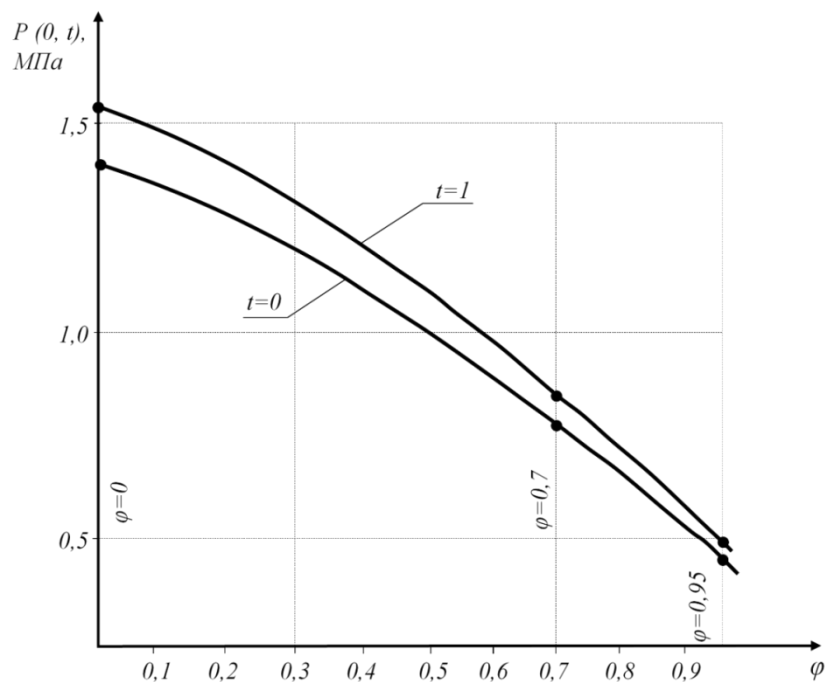


Рисунок 3.6 – Вплив газонасиченості рідинної пробки на величину тиску на поршень

В кожному перетині рідинної пробки з часом тиск зростає. Це викликано дією інерційних сил. При насиченні рідини газом спостерігається деяке зниження тиску в початковий момент руху очисного пристрою. Цей факт має таке фізичне пояснення. При виштовхуванні поршнем нестиснутої рідини на рідину впливає сила, пропорційна прискоренню поршня і обернено пропорційна його масі. Оскільки маса рідинної пробки набагато перевищує масу поршня, то передана рідині сила інерції викликає значно менше її прискорення, що, в свою чергу, призводить до виникнення сили взаємодії поршня і рідини. У випадку газонасиченої рідини в перший момент виникає аналогічна сила тиску на поршень. Однак, внаслідок стискання газорідинної суміші прискорення набувають лише тільки ті шари рідини, які безпосереднього контактують з поршнем. Внаслідок незначної маси і значно менших дотичних напружень тертя ці шари набувають більшого прискорення, ніж саме прискорення поршня. Однак, в наступний момент внаслідок пружності газонасиченого середовища тиск передається наступним шарам, а в перетині перед поршнем спостерігається деякий спад тиску. При газонасиченні $\varphi = 0,7$ він становить 1,13 % від початкового тиску, а при газонасиченні $\varphi = 0,95$ падіння тиску становить 1,57 %. від початкової величини.

Висновки до розділу 3

1. Досліджено взаємодію очисного пристрою з рідкими скупченнями, розроблено алгоритм для знаходження об'єму перетікань через рухому границю в запоршневий простір в залежності від його швидкості. Побудована залежність об'єму шляхових перетікань рідини та перетікань рідини внаслідок гідравлічного удару для нютонівської і неньютонівської рідин. Отримано формулу для розрахунку значення поправочного коефіцієнта, який враховує реологічні властивості рідини.

2. Розроблено алгоритм і складено програму розрахунку ступеня зменшення швидкості руху очисного поршня на низхідних ділянках газопроводу з пересіченим профілем траси за допомогою зміни технологічної схеми лінійної

частини, а саме підключення лупінга в залежності від технологічних параметрів та технічних характеристик поршня і газопроводу. Підтверджено, що найбільш сильний вплив на ступінь зниження швидкості руху поршня має довжина лупінга.

3. Проведено аналітичне дослідження витіснення двофазної системи з газопроводу в результаті якого отримано вираз для розділу тиску в рідинних скупченнях в залежності від їх довжини і в часі. Підтверджено, що чим більший газовий вміст рідинних забруднень, тим менший тиск на очисний поршень, тобто для підвищення ефективності очищення трубопроводу потрібно здійснювати аерацію рідинних забруднень.

РОЗДІЛ 4

ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ АСПЕКТИ ПІДВИЩЕННЯ ГІДРАВЛІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ МАГІСТРАЛЬНИХ ГАЗОПРОВОДІВ

Підвищення гідравлічної ефективності газопроводу чи газотранспортної системи обов'язково призведе до покращення економічних показників експлуатації газової магістралі за рахунок зменшення гідравлічного опору лінійної частини. Звідси і збільшення обсягів перекачування газу і зменшення питомих енерговитрат на транспорт.

Однак, крім всіх очевидних переваг від підвищення гідравлічної ефективності в кожному конкретному випадку слід встановити числові значення техніко-економічних показників, які б засвідчували економічну доцільність того чи іншого заходу.

Очистка внутрішньої порожнини магістральних газопроводів за допомогою очисних поршнів є складним та дорогавартісним процесом. Тому при його плануванні необхідно створити всі умови, які б забезпечували максимальну ефективність очищення та були економічно вигідними.

Відомо [3,40,61,96,102,105], що економічну ефективність заходів очистки газопроводу запропоновано оцінювати показником, що виражає загальні затрати на один відсоток підвищення гідравлічної ефективності. Однак, цей показник не зовсім коректний, тому, що при низькому початковому значенні гідравлічної ефективності газопроводу він має суттєво іншу величину, ніж при високому. Тому більш конкретним показником оцінки заходів очистки газопроводу є збільшення загального прибутку газотранспортного підприємства. Цей підхід використано в [27,30,34,40] з метою оптимізації періодичності очисток.

Дані дослідження мають за мету підвищення гідравлічної ефективності газопроводів шляхом їх очисток на початкових ділянках траси, що прилягають безпосередньо до компресорних станцій. Тому в першу чергу потрібно оцінити, як вплине підвищення гідравлічної ефективності початкової ділянки газопроводу на його загальну характеристику.

4.1 Оцінка ефективності очистки ділянок газопроводу

Відкладення в газопроводі по довжині лінійної ділянки мають суто різний характер. На початкових кілометрах траси (приблизно до 20-25 км) відкладення в трубопроводі мають вигляд смолистих речовин з неньютонівськими властивостями, які є продуктами витиснення масла з нагнітачів. За відміткою 20 – 25 км від початку траси досягається точка роси газу. В зв'язку з тим, відкладення в газопроводах представляються малов'язкими різними фракціями води і конденсату, які займають понижені ділянки траси і мають вигляд рідинних скупчень.

Для очистки газопроводу від рідинних скупчень очисними поршнями розроблено технологію процесу основою якої є забезпечення оптимальної швидкості очисного пристрою заданої конструкції. В [27,31,51,54,61] наведено розрахункові залежності для визначення оптимальної швидкості руху очисного пристрою.

Неньютонівські властивості рідинних відкладень в газопроводі на початкових кілометрах лінійної ділянки суттєво впливають на величину оптимальної швидкості. Отже, для досягнення максимального ефекту від очистки газопроводу, на початковій ділянці газопроводу (20 – 25 км) слід забезпечити оптимальну швидкість з врахуванням неньютонівських властивостей відкладень. На решта кілометрах ділянки газопроводу оптимальна швидкість повинна суттєво зрости для повного видалення малов'язких рідких скупчень з газопроводу. В такому випадку виникає запитання: чи призведе неврахування неньютонівських властивостей відкладень на початку лінійної ділянки газопроводу до зниження гідравлічної ефективності після очистки?

Для проведення аналізу основних параметрів процесу очистки і їх техніко-економічної оцінки вибрано за основу газопровід “Братерство”, для якого в літературі є велика кількість інформації.

