

УДК 622.691.24

ДІАГНОСТИКА НАПРУЖЕНЬ У ТРУБАХ ШЛЕЙФІВ І ТРУБОПРОВІДНИХ ОБВ'ЯЗОК З КОРОЗІЙНИМИ ДЕФЕКТАМИ НАВКОЛО ЗВАРНОГО ШВА

© А.В.Драгілєв¹, Ю.В.Банахевич², В.А.Осадчук³, А.О.Кичма³

1) Підприємство „Крафт інжиніринг”; 11, вул. М. Раскової, м. Київ, 02002. Тел. (044)5173365

2) Філія УМГ “Львівтрансгаз”, 3, вул. Рубчака, м. Львів, 79047. Тел. (0322) 635016

3) Національний університет “Львівська політехніка”, 12, вул. С.Бандери, м. Львів, 79013.

Тел. (0322)971639, e-mail: integrator@ukrpost.net

Представлен усовершенствованный расчетно-экспериментальный метод для определения остаточных технологических напряжений в зоне сварочных соединений. Предложена методика для определения влияния коррозионного дефекта на перераспределение остаточных напряжений в окрестности стыкового сварочного шва трубопровода. Приведены результаты численных расчетов и экспериментальных исследований

An improved calculation - experimental method for determining residual technological stresses in welding joints of pipelines is given. This method allows evaluating the influence of corrosion damages on residual stresses distribution in the region of the welding joints. The results of numerical and experimental investigations are considered.

Вступ

Сучасні підземні сховища газу (ПСГ) і технологічно зв'язані з ними об'єкти характеризуються неусталеними газодинамічними процесами і просторовою геомеханічною системою. Експлуатаційна ефективність ПСГ значною мірою залежить від пропускної здатності і надійності роботи їх шлейфів та технологічних обв'язок.

Шлейфи і технологічна обв'язка ПСГ це складні газомеханічні системи до складу яких входять трубопроводи, запірна арматура, опорні конструкції тощо. У зв'язку з суттєвими корозійними процесами, залишковими технологічними напруженнями і тривалим терміном експлуатації обладнання ПСГ оцінка його фактичного стану є однією із важливих технічних задач газотранспортної системи [1].

Існують різні експериментальні неруйнівні методи визначення напружень у трубопроводах [2,3]. Проте, як відзначено в роботі [4], на сьогодні в реальних умовах експлуатації газотранспортної системи ні один із експериментальних методів неруйнівного контролю не може забезпечити повну і достовірну інформацію про рівень залишкових технологічних напружень у трубопроводах. При використанні розрахункових методів [5] необхідно знати режими зварювання труб і методи зменшення напружень у з'єднаннях після зварювання. Це значно ускладнює, а в більшості випадків не дає змоги використати ці методи для визначення сумарних напружень у трубах шлейфів та трубопровідних обв'язках тривалого терміну експлуатації. Відомі випадки, коли залишкові зварювальні напруження, за певних умов експлуатації можуть досягнути критичних значень і призвести до руйнування ділянок трубопроводу через утворення тріщин [6].

Внаслідок корозійних процесів утворюються дефекти у вигляді виразок-каверн, що часто є причиною виникнення аварійних ситуацій. У зв'язку з цим актуальним є удосконалення наявних та створення нових методів діагностики напруженого стану в трубах шлейфів та трубопровідних обв'язок ПСГ.

2. Математична модель визначення залишкових напружень у трубопроводах

Для визначення залишкових технологічних напружень навколо зварних з'єднань застосовано розрахунково-експериментальний метод, який ґрунтується на розв'язанні обернених задач механіки деформованого твердого тіла з використанням експериментальної інформації, отриманої неруйнівними методами [7, 8].

Суть цього методу полягає ось у чому. Спочатку записують основні співвідношення і диференціальні рівняння теорії оболонок із залишковими деформаціями, які одержують, використовуючи

зображення компонентів тензора повної деформації e_{ij} у вигляді суми компоненти тензора пружної деформації e_{ij}^e та компоненти тензорного поля пластичних власних деформацій e_{ij}^0 . Це поле описують тензорною функцією, що належить до деякого компакту та залежить від декількох довільних параметрів. Потім функцію e_{ij}^0 підставляють у ключові диференціальні рівняння, будують розв'язки цих рівнянь і записують вирази для визначення напружень у довільній точці оболонки. У ці вирази входять невідомі параметри, що характеризують функцію e_{ij}^0 . Для їх знаходження використовують експериментальну інформацію про поле залишкових напружень або їх усереднені характеристики, які можна здобути неруйнівними методами, і будують функціонал, мінімізація якого забезпечує мінімальні відхилення теоретично обчислених I_K^T від експериментальних I_K^E характеристик полів напружень. Тоді задачу про знаходження поля e_{ij}^0 розв'язують як обернену задачу теорії оболонок із залишковими деформаціями, яка є умовно коректною. Знайшовши невідомі параметри, обчислюють компоненти тензора напружень, зокрема ті, які не можна отримати експериментально.