Магістральний газопровід Долина – Ужгород – Держкордон (ДУК) споруджувався в декілька етапів. Перша черга споруджена в 1968 р. і складається із трубопроводів діаметром 820x8,5 мм довжиною 186 907 м, подача газу по

газопроводу ДУК-1 забезпечувалась двома компресорними станціями (КС) в м. Долині і м. Ужгороді, обладнаними поршневыми газоперекачувальними агрегатами МК-8 і 10ГКНА відповідно. Всі переходи через природні і штучні перешкоди виготовлені двохнитковими із труб діаметром 720x20 мм для забезпечення міцності і максимальної надійності.

Подальше збільшення поставок газу за кордон викликало необхідність спорудження другої нитки газопроводу ДУК-II. Вперше у вітчизняній практиці в 1971 р. був споруджений газопровід діаметром 1420x17 мм. Довжина другої нитки склала 180 900 м. На КС були споруджені нові цехи на 6 газоперекачувальних агрегатів (ГПА) ГТК-10-2.

В подальшому пропускна здатність системи збільшилась за рахунок збільшення числа КС і спорудження лупінгів. В даний момент часу пропускна здатність газопроводів ДУК-I і ДУК-II складає 36,6 млрд. м³/рік.

Система газопроводів Долина – Ужгород – Держкордон одержала назву “Братерство”. Вона починається з Долинського газопереробного заводу ниткою діаметром 820 мм, на позначці 7,2 км розміщена КС в Долині. Вона складається із двох цехів. В першому розміщено 12 газомотокомпресорів МК-8 і один ДР-12. В другому цеху знаходиться 9 ГПА ГТК-10, які розміщені в двох приміщеннях на 6 і 3 машини, які мають незалежні обв’язки нагнітачів. Крім цього, на Долинській КС знаходиться установка осушки газу від вологи і комплекс по очистці газу від важких вуглеводнів. Від КС починається друга нитка газопроводу “Братерство”, яка йде паралельно першій на віддалі 12 м по ходу газу. Тут трубопровід через річку Свіча і, перетинаючи її в п’яти місцях, входить в гірську зону Прикарпаття, яке має середній додатній нахил біля 2 %, хоча є ділянки невеликої довжини з нахилом 5 %.

На 15 км є міжниткова перемичка, а також починається лупінг, який закінчується на 21,4 км траси. Дальше нитки перетинаються (26,6 км) і виходять на перевал Вишків. Тут траса має середній додатній нахил 3,4 % з ділянками, які мають нахил до 14 %. Потім траса газопроводу знижується із середнім нахилом – 7,1% до 48 км, де розміщена друга міжниткова перемичка, і знову йде

вверх на Торунський перевал з нахилом 3,6 %, досягаючи геодезичної відмітки 1074,7 м. Із перевалу траса опускається в ущелену річки Рікі і проходить по Міжгірському районі Закарпатської області. Середній від'ємний нахил на цій ділянці рівний – 7 %. Через перевал з 35 км до 58,7 км прокладений лупінг діаметром 1220 мм, який підключений до нитки газопроводу ДУК–II. На своєму шляху газопровід перетинає декілька річок і автомобільну дорогу Долина – Міжгір'я. Там же нитки перетинаються і входять до перевалу Прислоп. Нахил траси при виході на перевал коливається від 13 % до 16 %. Біля підніжжя схилу (72,9 км) є ще одна міжниткова перемичка. Тут також беруть початок дві резервні нитки діаметром 1420 мм і 820 мм. Нитки споруджені для підвищення надійності лінійної частини газопроводу, так як в зимовий час проведення ремонтних робіт на перевалі Присліп неможливий через глибокий сніговий покрив. На спуску з перевалу Присліп нахил газопроводу досягає 18 %, а перепад висот 748 м. У західного підніжжя схилу розміщена ще одна перемичка (88,4 км). Далі газопровід проходить по горбистій місцевості Закарпатської області і підходить до КС в Россоші. Станція складається із двох цехів по 6 ГПА ГТК–10–2 в кожному. На станції також є ділянки механічної очистки газу і установка апаратів повітряного охолодження газу. Після КС Россош газопровід по передгір'ям Карпат в заплаві річки Латориця з перепадами висот 150–200 м і нахилом до 16 % на ділянках виходить на Закарпатську низовину.

На цій ділянці споруджено 4 перемички між нитками, а також на 125,5 км траси є відвід на Уорщину діаметром 820 мм і довжиною 57 км. На 171,7 км знаходиться кінцева КС Ужгород, яка складається із трьох цехів: цех ГМК–10 ГКНА, і два цехи ГПА ГТК–10 на 6 і 3 машини. На КС є потужна установка водяного охолодження газу. Водяне охолодження прийнято в зв'язку з жорсткими контрактними вимогами по температурі газу, який транспортується за кордон. Крім всього перерахованого газопровід “Братерство” забезпечує природнім газом промислові і побутові об'єкти Івано-Франківської та Закарпатської областей. Тому із газопроводу є значна кількість невеликих відборів газу. Як видно із викладеного вище, газопровід “Братерство” має досить складну технологічну

схему, і проходить по різко пересіченій місцевості Карпатських гір. Тому він може, в даному випадку, служити зразком складної системи газопроводів з пересіченим профілем траси.

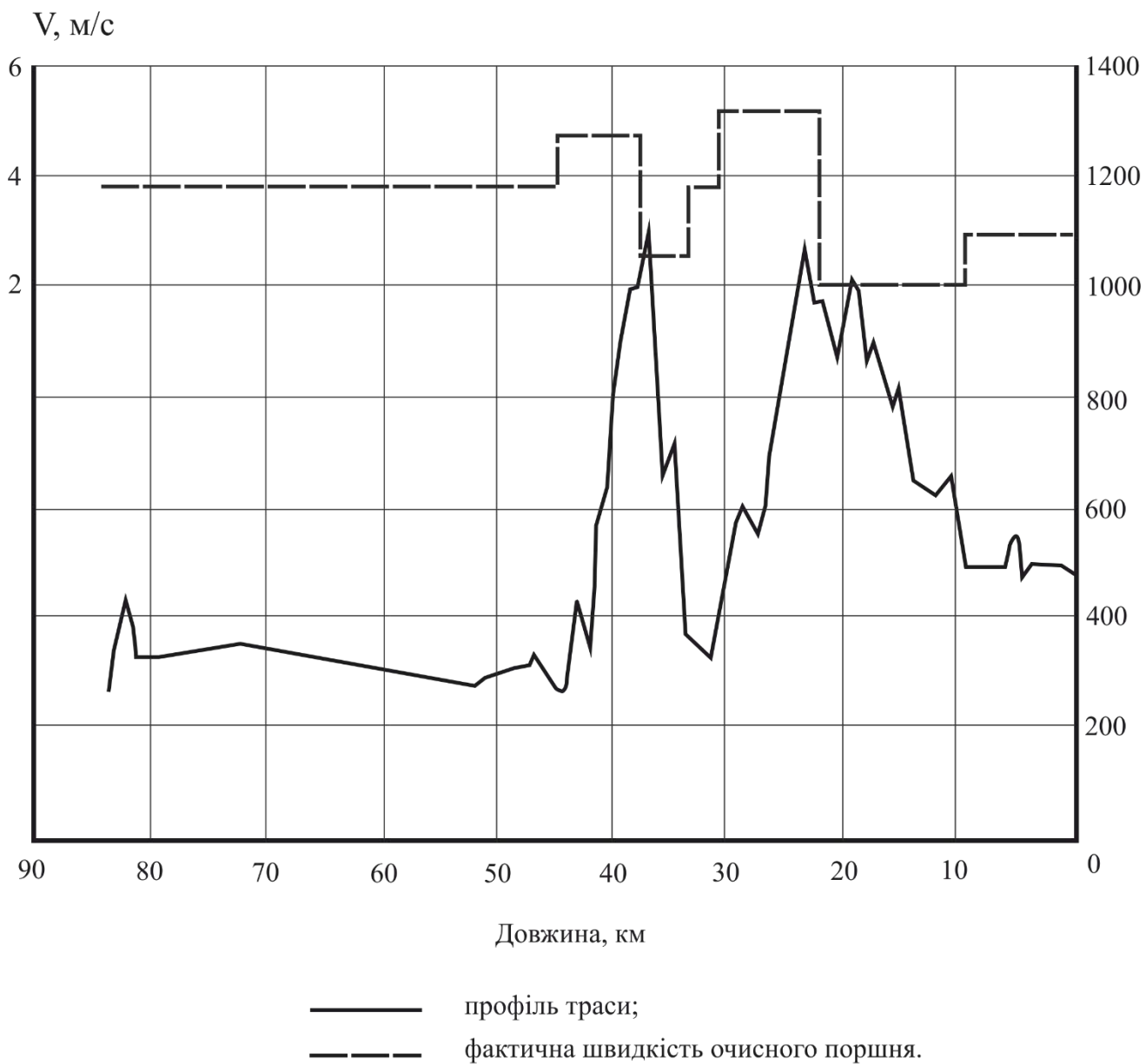


Рисунок 4.1 – Профіль траси ділянки газопроводу “Братерство” та фактична швидкість очисного поршня