Обчислені цим методом залишкові напруження задовольняють рівняння рівноваги, сумісності деформацій і крайові умови, а їх точність визначається обсягом і похибками експериментальних даних.

Для кругової циліндричної оболонки завтовшки $2h$ під дією осесиметричних залишкових технологічних деформацій ключове рівняння для визначення нормального до серединної поверхні переміщення (прогину) труби W запишемо у вигляді [8]

$$\left(\frac{d^4}{d\alpha^4} + 4\alpha^4 \right) W = 4\alpha^4 R \varepsilon_{\beta\beta}^0 - R^2 \frac{d^2}{d\alpha^2} (\chi_{\alpha\alpha}^0 + \mu \chi_{\beta\beta}^0). \quad (1)$$

Тут

$$\varepsilon_{\beta\beta}^0 = \frac{1}{2h} \int_{-h}^h e_{\beta\beta}^0(\alpha, \gamma) d\gamma, \quad \chi_{ii}^0 = \frac{3}{2h^3} \int_{-h}^h e_{ii}^0(\alpha, \gamma) \cdot \gamma d\gamma,$$

$$i = \alpha, \beta, \quad (2)$$

$\alpha^4 = 3R^2(1 - \mu^2)/(4h^2)$, μ – коефіцієнт Пуассона, R – радіус серединної поверхні труби, $\alpha = z/R$ – безрозмірна координата вздовж осі труби (початок координат вибрано в площині осі шва), γ – координата вздовж зовнішньої нормалі до серединної поверхні.

Поле локалізованих біля шва власних колових $e_{\beta\beta}^0$ і осьових $e_{\alpha\alpha}^0$ залишкових деформацій апроксимуємо виразами:

$$e_{\beta\beta}^0(\alpha, \gamma) = -\varepsilon_1^* f_1(\gamma) \varphi_1(\alpha) S^0(\alpha),$$

$$e_{\alpha\alpha}^0(\alpha, \gamma) = -\varepsilon_2^* f_2(\gamma) \varphi_2(\alpha) S^0(\alpha), \quad (3)$$

де

$$\varphi_i(\alpha) = 1 + s_i \frac{\alpha^2}{\alpha_0^4} - (3 + 2s_i) \frac{\alpha^4}{\alpha_0^4} + (2 + s_i) \frac{\alpha^6}{\alpha_0^6},$$

$$f_i(\gamma) = 1 - m_i \left(1 - \frac{\gamma}{h} \right)^2, \quad i = 1, 2,$$

$$S^0(\alpha) = 1, \quad |\alpha| \leq \alpha_0; \quad S^0(\alpha) = 0, \quad |\alpha| > \alpha_0; \quad \alpha_0 = z_0 / R$$

(z_0 – півширина зони пластичних деформацій);

$\varepsilon_i^*, s_i, m_i$ – сталі параметри ($\varepsilon_i^* > 0, 0 \leq m_i \leq 0,25$).

Графіки функції $\varphi(\alpha)$ для деяких значень параметра s , що характеризують різні режими зварювання, зображено на рис. 1.

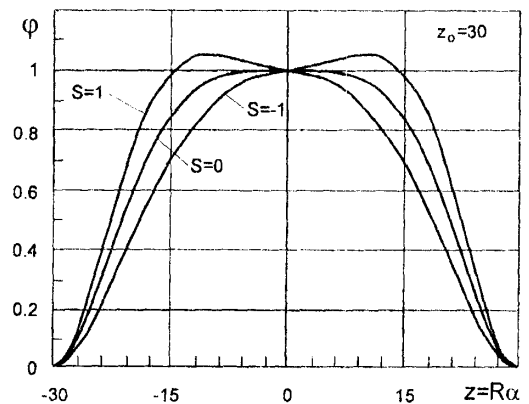


Рисунок 1 – Графіки функції $\varphi(\alpha)$

Функція $f(\gamma)$ характеризує нерівномірність розподілу залишкових деформацій e_{ij}^0 по товщині труби. Далі розглянемо випадок, коли $s_1 = s_2 = s$.