З метою оптимізації процесу очистки газопроводу були проведені його обстеження, результати яких подано в [40]. На основі одержаних даних прогнозована оптимальна швидкість руху очисного поршня манжетного типу на різних ділянках траси газопроводу визначається за формулою

$$\left(\frac{U_0 d \rho}{\mu}\right)^m = \frac{A}{i} \left(\frac{B}{\frac{M_p}{\rho d^2 \delta}} + \frac{\delta}{d} \cdot \frac{\mu^2}{T \rho} \right), \quad (4.1)$$

де A , B , m – сталі коефіцієнти, що залежать від конструкції поршня;

i – геометричний нахил вихідної ділянки;

ρ , μ – густина та динамічна в'язкість рідинних скупчень;

d – внутрішній діаметр газопроводу;

δ – ширина контактної кільця;

T – сила тертя манжет об стінки труб;

M_p – маса рідини в трубопроводі діаметром $2R$;

U_0 – оптимальна швидкість руху поршня.

Прогнозована оптимальна швидкість поршня на початковій ділянці траси (до 27,2 км) на основі приведеної формули склала 3,87 м/с. При цьому максимальна ефективність газопроводу після очистки прогнозувалась за формулою

$$E_n^2 = 1 - \frac{\beta}{E_0^4} \exp\left(-\lambda \frac{\tau}{E_0^4}\right), \quad (4.2)$$

де E_0 – ефективність газопроводу до очистки;

τ – дотичні напруження тертя манжет поршня до стінок труб;

λ , β – сталі коефіцієнти, що залежить від конструкції поршня.

Визначене таким чином числове значення максимальної гідравлічної ефективності після очистки склало 0,986 [40].

В [40] при розрахунках оптимальної швидкості руху поршня не враховувались неньютонівські властивості рідинних скупчень на початковій ділянці траси. Тому розрахункова оптимальна швидкість вийшла завищеною. Для її корекції скористаємося залежностями для фізичних властивостей скупчень і їх

розподілу по довжині і в часі. Відношення об'єму рідинних скупчень до загального об'єму трубопроводу складає

$$\frac{V_p}{V_{mp}} = \frac{\frac{\pi(d^2 - h)^2}{4}L}{\frac{\pi d^2}{4}L} = \left(1 - \frac{h}{d}\right)^2 = \left(1 - \frac{46}{1390} \exp(-8,7\bar{x} + 0,5\bar{t})\right)^2, \quad (4.3)$$

$$\bar{x} = \frac{x}{L}, \quad \bar{t} = \frac{t}{T}.$$

де L – довжина початкової ділянки газопроводу;

T – період між двома очистками газопроводу.

Відношення динамічної в'язкості до міри консистентності рівне

$$\frac{\mu}{\alpha} = 6,75 \exp(-0,28\bar{x} + 0,44\bar{t}). \quad (4.4)$$

Ступінь неньютонівської поведінки рівний

$$n = 0,88 \exp(-0,1\bar{x} + 0,18\bar{t}). \quad (4.5)$$

З врахуванням формул (4.3) – (4.5) поправочний коефіцієнт, що враховує неньютонівські властивості рідинних скупчень, визначений на основі (3.17) має вигляд

$$k = 0,743 \cdot \left(\left(1 - 0,033 \exp(-8,7\bar{x} + 0,5\bar{t})\right)^2 \right)^{-0,013} \cdot \left(6,75 \exp(-0,28\bar{x} + 0,44\bar{t})\right)^{0,667} \times \\ \times \left(0,88 \exp(-0,1\bar{x} + 0,18\bar{t})\right)^{0,25}. \quad (4.6)$$

Практичну цінність значення поправочного коефіцієнта становить безпосередньо перед очисткою, тобто при $\bar{t} = 1$. Розрахунки проводились для початку ділянки $\bar{x} = 0$ та її кінця $\bar{x} = 1$. В результаті розрахунків одержано наступні числові значення коефіцієнта

$$k_{x=0} = 0,4285; \quad k_{x=1} = 0,4776.$$

Таким чином зміна фізичних властивостей рідинних скупчень вздовж довжини ділянки викликають зміну поправочного коефіцієнта на величину 31 %. Середнє значення коефіцієнта становить

$$k_{cp} = 0,4530.$$

При значенні оптимальної швидкості без врахування неньютонівських властивостей рідинних скупчень $U_0=3,87$ м/с [40] одержимо значення оптимальної швидкості з їх врахуванням, яке складає

$$U_0^x = 1,75 \text{ м / с.}$$

Неврахування неньютонівських властивостей рідинних скупчень призведе до відхилення оптимальної швидкості в більшу сторону і за рахунок цього до зниження гідравлічної ефективності на початковій ділянці відносно її максимального значення $E_{max}=0,986$ [40]. Зниження гідравлічної ефективності газопроводу після очистки при відхиленні швидкості руху очисного поршня від оптимального значення може бути розраховане за формулою

$$E = E_n \cdot \exp\left(-\frac{U_0^2}{2\delta} \cdot \left(1 - \frac{U_0^x}{U_0}\right)^2\right), \quad (4.7)$$

де – $\delta=7,78$ (м/с)² сталий коефіцієнт, що залежить від конструкції очисного пристрою [40].

Розрахунки по (4.7) показали, що гідравлічна ефективність при відхиленні швидкості руху поршня від 1,75 м/с до 3,87 м/с знизиться з $E_{max}=0,986$ до $E_{max}=0,739$ при початковому значенні ефективності до очистки $E_\delta=0,705$.

Визначимо, якою буде гідравлічна ефективність нитки газопроводу “Братерство” ДУК–2 у випадку неврахування неньютонівських властивостей рідинних скупчень при плануванні очистки. Для цього газопровід ДУК–2

діаметром 1390 мм представимо в вигляді двох послідовно з'єднаних ділянок з різною гідравлічною ефективністю. Перша (початкова) ділянка має довжину $l_1=27,1$ км і гідравлічну ефективність $E_1=73,9$ %, друга ділянка – довжину $l_2=102,2 - 27,2=75$ км і гідравлічну ефективність $E_2=98,6$ %. Тоді

$$\frac{L}{d_e^{5,2} E_{cp}^2} = \frac{l_1}{d_1^{5,2} E_1^2} + \frac{l_2}{d_2^{5,2} E_2^2}$$

Оскільки $d_1 = d_2 = d_e$ (еквівалентний діаметр), то

$$E_{cp} = \frac{E_1^2 E_2^2}{\sqrt{E_1^2 l_2 + E_2^2 l_1}} \sqrt{l_1 + l_2} = \frac{0,986 \cdot 0,739}{\sqrt{0,739^2 \cdot 75 + 0,986^2 \cdot 27,2}} \cdot \sqrt{102,2} = 0,927$$

Отже, неврахування неньютонівських властивостей рідинних скупчень на початковій ділянці газопроводу “Братерство” ДУК–2 призведе до пониження загальної ефективності нитки газопроводу від можливого значення 98,6 % до 92,7 %, тобто майже на 6%. Приведений аналіз свідчить про те, що при проведенні профілактичних очисток газопроводу слід враховувати неньютонівські властивості рідинних скупчень на початкових ділянках траси. Це забезпечить високу гідравлічну ефективність газопроводу в цілому.

4.2 Оптимальна періодичність очистки газотранспортних систем

Періодичність проведення очисток визначається багатьма факторами експлуатації газотранспортної системи. Найбільш істотним з них слід вважати темп падіння гідравлічної ефективності в часі.

Очевидно, що ефективність роботи газопроводу в початковий момент його експлуатації складає близько до одиниці і максимальна, оскільки перед введенням газопроводу в експлуатацію проводиться його очистка. З часом експлуатації газопроводу внаслідок неповної осушки і очищення газу, що транспортується, у трубах починають випадати газовий конденсат і вода, що, накопичуючись у знижених ділянках траси, створюють додатковий гідравлічний опір руху газу, який в кінцевому рахунку приводить до зниження ефективності його роботи.