Підставивши вирази (3), (4) у співвідношення (2), а потім у рівняння (1) та, використавши фундаментальний розв'язок рівняння (1), одержимо вирази для визначення прогину W і колових $\sigma_{\beta\beta}$ та осьових $\sigma_{\alpha\alpha}$ напружень у довільній точці труби, які запишемо у вигляді:

$$W(\alpha) = -\frac{\varepsilon_1^* R c}{2} \left(1 - \frac{4}{3} m_1\right) F_1(\alpha) - \frac{m_3 c}{\sqrt{3(1-\mu^2)}} F_2(\alpha), \quad (5)$$

$$\sigma_{\alpha\alpha}(\alpha, \gamma) = -\frac{E \varepsilon_1^* c \gamma}{1-\mu^2 h} \left[\frac{\sqrt{3(1-\mu^2)}}{2} \left(1 - \frac{4}{3} m_1\right) F_2(\alpha) - m_3 F_2(\alpha) \right] + \frac{m_3}{1-\mu^2} \left(\frac{1}{3} - \frac{\gamma^2}{h^2} \right) \varphi(\alpha) S^0(\alpha), \quad (6)$$

$$\sigma_{\beta\beta}(\alpha, \gamma) = \frac{E}{R} W(\alpha) + \mu \sigma_{\alpha\alpha}(\alpha, \gamma) + E \varepsilon_1^* f_1(\gamma) \varphi(\alpha) S^0(\alpha). \quad (7)$$

Тут

$$F_i(\alpha) = \int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} \varphi(\zeta) K_i(\zeta - \alpha) d\zeta, \quad i = 1, 2, \quad (8)$$

$K_{1,2}(\zeta - \alpha) = \exp[-c|\zeta - \alpha|] [\cos c(\zeta - \alpha) \pm \sin c|\zeta - \alpha|]$; верхній знак стосується до функції K_1 , а нижній – до K_2 ; $m_3 = \mu m_1 + k m_2$; $k = \varepsilon_2^* / \varepsilon_1^*$.

У виразах (5)-(8) невідомими є числові параметри ε_1^* , α_0 , m_i , s , k , що характеризують поле деформацій e_{ij}^0 . Для їх знаходження використовують експериментальну інформацію про залишкові напруження в трубопроводах, яку в умовах їх експлуатації можна отримати, зокрема, за допомогою електромагнітного і ультразвукового методів [2]. При цьому з використанням показів приладів для вимірювань електромагнітним методом визначають усереднену в приповерхневому шарі по площі поверхні контакту давача з поверхнею труби різницю головних напружень σ_+^E . Формули для обчислення аналогічних усереднених характеристик, отриманих теоретично наведені в роботі [8].

Якщо поверхні контакту між давачами приладів і трубою можна апроксимувати кругами, то на основі загальних формул для обчислення усередненої по поверхні контакту різниці головних напружень σ_+^T одержимо вираз:

$$\sigma_+^T(\alpha_n, \varepsilon_1^*, \alpha_0, m_i, s, k) = E \varepsilon_1^* J_+^T(\alpha_n, \alpha_0, m_i, s, k). \quad (9)$$

Функціонал для знаходження параметрів $\varepsilon_1^*, \alpha_0, m_i, s, k$ у цьому випадку запишемо у вигляді:

$$g(\varepsilon_1^*, \alpha_0, m_i, s, k) = \sum_{n=1}^{N_1} p_n [E \varepsilon_1^* J_+^T(\alpha_n) - \sigma_+^E(\alpha_n)]^2 \quad (10)$$

де N_1 – кількість колових перерізів труби, в яких проводяться вимірювання, p_n – вагові множники.