Характер і темп зниження ефективності роботи газопроводу залежать від багатьох параметрів режиму роботи магістрального газопроводу, а також фізичних властивостей газу, що перекачується. Так, зі збільшенням середньої температури газу в газопроводі та зниженням точки роси газу, що перекачується, інтенсивність випадання конденсату, вологи і гідратів у трубах зменшується, що приводить до зниження темпу падіння ефективності роботи газопроводу. Збільшення середнього тиску газу в газопроводі, навпаки, створює сприятливі умови для випадання конденсату і тим самим прискорює процес зниження ефективності роботи газопроводу. Крім того, на темп зниження ефективності роботи газопроводу впливає конденційність поданого в газопровід газу. Недостатній ступінь його очищення і осушки приводить до прискорення зниження ефективності роботи газопроводу.

Крім того, на темп і характер зниження ефективності роботи газопроводу впливає хімічний склад газу, що транспортується. Наявні в транспортованому газі вуглекислий газ і сірчисті з'єднання в присутності вологи утворюють у внутрішній порожнині газопроводу кисле середовище, що приводить при сприянні температури і тиску до корозійних процесів на внутрішній поверхні стінок газопроводу.

Оптимальна періодичність проведення профілактичних очисток залежить від критерію оптимальності, екстремум якого задовольняє умовам проведення періодичних пропусків очисних засобів з метою підвищення гідравлічної ефективності. В літературі [40] розглядаються питання оптимальної періодичності очистки простих газопроводів. При цьому критеріями оптимальності вибираються енергетичні затрати на транспорт та загальний прибуток газотранспортного підприємства. Очевидно, що останній критерій – загальний прибуток підприємства найбільш повно відображає техніко-економічні стосунки. Тому в якості критерію оптимальності приймається загальний прибуток підприємства з врахуванням затрат на проведення профілактичних очисток. Таким чином, функція мети може бути побудована в вигляді:

$$\Pi = f(c, E, s, n), \quad (4.8)$$

де Π – загальний прибуток підприємства;

c – різниця між закупівельною ціною на газ та вартістю його реалізації (з урахуванням собівартості транспорту);

E – гідравлічна ефективність газотранспортної системи;

S – затрати на одну очистку;

n – число очисток газопроводів за період часу експлуатації T .

Якщо розглядати період експлуатації $T=1$ рік, то прибуток газотранспортного підприємства складе

$$\Pi = cQ_TTE_{cp}, \quad (4.9)$$

де Q_T – теоретична пропускна здатність системи газопроводів;

E_{cp} – середня за рік гідравлічна ефективність системи.

Розглянемо вплив гідравлічної ефективності газотранспортної системи на загальний прибуток газотранспортного підприємства. В першу чергу, слід відмітити, що середнє значення гідравлічної ефективності необхідно розуміти як середньоінтегральне, тобто:

$$E_{cp} = \frac{1}{T} \int_0^T E(t) dt. \quad (4.10)$$

Якщо за період часу T проводилось n очисток газопроводу і в результаті кожної гідравлічна ефективність підвищувалась до однакового рівня E_o , а потім знижувалась з однаковим темпом, то з метою визначення середньої ефективності достатньо розглядати один з проміжків часу тривалістю T/n і зробити узагальнення для всього періоду T . Тоді середнє значення гідравлічної ефективності буде дорівнювати

$$E_{cp} = \frac{n}{T} \int_0^{\frac{T}{n}} E(t) dt. \quad (4.11)$$

Аналізуючи останній вираз, зауважимо, що збільшення числа профілактичних очисток за період часу T призведе до зростання середньої гідравлічної ефективності газопроводу за вказаний період часу. Цей висновок чітко корегується з фізичними уявленнями про гідравлічну ефективність і процес її підвищення. Очевидно, що збільшення частоти очистки газопроводу (тобто збільшення числа пропуску очисних пристроїв) призведе до підвищення гідравлічної ефективності.

Слід зазначити, що підвищення ефективності газопроводу призведе до збільшенню обсягів перекачування газу, а отже, до збільшення прибутку газотранспортного підприємства. Таким чином, збільшення числа очисток газопроводу за період часу експлуатації T призведе до зростання прибутку газотранспортного підприємства.

З іншого боку, процес очистки газопроводу пов'язаний із затратами на проведення очистки. Сюди слід віднести затрати на очисні пристрої, витрати газу в процесі очистки, зменшення пропускної здатності газопроводу чи газотранспортної системи в період руху очисного пристрою. Тому збільшення числа очисток газопроводу за певний період часу призведе до збільшення виробничих витрат, а, отже, до зменшення прибутку газотранспортного підприємства. Тому в кожному конкретному випадку слід встановити оптимальну періодичність очистки газотранспортних систем, яка б засвідчувала свою економічну доцільність.

Приведений аналіз показує, що при збільшенні числа очисток газопроводу за проміжок часу T з одного боку зростає гідравлічна ефективність систем, що призводить до збільшення прибутку газотранспортного підприємства. З іншого боку зростають виробничі витрати на проведення очисток, що призводить до зменшення прибутку газотранспортного підприємства. Отже, прибуток газотранспортного підприємства, як функція числа очисток газопроводу за проміжок часу T повинна мати екстремум, якому відповідатиме оптимальне число очисток газопроводу за проміжок часу T . А це означає, що функція мети для

визначення оптимальної періодичності очисток газопроводу може бути записана в вигляді

$$\Pi = cQ_T n \int_0^{\frac{T}{n}} E(t) dt - sn. \quad (4.12)$$

Тоді оптимальна періодичність очисток газопроводу може бути знайдена шляхом диференціювання рівняння (4.12):

$$\frac{\partial \Pi}{\partial n} = 0. \quad (4.13)$$

Для реалізації поставленої задачі необхідно знати вигляд функції $E(t)$ для газотранспортної системи. Як було показано вище, така функція може бути побудована на основі періодичних спостережень за гідравлічною ефективністю газотранспортної системи. Така функція має вигляд

$$E(t) = E_0 e^{-\lambda t} (\cos \beta t + \sin \beta t). \quad (4.14)$$

Підставляючи цей вираз в рівняння функції мети, одержимо

$$\Pi = cQ_T n E_0 \int_0^{\frac{T}{n}} e^{-\lambda t} (\cos \beta t + \sin \beta t) dt - sn. \quad (4.15)$$

Виконавши інтегрування по частинах, після нескладних перетворень отримаємо

$$\Pi = \frac{cQ_T n E_0}{T(\lambda^2 + \beta^2)} \left[e^{-\lambda \frac{T}{n}} (\beta - \lambda) \sin \left(\beta \frac{T}{n} \right) - (\beta + \lambda) \cos \left(\beta \frac{T}{n} \right) + (\beta + \lambda) \right] - sn. \quad (4.16)$$

Похідна $\frac{\partial \Pi}{\partial n}$ дозволить отримати трансцендентне рівняння для знаходження оптимального числа профілактичних очисток за період експлуатації T в вигляді

$$e^{-\lambda \frac{T}{n}} \left[(\beta - \lambda) \sin\left(\beta \frac{T}{n}\right) - n(\beta - \lambda) \left(\lambda \sin\left(\beta \frac{T}{n}\right) + \frac{\beta T}{n^2} \cos\left(\beta \frac{T}{n}\right) \right) - \right. \\ \left. - (\beta + \lambda) \cos\left(\beta \frac{T}{n}\right) + n(\beta + \lambda) \left(\lambda \cos\left(\beta \frac{T}{n}\right) - \frac{\beta T}{n^2} \sin\left(\beta \frac{T}{n}\right) \right) \right] - \frac{s(\lambda^2 + \beta^2)T}{cQ_T E_0} = d. \quad (4.17)$$

Аналітичний вираз розв'язку одержаного рівняння знайти неможливо. Тому для реалізації задачі пропонується графоаналітичний метод, який базується на тому, що ліва частина рівняння являє собою безрозмірну функцію числа профілактичних очисток $f(n)$, а права частина є сталою величиною d . Тоді рівняння може бути записано у вигляді

$$f(n) = d. \quad (4.18)$$

Задаючись рядом значень числа очисток за період числа T , будуюмо графік залежності $y=f(n)$. На осі ординат відкладаємо сталу величини d і будуюмо графік функції $y=d$. Абсциса точки перетину побудованих графів відповідає кореневі одержаного рівняння і, отже, є оптимальною періодичністю профілактичних очисток газотранспортної системи.