3. Концентрація залишкових напружень біля корозійного дефекту

Для визначення впливу корозійного дефекту на перерозподіл залишкових напружень навколо стикового зварного шва запропонована наступна методика. Розглянута задача теорії пружності про розтяг шару з круговим у плані дефектом, яка сформульована в циліндричній системі координат (r, ξ, z) і зведена до еквівалентної проблеми мінімізації функціонала Лагранжа на множині кінематично припустимих переміщень. Сумуючи вихідний функціонал $I_n(\bar{u}_n)$ за елементами, отримуємо загальний вираз

$$J_n = \sum_{e=1}^N J_n^{(e)} = \frac{1}{2} \{\Psi_n\}^T [K_n] \{\Psi_n\} - \{\Psi_n\}^T \{F_n\}, \quad (11)$$

де $[K_n]$ – глобальна матриця жорсткості,

$[F_n]$ – вектор навантаження,

$\{\Psi_n\}^T = [u_{n1}, v_{n1}, w_{n1}, \dots, u_{nm}, w_{nm}]$ – глобальний вектор переміщень,

n і m – відповідно кількість елементів і кількість вузлів.

Реалізація розрахунку напруженого стану трубопроводів з корозійними дефектами проводилась наступним чином. При числовому розв'язуванні задачі застосовували напіваналітичну схему методу скінченних елементів (МСЕ). Шукані компоненти напружено-деформованого стану подавали у формі розвинення в ряд Фур'є за кутовою координатою ξ . Для апроксимації переміщень в осьовому перерізі застосовано ізопараметричні білінійні чотирикутні елементи. Це забезпечує неперервність переміщень уздовж меж елементів, що гарантує збіжність МСЕ. Розрахункова схема МСЕ включає програмний комплекс, що містить основну та 27 допоміжних програм. Програми дозволяють проводити аналіз концентрації напружень в області дефекту довільної в осьовому перерізі форми. Для півеліпсоїда обертання та циліндричної порожнини з еліпсоїдальним дном автоматично генерується мережа МСЕ зі згущенням у зонах найбільшої кривини поверхні дефекту. Комплекс програм здійснює розрахунок переміщень у вузлах мережі, напружень на елементах та у точках зовнішньої поверхні, напружень по рухомому перерізу у вихідній прямокутній системі координат.

Тестування програмного комплексу проводили порівнянням числових результатів з аналітичними розв'язками просторової задачі теорії пружності про напруження в пластині з наскрізним циліндричним отвором під одновісним розтягом та циліндричним згином. Це підтвердило збіжність числового розв'язку до аналітичного при згущенні мережі МСЕ та дозволило вибрати згущення, необхідне для досягнення адекватної точності визначення максимальних напружень.

4. Аналіз напруженого стану труб шлейфів і трубопровідних об'язок

Використовуючи запропонований розрахунково-експериментальний метод, визначено залишкові напруження біля кільцевого шва труб шлейфів ($\varnothing 100 \times 6,0$ мм, матеріал – сталь 20, $E = 2,1 \times 10^5$ МПа, $\mu = 0,3$). Експериментальні дані отримано електромагнітним методом, використовуючи прилад MESTR-411, за допомогою якого в приповерхневому шарі труби визначили напрямки головних нормальних напружень та усереднену на площі давача їх різницю. Вимірювання проводились у 20 перерізах на трьох лініях вздовж твірної і результати усереднювались. Для отриманих експериментальних даних біля шва і на відстані 500 мм від його осі (тиск у трубопроводі на час вимірювань становив 2,5 МПа) обчислювали відповідні їм значення $\sigma_+^E(z)$, які зображені зірочками на рис. 2. Результати обробки експериментальних даних апроксимовані поліноміальною функцією, графік якої зображено на рис. 2 (крива 1).

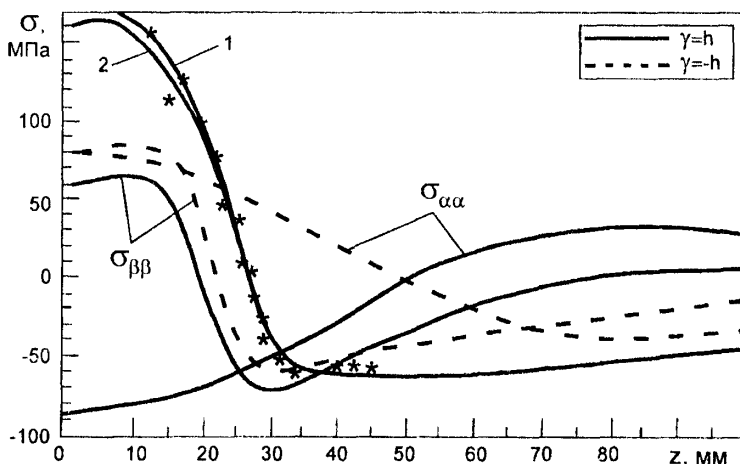


Рисунок.2. Зміна колових $\sigma_{\beta\beta}$ і осьових $\sigma_{\alpha\alpha}$ залишкових напружень з віддаленням від осі стикового зварного шва трубопроводу