4.3 Результати розрахунків оптимальної періодичності очисток газотранспортних систем

З метою апробації запропонованої методики визначення оптимальної періодичності очистки газотранспортних систем, проведені розрахунки для системи газопроводів “Братерство” за даними на 1986 рік і системи Союз-Уренгой-Помари-Ужгород за даними на 1989 р. У вказаний період газопровідна система “Братерство” складалось з двох паралельних ниток ДУК-1 діаметром 820 мм і ДУК-2 діаметром 1420 мм, з'єднаних між нитковими перемичками. Газопроводи Союз та Уренгой-Помари-Ужгород на цей період також склали двониткову систему, оскільки газопровід Прогрес в цей час не експлуатували.

Беручи до уваги недозавантаження систем магістральних газопроводів в якості критерію оптимальності приймаються енергетичні затрати на транспорт.

Якщо при відомій подачі перекачування Q потрібно забезпечити мінімальні енергетичні затрати на транспортування, тоді оптимальна періодичність профілактичних очисток буде рівна

$$\frac{\partial Z}{\partial n} = 0, \quad (4.19)$$

де Z – енергозатрати на транспортування природнього газу для газопроводу з компресорними станціями з врахуванням кількості продувок.

$$Z = \tau N_{\Sigma} + nS; \quad (4.20)$$

де τ – період експлуатації;

N_{Σ} – сумарна потужність всіх компресорних станцій;

S – затрати на одну продувку.

Якщо потужність i -ї компресорної станції виразити із рівняння політропного зжимання із показником політропи m тоді отримаємо

$$Z = \tau Q \frac{m}{m-1} \sum_{i=1}^K \frac{Z_{B_i} T_{B_i}}{\eta_i} \left(\left(\frac{P_{n_i}}{P_{B_i}} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right) + nS. \quad (4.21)$$

Значення тисків P_{n_i} та $P_{B_{i+1}}$ при стаціонарному режимі перекачування зв'язані між собою співвідношенням

$$P_{n_i}^2 = P_{B_{i+1}}^2 + c_i E_{cp}^2 Q^2. \quad (4.22)$$

Підставивши рівняння (4.22) у рівняння (4.21) отримаємо

$$Z = \tau Q \frac{m}{m-1} \sum_{i=1}^K \frac{Z_{B_i} T_{B_i}}{\eta_i} \left(\left(\frac{(P_{B_{i+1}}^2 + c_i E_{cp}^2 Q^2)^{1/2}}{P_{B_i}} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right) + nS. \quad (4.23)$$

Виразивши через кількість профілактичних продувок n , запишемо

$$Z = nS + \tau Q \frac{m}{m-1} \sum_{i=1}^K \frac{Z_{B_i} T_{B_i}}{\eta_i} \left(\left(\frac{\left(P_{B_{i+1}}^2 + c_i Q^2 \left(\frac{n}{\tau} \int_0^{\tau/n} E(t) dt \right)^2 \right)^{1/2}}{P_{B_i}} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right). \quad (4.24)$$

Рівняння (4.24) із врахуванням рівняння (4.19) закладено в основу розрахунку оптимальної періодичності очисток газопроводу Союз. При цьому характер зміни гідравлічної ефективності у часі був визначений на основі викладеної методики.

В [40] наведено результати розрахунків оптимальної періодичності очисток газопроводу ДУК-2, газопроводу Союз та газопроводу Уренгой-Помари-Ужгород, вважаючи ці газопроводи є однопітковими. Запропонована методика розрахунку дозволяє розрахувати оптимальну періодичність очистки цих газопроводів, враховуючи, що вони складають єдину систему.

На рисунку 4.2 приведені графічні залежності, що дозволяють визначити оптимальну періодичність очистки газопроводів, як ниток системи.

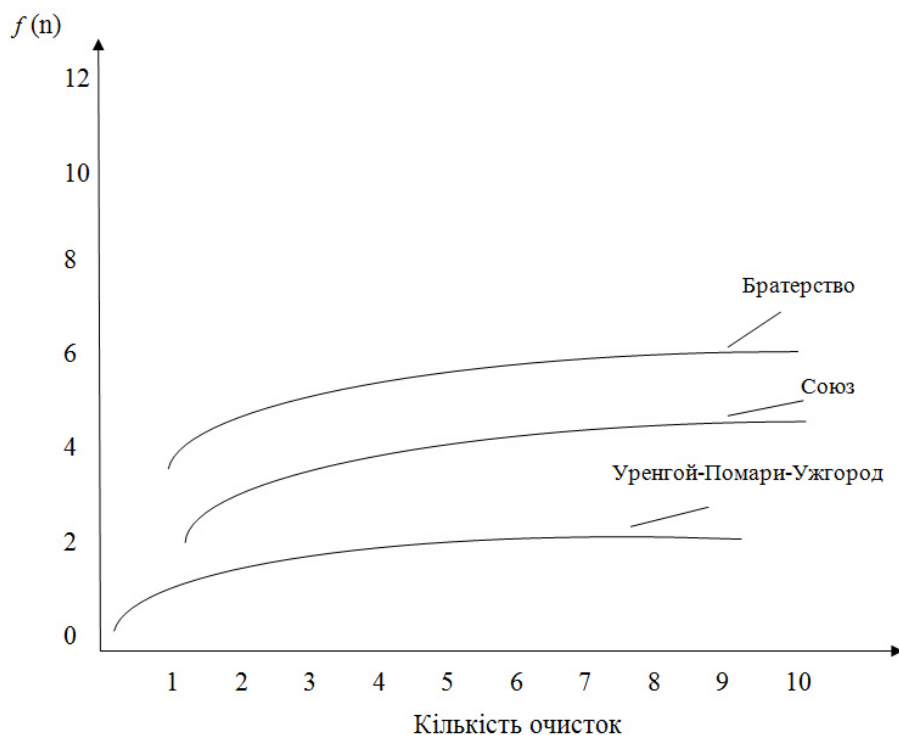


Рисунок 4.2 – Залежність оптимальної періодичності очистки газотранспортних систем

Для газопровідної системи Братерство оптимальна періодичність очисток складає за даними графоаналітичного розрахунку 1,5 очисток за рік, а для газопровідної системи Союз-Уренгой-Помари-Ужгород 1,3 очистки за рік.

В таблиці 4.1 наведено результати розрахунків оптимальної періодичності вказаних газопроводів за даними [40] і розрахунками за розробленою методикою.

Таблиця 4.1 – Визначення оптимальної періодичності очисток газопроводів

Газопровід	Діаметр, мм	Довжина, км	Оптимальна періодичність очисток, к-ть раз за рік		
			За даними [40]		За розробленою методикою
			Загальний прибуток	Енергетичні затрати	
Братерство					
ДУК-1	820	102,2	2,4	4,6	1,5
ДУК-2	1420				
Союз	1420	142,0	1,8	3,3	1,3
Уренгой-Помари-Ужгород	1420	127,9	2,1	4,2	

Аналіз результатів розрахунків показує, що оптимальна кількість профілактичних очищень порожнини газопроводу, розрахована на основі енергетичних затрат більше аналогічного показника, визначеного на основі критерію оптимальності – загального прибутку. Це пояснюється різними умовами експлуатації систем і затратами на проведення очисток.

Очевидно, що на основі одержаних розрахункових результатів приймаються командні рішення про кількість профілактичних очисток за рік. Результати розрахунків свідчать, що для газопроводів, які входять в газотранспортну систему оптимальна періодичність очисток менша, ніж для окремих простих газопроводів, не дивлячись на те, що затрати на проведення очистки газопроводу системи, менші, ніж затрати на проведення очистки окремого газопроводу за рахунок зменшення витрат газу в процесі очистки. Цей

факт пояснюється тим, що для газотранспортної системи за рахунок перерозподілу рідини між паралельними нитками протягом сезонів темп падіння гідравлічної ефективності значно нижчий, ніж для окремого газопроводу.

Висновки до розділу 4

1. Запропоновано технологію, яка дозволить внести корективи в планування процесу очистки газопроводу, а саме у визначення оптимальної швидкості руху очисного пристрою на початковій ділянці лінійної частини газопроводу. Визначено оптимальну швидкість очисного пристрою, яка залежить від властивостей і реології неньютонівської рідини. Підтверджено вплив фізичних властивостей відкладень на початковій ділянці газопроводу на процес очистки в цілому.