Після цього дані σ_+^E підставлено в функціонал (10), проведено його мінімізацію і отримано такі значення поля деформації e_{ij}^0 : $z_0 = 30$ мм; $s = 1$; $m_1 = 1/24$; $m_2 = 1/12$; $k = 0,1$; $E\varepsilon_1^* = 107$ МПа. Далі

обчислено колові $\sigma_{\beta\beta}$ та осьові $\sigma_{\alpha\alpha}$ напруження і їх графіки зображено на рис. .2. Графік величини σ_{α}^T зображено на цьому рисунку кривою 2.

Проведений числовий аналіз показав, що для розглянутого зварного шва:

- колові залишкові напруження на внутрішній і зовнішній поверхнях труби біля шва є розтягувальні і досягають найбільшого значення на внутрішній поверхні труби; з віддаленням від осі шва вони переходять у стискувальні;
- осьові залишкові напруження стискувальні на зовнішній поверхні та розтягувальні на внутрішній, а з віддаленням від осі змінюють знаки;
- одержана експериментальна величина σ_{α}^E на зовнішній поверхні труби може значно перевищувати рівень максимальних залишкових напружень.

Проведено також аналіз напруженого стану в зоні корозійного дефекту, центр якого розташований в області максимальних розтягувальних напружень на осі шва. Розглянуто дефекти з відносним радіусом $c/(2h) = 0,4$ та глибиною $b/(2h) = 0,2; 0,4; 0,6$.

На рис. 3 графічно зображено розподіл колових напружень вздовж осі трубопроводу і вздовж осі шва в коловому напрямку на поверхні дефекту і зовнішній поверхні труби.

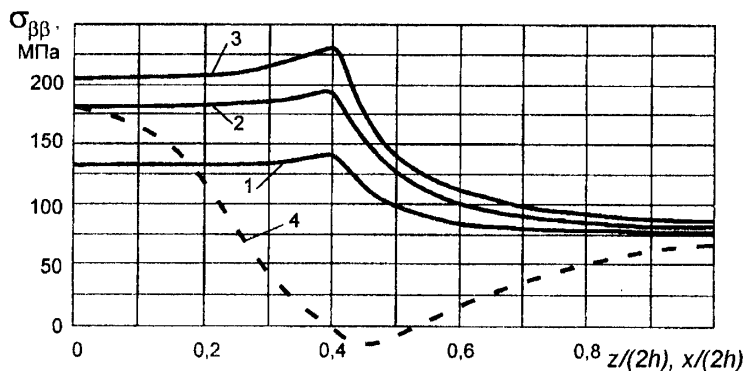


Рисунок 3. Розподіл колових напружень на зовнішній поверхні труби включно з дефектом: криві 1–3 вздовж осі трубопроводу для глибини дефекту відповідно $b/(2h) = 0,2; 0,4; 0,6$; крива 4 – вздовж осі шва при $b/(2h) = 0,4$

Аналіз напруженого стану труб шлейфів і трубопровідних обв'язок, коли дефект знаходиться на осі шва, виявив, що максимальними є колові напруження на поверхні дефекту в осьовому перерізі труби. Наявність дефекту на осі зварного шва призводить до перерозподілу залишкових напружень. Зокрема колові залишкові напруження на поверхні дефекту в осьовому перерізі труби зростають, а в напрямку осі шва зменшуються. Концентрація напружень зростає зі збільшенням глибини дефекту і в залежності від її величини може перевищувати в 1,3-1,8 рази рівень номінальних колових залишкових напружень на зовнішній поверхні труби.

Література

1. Макаренко В.Д., Петровський В.А., Чернов В.Ю. Технологічні методи забезпечення корозійної стійкості трубопроводів // Нафтова і газова промисловість. – 2003. – № 6. – С. 50-52.
2. Экспериментальные методы исследования деформаций и напряжений: справочное пособие / Касаткин Б.С., Кудрин А.Б., Лобанов Л.М., Пивторак В.А., Полухин П.И., Чиченев А.А. – К.: Наук. думка, 1981. – 584 с.
3. Винокуров В.А., Григорянц А.Г. Теория сварочных деформаций и напряжений. – М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.
4. Дубов А.А. Контроль напряженно-деформированного состояния трубопроводов, оборудования и конструкций с использованием метода магнитной памяти металла // Научные труды 6-го международного симпозиума “Современные проблемы прочности” имени В.А. Лихачева. – Том 1. – 20-24 октября 2003 г. – Старая Русса. – Великий Новгород. – 2003. – С. 155-163.
5. Махненко В.И. Расчетные методы исследования кинетики сварочных напряжений и деформаций. – К.: Наукова думка, 1976. – 320 с.
6. Тимофеев А.Л., Велюлин И.И., Чернышев Г.И., Попов А.П. и др. Компьютеризированная лазерно-интерферометрическая система и методика измерений остаточных напряжений в сварных

- соединениях газопроводов // Двенадцатая международная деловая встреча “Диагностика – 2002”. – Том 3.– Часть 2. – Турция. – 2002. – С. 103-107.
7. Подстригач Я.С., Осадчук В.А., Марголин А.М. Остаточные напряжения, длительная прочность и надежность стеклоконструкций. – К.: Наук. думка, 1991. – 296 с.
 8. Осадчук В.А. Діагностування залишкових технологічних напружень в елементах конструкцій розрахунково-експериментальним методом // Мат. методи та фіз.-мех. поля. – 2003. – 46, № 1. – С. 88-104.
 9. Подстригач Я.С., Осадчук В.А. Исследование напряженного состояния цилиндрических оболочек, обусловленного заданным тензором несовместных деформаций и его приложение к определению сварочных напряжений // Физ.-хим. механика материалов. – 1968. – 4, № 4. – С. 400-407.

УДК 622.691.24

З ІСТОРІЇ РОЗВИТКУ МЕТОДІВ АНАЛІЗУ ЦИКЛІЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ПСГ

© П.Р. Гімер, Р.В. Кохтюк

ІФНТУНГ, 15, вул. Карпатська, м. Івано-Франківськ, 76019. E-mail: gidro@nung.edu.ua

Рассматривается развитие такого метода анализа циклической эксплуатации ПХГ как метод годографа (гистерезисных диаграмм). Раскрывается суть метода, разновидности годографов и способы их использования для газодинамического контроля и анализа формирования и эксплуатации ПХГ

Such method of UGSF cyclic operation analysis as a hodograph (hysteresis diagrams) method is considered. The essence of this method, variety of hodographs and ways of their use for gasdynamic control and analysis of UGSF creation and operation are expanded.

В останні роки як в Україні, так і за кордоном все більш широко використовуються діаграми циклічної експлуатації ПСГ побудовані в площині годографа, які узагальнюють залежність між зведеним пластовим тиском і сумарним об'ємом газу в сховищі [3, 5, 9]. Ці діаграми інколи називають гістерезисними тому, що вони нагадують відому петлю гістерезиса, тобто петлю, яка є замкнутою. Дані діаграми можуть бути побудовані як в координатах зведеного пластового тиску від сумарного об'єму газу в сховищі, так і в координатах зведеного пластового тиску від маси газу в сховищі [10, 11].

Метод годографа для ПСГ вперше був розроблений в 1968 р. в УкрНДІгазі при аналізі формування штучного покладу газу у водоносному пласті Олешівського газосховища. Графіки залежності зведеного тиску від об'єму відібраного газу і раніше використовувались у практиці експлуатації газових родовищ. А.В. Баранов і В.Е. Карачинський запропонували розширити цей метод для циклічної експлуатації підземних сховищ газу [1]. Для цього вони побудували годограф роботи ПСГ в координатах масова кількість газу в сховищі (M) (вісь ординат) – зведений пластовий тиск ($p_{3в}$) (вісь абсцис):

$$M = f(p_{3в}) \quad (1)$$

Ці графічні залежності пропонувалось використовувати для контролю за створенням і експлуатацією сховища. Окрім того, було запропоновано використовувати годограф і на етапі проектування газових сховищ.

Подальший розвиток методу годографа набув у 70-х роках при аналізі циклічної експлуатації Дашавського підземного сховища газу в покладі Г, на початку 80-х років при аналізі циклічної експлуатації покладів IV, V і VI горизонтів Опарського родовища, у зв'язку з корективами технологічної схеми створення Опарського ПСГ [2].

Оскільки в покладі підземного сховища газу пластова температура практично постійна, буде справедливим співвідношення

$$M(t) = \rho_{нл} \cdot V_{нл} = \rho_{см} \cdot V_{см}, \quad (2)$$