2. Розроблено методику визначення оптимальної періодичності проведення профілактичних очисток газотранспортної системи з умови максимального прибутку газотранспортного підприємства, який найбільш повноцінно відображає техніко-економічні показники. Отримано трансцендентне рівняння для знаходження оптимального числа профілактичних очисток за певний період експлуатації. Запропоновано графоаналітичний метод для його розв'язку.

3. Результати проведених досліджень дозволили встановити, що для газопроводів, які входять в газотранспортну систему оптимальна періодичність очисток менша, ніж для окремих простих газопроводів. Підтверджено, що для газотранспортної системи за рахунок перерозподілу рідини між паралельними нитками протягом сезонів темп падіння гідравлічної ефективності значно нижчий, ніж для окремого газопроводу.

ВИСНОВКИ

У результаті проведених теоретичних та експериментальних досліджень вирішено важливу науково-технічну задачу, що полягає у вдосконаленні методів підвищення гідравлічної ефективності магістральних газопроводів з врахуванням фізичних властивостей відкладень в них, що дозволить суттєво підвищити пропускну здатність газотранспортного комплексу і зменшити витрати на транспортування газу, а саме:

1. На основі статистичних даних довгострокового виробничого експерименту аналіз динаміки зміни гідравлічної ефективності газопроводів із врахуванням фізичних властивостей відкладень в їх порожнині та режимних параметрів їх роботи показав, що неврахування характеру і ступеня зміни внутрішньої енергії газового потоку призводить до зниження коефіцієнта гідравлічної ефективності на величину до 3-5 %.

2. Побудована математична модель процесу витіснення з газопроводу рідинних забруднень, які мають неньютонівські властивості дозволить внести корективи в планування процесу очистки газопроводу, зокрема у визначення оптимальної швидкості руху очисного пристрою, яка відхиляється від загальнопринятої на величину 17-30 %. Підтверджено вплив фізичних властивостей відкладень на початковій ділянці газопроводу на процес очистки в цілому. Розрахунки показали, що неврахування неньютонівських властивостей рідинних скупчень на початковій ділянці газопроводу призведе до пониження загальної ефективності нитки газопроводу від можливого значення майже на 6 %.

3. Запропоновано методику регулювання швидкості руху очисного пристрою на низхідних ділянках газопроводу з пересіченим профілем траси за допомогою зміни технологічної схеми лінійної частини, а саме підключення лупінгу. На основі викладеної методики розроблено алгоритм і складено програму розрахунку ступеня зменшення швидкості руху очисного поршня в залежності від роду технологічних параметрів та технічних характеристик поршня і газопроводу. За створеною програмою проведено ряд розрахунків, результати яких дозволяють зробити практично важливі висновки. Дослідження

показали, що найбільш сильний вплив на ступінь зниження швидкості руху поршня має довжина лупінга.

4. Проведені теоретичні дослідження показали, що зі збільшенням тривалості фази гідравлічного удару величина тиску рідинних забруднень на ущільнюючі елементи очисного пристрою зменшується, що підвищує ефективність очищення трубопроводу. Для цього пропонується здійснювати аерацію рідинних скупчень, тобто створювати гомогенне двофазне середовище. Побудовано математичну модель даного процесу на основі реалізації якої встановлено закономірності коливання тиску в газорідинному середовищі.

5. На основі результатів проведених аналітичних та теоретичних досліджень запропоновано методику визначення оптимальної періодичності проведення профілактичних очисток газотранспортної системи з умови максимального прибутку газотранспортного підприємства, який найбільш повноцінно відображає техніко-економічні показники. Результати розрахунків свідчать, що для газопроводів, що входять в газотранспортну систему оптимальна періодичність очисток менша, ніж для окремих простих газопроводів. Згідно одержаних розрахункових результатів можуть прийматися командні рішення про кількість профілактичних очисток на рік.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Адлер Ю.П., Леаркова Е.Б., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. Программированное введение в планирование эксперимента. М.: Наука, 1971. 283 с.
2. Айвазян С.А. Статические исследования зависимостей. М.: Metallurgy, 1968.
3. Александров А.В., Яковлев Е.И. Проектирование и эксплуатация систем дальнего транспорта. М.: Недра, 1972.
4. Арманович Г.И. Прикладная газовая динамика. М.: Наука, 1969.
5. Арманович И.Г., Левин В.И. Уравнение математической физики. М.: Наука, 1964.
6. Атанасов Г.С., Грудз В.Я., Калинин С.И. Трубопроводный транспорт сероводородных газов малых месторождений. Газовая промышленность. 1990. №4. С. 49-50.
7. Барзилович Е.Ю., Каштанов В.А. Некоторые математические вопросы теории обслуживания сложных систем. М.: Сов. Радио. 1971.
8. Бахвалов Н.С., Жидков Н.П., Кобельков Г.М. Численные методы. М.: Наука, 1997. 598 с.
9. Белоконь Н.И. Термодинамика. М. Л.: Госэнергоиздат, 1954. 416 с.
10. Березин В.Л., Ращепнин К.Е., Телегин Л.Г. Капитальный ремонт магистральных трубопроводов. М.: Недра, 1978.
11. Бобровский С.А., Селивестов А.Н. О вычислении опресовочной воды из газопровода. ВНИИГАЗПРОМ. 1970. № 10.
12. Бобровский С.А., Шербаков С.Г., Гусейназе М.А. Движение газа в газопроводах с путевым отбором. М.: Наука, 1972. 193 с.
13. Бобровский С.А., Щербаков С.Г., Яковлев Е.И. Трубопроводный транспорт газа. М.: Наука, 1976. 495 с.
14. Бобровский С.А., Яковлев Е.И. Газовые сети и газохранилища. М.: Недра, 1980. 413 с.

15. Бретшнайдер С. Свойства газов и жидкостей (инженерные методы расчета). Л.: Химия, 1966. 536 с.
16. Бусленко Н.П. Автоматизация имитационного моделирования сложных систем. М.: Наука, 1977. 239 с.
17. Бусленко Н.П. Моделирование сложных систем. 2-е издание перераб. М.: Наука, 1977. 239 с.
18. Бусленко Н.П., Калишников В.В., Коваленко И.Н. Лекции по теории сложных систем. М.: Сов. Радио, 1973. 439 с.
19. Бусленко Н.П., Шрейдер Ю.А. Методы статистических испытаний (метод Монте-Карло) и его реализация в цифровых машинах. М.: Физматиз, 1961. 226 с.
20. Бутозов А.И., Минаковский В.М. Обобщенные переменные теории переносу. К.: Высшая школа, 1970.
21. Варгафтик Н.Б. и др. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. 2-е издание перераб. и доп. М.: Наука, 1972. 720 с.
22. Вольский Э.Л., Константинова И.М. Режимы работы магистрального газопровода. М.: Недра, 1970 168 с.
23. Галлиулин З.Т., Ходанович И.Е., Девичев В.В. Вопросы физического моделирования нестационарных течений газа в магистральных газопроводах с учетом влияния инерционных сил и зон гидравлического сопротивления. Сб. трудов ВНИИГАЗ. М.: 1976.
24. Гладкий В.С. Вероятностные вычислительные модели. М.: Наука, 1973. 299 с.
25. Годунов С.К. Управление математической физики. М.: Наука, 1971. 416 с.
26. Гольдзберг В.Л., Лурье М.В. Моделирование трубопроводных систем контейнерного пневмотранспорта грузов. Изд.высш.учеб.завед. "Нефть и газ". 1972. № 4.

27. Грудз В.Я. Исследование эффективности очистных устройств в газопроводах с пересеченным профилем трассы. Диссертационная работа на соискание ученой степени к.т.н.: Ивано-Франковск. 1980.

28. Грудз В.Я. Исследования процесса продувки газопроводов многократным пропуском очистного устройства. Строительство трубопроводов. 1977. № 6.

29. Грудз В.Я., Гимер Р.Ф. Эффективность очистки газопровода очистными устройствами разных конструкций. Разведка и разработка нефтяных и газовых месторождений. 1978. Вып. 16.

30. Грудз В.Я., Калин С.И. Вплив теплового режиму газопроводу на ефективність його роботи. Розвідка і розробка газових родовищ. 1993. Вип. 31.

31. Грудз В.Я., Калин С.И., Михалкив В.Б., Тымкив Д.Ф. Методика состояния магистрального газопровода: РИ, Киев Час, 1990.

32. Грудз В.Я., Калин С.И., Михалкив В.Б., Тымкив Д.Ф. Устройство для очистки полости трубопровода от жидких скоплений.

33. Грудз В.Я., Михалкив В.Б., Глоба Е.В., Шибнев А.В. О выборе рациональной скорости движения очисных устройств по газопроводу. Транспорт, хранение и использование газа в народном хозяйстве. 1983. №7.

34. Грудз В.Я., Переяслов В.Н., Хизгилов И.Х. Влияние скорости очисных устройств на эффективность продувки газопроводов. Нефтяная и газовая промышленность. 1974. № 6.

35. Грудз В.Я., Слободян Н.Б. Вплив фізичних властивостей рідин на процес очищення магистрального газопроводу від рідинних забруднень. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2020. № 1(74). С. 89-95.

36. Грудз В.Я., Слободян Н.Б. Оптимальна періодичність очистки газотранспортних систем. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2019. № 4(73). С. 85-90.

37. Грудз В.Я., Слободян Н.Б. Підвищення ефективності очистки газопроводів шляхом регулювання швидкості руху очисних пристроїв. Нафтогазова енергетика. 2020. № 1(33). С. 29-35.

38. Грудз В.Я., Слободян Н.Б. Підвищення ефективності очищення газопроводів від рідинних забруднень. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2019. № 2(71). С. 49-54.

39. Грудз В.Я., Тымкив Д.Ф., Евсеев Е.М. Режим работы магистральных газопроводов в период продувки. Деп. УкрНИИТИ. 1987. № 857.

40. Грудз В.Я., Тымкив Д.Ф., Яковлев Е.И. Обслуживание газотранспортных систем. К.: УМК ВО. 1991. 159 с.

41. Грудз Я.В., Криль М.Я., Мельницька Л.І., Слободян Н.Б., Стефанишин С.Р. Прогнозування аварійних витоків з трубопровідних систем. Прикарпатський вісник НТШ. Число. 2017. №2(38). С. 261-266.

42. Губин В.Е., Левин В.С. Течение вязкопластичной жидкости в начальном участке круглой трубы. Транспорт и хранение нефти и нефтепродуктов. 1972. Выпуск IX. С. 32-40.

43. Губин В.Е., Левин В.С. Течение неньютоновской жидкости в начальном участке круглой трубы. Транспорт и хранение нефти и нефтепродуктов. 1972. Выпуск IX. С. 20-23.

44. Гужов А.И., Титов Б.Г., Поляков Г.Г. Исследования вопроса совместного транспорта нефти и газа по магистральным трубопроводам: Издво высш. учев. завед. "Нефть и газ". 1960. № 5.

45. Гусейнов И. А., Елшин В.Ю. Расслоение движения жидкости и газа в трубопроводах: Изб. В. сб. ОАН СССР, сер. техн. наук. Вып.2. 1969. № 8.

46. Гусейнов Ч.С. Влияние конденсата на производительность газопровода. Трубопроводный транспорт нефти и газа. Труды МИНХ и ГП им. И.М. Губкина. 1963. Вып.45. С. 98-105.

47. Демидович Б.П., Марон А.И. Основы вычислительной математики. М.: Государственное издательство физико-математической литературы, 1960. 658 с.

48. Демидович Б.П., Марон А.И., Шувалова Э.З. Численные методы анализа. М.: Наука, 1967. 580 с.

49. Евтушенко Ю.Г. Методы решения экстремальных задач и их применение в системах автоматизации. М.: Наука, 1982.

50. Жидкова М.А. О точности линеаризации уравнения движения газа. Газовая промышленность. 1965. № 11.

51. Загоруйченко Б.А. Уравнение состояния и термодинамические свойства газовых смесей водорода, азота, метана. В сб. Теплофизические свойства газов. М.: Наука, 1970. С. 95-97.

52. Зайдель А.Н. Элементарные оценки ошибок измерений. Л: Наука, 1968.

53. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Госэнергоиздат, 1960.

54. Калинин С.И. Оценка эффективности участков сложных газотранспортных систем. Разведка и разработка нефтяных и газовых месторождений. 1989. Вып. 26.

55. Калинин С.И., Грудз В.Я., Мышалкив В.Б., Тымкив Д.Ф. Повышение эффективности удаления жидкости из трубопровода путем применения ПАВ. Деп. в УкрНИИТИ 11/13. УК.87 4.05. 1987.

56. Калинин С.И. Грудз В.Я. Про витиснення твердим тілом неньютонівської рідини з трубопроводу. НТЗ Нафтова і газова промисловість. 1992. № 4.

57. Капцов И. И., Гончар В.Н. Определение количества жидкости в газопроводе. Газовая промышленность. 1989. № 3.

58. Капцов И. И., Гончаров В.Н., Гончар Б. И. Восстановительные работы на магистральных газопроводах. Пути повышения эффективности. Газовая промышленность. 1990. № 4.

59. Капцов И.И., Гончаров В.Н. Анализ загрязнений магистральных газопроводов. Газовая промышленность. 1979. № 8.

60. Капцов И.И., Гончаров В.Н. Исследование состава загрязнений внутренней полости действующих магистральных газопроводов. Газовая промышленность. 1981. № 3.

61. Кесельман Г.С., Махмудбеков Э.А. Защита окружающей среды при добыче, транспорте и хранении нефти и газа. И.: Недра, 1981. 256 с.
62. Климовский Е.М. Очистка полости и испытание магистральных и промысловых трубопроводов. Изд. 2-е, перераб. и доп. М.: Недра, 1972. 256 с.
63. Климовский Е.М. Продувка и испытание магистральных трубопроводов. М.: Недра, 1966.
64. Ковалко М.П., Грудз В.Я., Михалків В.Б., Тимків Д.Ф. Трубопровідний транспорт газу. К.: Арена, 2002. 598 с.
65. Конвей Р.В., Масквелл В.Л., Милаер Л.В. Теория расписаний. М.: Наука, 1975.
66. Куликов В.Д., Шибнев А.В. и др. Промысловые трубопроводы. М.: Недра, 1997. 465 с.
67. Кутыршин А.П., Корнилов Г.Г. Оценка характеристики движения разделителей по трубопроводу. Транспорт и хранение нефти и нефтепродуктов. Уфа: Труды БНИИСПТнефть. 1972. Вып.9.
68. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Механика сплошных сред. М.: Гостехиздат, 1954.
69. Лойпянский Л.Г. Механика жидкости газа. М.: Техиздат, 1960.
70. Лурье М.В. Газодинамические сопротивления при движении поршня в трубе. Изд. высш. учебн. завед. "Нефть и газ". 1976. №8.
71. Лурье М.В., Гольдзберг Б.Л. Расчет гидродинамических процессов движения в системах контейнерного пневмотранспорту грузов. Изд. АН СССР. Энергетика и транспорт. 1971. №4.
72. Лурье М.В., Полянская Л.В. Анализ колебаний давления, возникающих при движении эластических разделителей по газопроводу с неравнопроходной арматурой. Газовая промышленность. 1972. №10.
73. Майгуров Е.М. Методика расчета параметров продувки трубопровода. Газовая промышленность. 1968. № 11.

74. Майгуров Е.М. Определение времени стационарного движения газа по трубопроводу. Вопросы развития газовой промышленности УССР. Труды УкрНИИГаз. 1971. Вып.15.

75. Мамаев Б.А., Одишария Г.Э, и др. Гидродинамика газожидкостных смесей в трубах. М.: Недра, 1969.

76. Мирзаджанзаде А.Х., Гусейнзаде М.А. Решение задач нефтегазопромысловый механики. М.: Недра, 1971.

77. Михалкив В.Б., Грудз В.Я., Калинин С.И. Методика оптимизации процесса очистки магистральных газопроводов. Киев: Час, 1990.

78. Михалкив В.Б., Яковлев Е.И., Ксенз Б.И. и др. Методика “Оптимизация режимов сложных газотранспортных систем на основе регрессионной идентификации”. М.: МИНГ, 1983.

79. Огибалов П.М., Мирзаджанзаде А.Х. Нестационарное движение вязкопластических сред. М: МГУ, 1990.

80. Поляк Ю.Т. Вероятностное моделирование на ЭВМ. М.: Сов. радио, 1971, 340 с.

81. Пустыльник Е.И. Статистические методы анализа и обработки наблюдений. М.: Наука, 1968. 236 с.

82. Райбман Н.С. и др. Идентификация технологических объектов методами кусочной аппроксимации. М.: 1977.

83. Седых А.Л., Дубинский В.Г., Тихонов А.Д. Определение режима работы газопровода при его очистке с помощью ершей. Строительство трубопроводов. 1970. № 8.

84. Скрябин Б.Г. Продувка и испытание магистральных газопроводов. М.: Гостоптехиздат, 1963.

85. Слободян Н.Б. Моделювання напружено-деформованого стану систем складних переходів трубопроводів. Нафтогазова енергетика – 2017: тези доп. міжнар. наук.-техн. конф. (м. Івано-Франківськ, 15-19 трав. 2017 р.). Івано-Франківськ, 2017. С. 370-371.

86. Соколовский С.В., Лищенко С.И. Повышение давления в трубопроводе от гидравлического удара при нарушении оплошности движения. Гидравлика и гидротехника. Респ. межвед. н.-т. сб. 1974. Вып. 18. С. 3-7.

87. Сорока И.И., Капцов И.И. Опыт очистки внутренней полости магистральных газопроводов в ВПО “Укргазпром”. Обзорн. инф. “Транспорт и хранение газа”. 1989. Вып. 9.

88. Ставровский Е.Р., Сухарев М. Г. Статистические методы расчета коэффициента гидравлического сопротивления газопровода. М.: ВНИИ Эгазпром, 1970. 39 с.

89. Ставровский Е.Р., Сухарев М.Г., Карасевич Н.М. Методы расчета надежности магистральных газопроводов. Новосибирск: Наука, 1982.

90. Тимків Д.Ф., Грудз В.Я., Манько Б.З. Оптимизация процесса очистки полости магистрального газопровода. Разведка и разработка нефтяных и газовых месторождений. Респ. межвед. науч. сб. 1986. Вып. 23.

91. Тоут А.И. Оптимальные режимы продувки магистральных трубопроводов. Нефтепромысловое строительство. Реф. н.-т. сб. 1973. № 10. С. 13-15.

92. Тоут А.И., Динков Г.Ю. Параметры движения разделителей при удалении воды из трубопровода. Нефтепромысловое строительство. Реф. н.-т. сб. 1974. № 4. С. 3-11.

93. Ходанович И.Е. Аналитические основы проектирования и эксплуатации магистральных газопроводов. М.: Гостоптехиздат, 1961.

94. Ходанович И.Е. Об эффективности продувки газопроводов. Газовая промышленность. 1958. № 3.

95. Ходанович И.Е., Кривошеин Б. Л., Бикчентай Р.Н. Тепловые режимы магистральных газопроводов. М.: Недра, 1971. 216 с.

96. Ходанович И.Е., Нефелова Н.Ф. Об изменении эффективности газопровода. М.: Недра, 1970.

97. Чарный И.А. Неустановившиеся движение реальной жидкости в трубах. М.: Гостехиздат, 1951. 224 с.

98. Чарный И.А. Основы газовой динамики. М: Гостоптехиздат, 1961. 200 с.
99. Шалмазов А.М., Марон В.И., Галлянов А.К. Вытеснение высоковязких нефтей при турбулентном режиме течения вытесняющей жидкости. Нефтяное хозяйство. 1972. №6.
100. Шварц М.Э. Лурье М.В, Марон В.И. Применения шаровых резиновых разделителей в трубопроводах, собранных на подкладных кольцах. Нефтяное хозяйство. 1972. №2.
101. Шелепен Е.И., Паперный Е.А. Изменение шероховатости газопровода в процессе эксплуатации. Львовский институт, научные запасы, вып. XVII. №4. 1953.
102. ШигOLEV Б.М. Математическая обработка наблюдений. М.: Наука, 1969.
103. Щербаков С.Г. Проблемы трубопровод транспорта нефти и газа. М.: Наука, 1982.
104. Яковлев Е.И., Крылов Г.В. и др. Методика диагностики состояния внутренней полости магистрального газопровода. Мингазпром СССР Киев: Союзгазпроект, 1987.
105. Яковлев Є.І., Козак О.С., Михалків В.Б., Тимків Д.Ф., Грудз В.Я. Режимы газотранспортных систем. Л.: Світ, 1992. 198 с.
106. Grudz V. Ya., Grudz Ya. V., Zapukhliak V. B., Chudyk I. I., Poberezhny L. Ya., Slobodyan N. B., Bodnar V. M. Optimal gas transport management taking into account reliability factor. Management Systems in Production Engineering. 2020. Vol. 28, Issue 3. P. 202-208.
107. Morton Collins and W.R. Showaltee. A.I.Ch.E. Journal. Vol 9, 6. 1963.

ДОДАТОК А

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Грудз В.Я., Слободян Н.Б. Підвищення ефективності очищення газопроводів від рідинних забруднень. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2019. № 2(71). С. 49-54. **(наукове фахове видання України)**
2. Грудз В.Я., Слободян Н.Б. Оптимальна періодичність очистки газотранспортних систем. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2019. № 4(73). С. 85-90. **(наукове фахове видання України)**
3. Грудз В.Я., Слободян Н.Б. Вплив фізичних властивостей рідин на процес очищення магістрального газопроводу від рідинних забруднень. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2020. № 1(74). С. 89-95. **(наукове фахове видання України)**
4. Грудз В.Я., Слободян Н.Б. Підвищення ефективності очистки газопроводів шляхом регулювання швидкості руху очисних пристроїв. Нафтогазова енергетика. 2020. № 1(33). С. 29-35. **(наукове фахове видання України)**
5. Грудз Я.В., Криль М.Я., Мельницька Л.І., Слободян Н.Б., Стефанишин С.Р. Прогнозування аварійних витоків з трубопровідних систем. Прикарпатський вісник НТШ. Число. 2017. №2(38). С. 261-266. **(наукове фахове видання України)**
6. Grudz V. Ya., Grudz Ya. V., Zapukhliak V. B., Chudyk I. I., Poberezhny L. Ya., Slobodyan N. B., Vodnar V. M. Optimal gas transport management taking into account reliability factor. Management Systems in Production Engineering. 2020. Vol. 28, Issue 3. P. 202-208. **(зарубіжне наукове фахове видання)**
7. Слободян Н.Б. Моделювання напружено-деформованого стану систем складних переходів трубопроводів. Нафтогазова енергетика – 2017: тези доп. міжнар. наук.-техн. конф. (м. Івано-Франківськ, 15-19 трав. 2017 р.). Івано-Франківськ, 2017. С. 370-371.

ДОДАТОК Б

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

ПОГОДЖЕНО

Проректор з наукової роботи




І.І. Чудик
05 _____ 2020 р.

ЗАТВЕРДЖЕНО

Заступник головного інженера з експлуатації (західний регіон)

ТОВ «Оператор ГТС України»



В.В. Костів
05 11 2020 р.

АКТ



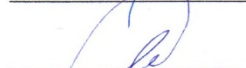
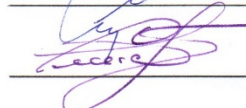
впровадження результатів дослідження

Слободяна Назара Богдановича в рамках дисертаційної роботи
«Удосконалення методів та заходів підвищення гідравлічної
ефективності магістральних газопроводів»

Ми, що підписались нижче, начальник диспетчерської служби (західний регіон) Козак О.Ф., начальник сектору ЛЕС і ГРС (західний регіон) Пеньківський В.Ю., начальник КС-1 Богородчанського ЛВУМГ Білусяк Я.М., начальник ЛЕС Богородчанського ЛВУМГ Мислюк С.П. ТОВ «Оператор ГТС України» та представники Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу д.т.н., професор Грудз В.Я. та здобувач наукового ступеня кандидата технічних наук Слободян Н.Б. склали даний акт про те, що розроблені Івано-Франківським національним технічним університетом нафти і газу рекомендації щодо врахування фізичних властивостей відкладень у порожнині труб були враховані при проведенні профілактичної очистки магістральних газопроводів. Результати проведеної очистки показали їх високу ефективність.


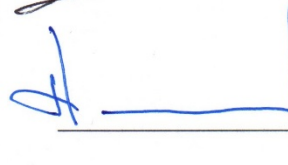
Представники

ТОВ «Оператор ГТС України»
(західний регіон)

 О.Ф. Козак
 В.Ю. Пеньківський
 Я.М. Білусяк
 С.П. Мислюк

Представники

ІФНТУНГ

 В.Я. Грудз
 Н.Б. Слободян