

Доводиться можливість забезпечення рівномірного руху вихідної ланки гідравлічного двигуна за допомогою встановлення регульованого дроселя на зливному колекторі гідравлічної системи при пульсуючій подачі насоса. Розраховуються параметри дроселя, що забезпечують сталу швидкість руху вихідної ланки. Функціональність виготовленого регульованого дроселя перевіряється на стенді. Порівнюються результати теоретичних та експериментальних досліджень

Ключові слова: гідропривід, лінійність, дросель, профілювання, поверхня, рух, швидкість, стенд, золотник, обертання

Доказується можливість забезпечення рівномірного руху вихідного звена гідравлічного двигуна за допомогою встановлення регульованого дроселя на зливному колекторі гідравлічної системи при пульсуючій подачі насоса. Рассчитываются параметры дроселя, обеспечивающие постоянную скорость движения выходного звена. Функциональность изготовленного регулируемого дроселя проверяется на стенде. Сравниваются результаты теоретических и экспериментальных исследований

Ключевые слова: гидропривод, линейность, дросель, профилирование, поверхность, движение, скорость, стенд, золотник, вращение

УДК 621.225

DOI: 10.15587/1729-4061.2014.30659

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ РЕГУЛЬОВАНОГО ДРОСЕЛЯ НА ЛІНІЙНІСТЬ ПАРАМЕТРІВ ГІДРАВЛІЧНОЇ СИСТЕМИ

В. П. Чуйко

Аспірант

Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

Сумський державний університет

вул. Римського-Корсакова, 2,

м. Суми, Україна, 40007

E-mail: chuikovsevolod@ukr.net

1. Вступ

Вирішенню проблеми подолання негативного впливу пульсацій подачі насоса на елементи гідравлічної системи присвячено велику кількість наукових робіт та інженерних рішень. Шляхи подолання обираються у відповідності до початкових умов, що формують гідравлічну систему. При вирішенні проблеми впливу пульсацій спираються на основні параметри: джерело або причина виникнення пульсацій, гідравлічний тиск системи, кількість та конструкція елементів системи. Слід зауважити, що чим нижчий гідравлічний тиск у системі, тим простіше подолання впливу пульсацій тиску. І навпаки, у системі з високим тиском, шляхи подолання значно звужуються. Додатковим фактом є те, що джерела високих гідравлічних тисків часто є джерелами пульсацій. Так, пульсація однопоршневого насоса пояснюється нерівномірністю подачі. Таким чином, у гідравлічній системі високого тиску (понад 100МПа), що живиться однопоршневим насосом, ускладнюється подолання хвилових явищ.

Проблема подолання пульсацій є нагальною, коли хвилові явища негативно впливають на роботу системи або її окремі елементи. Прикладом є нерівномірність руху гідравлічного двигуна при пульсуючій подачі живлячого насосу [1]. Для нормалізації роботи системи допустима локалізація енергії пульсації ро-

бочої рідини на певній частині системи [2]. Реалізація такого принципу полягає у контролюванні гідравлічного потоку регульованим дроселем, що забезпечував би розрахункові значення тиску та об'ємних витрат.

2. Аналіз літературних джерел та постановка задачі

Контролювати параметри гідравлічного потоку можливо за допомогою регульованого дроселя. При цьому важливим питанням є діапазон відгуку запірних елементів регульованого дроселя. Слід зазначити, що розширення діапазону відгуку в бік прискорення поліпшує застосування дроселя, особливо у системах, де параметр відгуку є критичним.

Питанню поліпшення параметрів керованих гідравлічних розподільників та їх впливу на роботу гідравлічного обладнання присвячено низку робіт. У статті [3] розглядаються концептуальні можливості рекуперації енергії з акцентом на збільшення гнучкості керування. Описана система включає чотири незалежних регулюючих клапана з рядом режимів роботи. Досліджено роботу системи за диференціальною схемою навантаження. При цьому тиск є критичним фактором та жорстко контролюється. Тиск має залишатися у межах спрацювання кожного, окремо налаштованого на свій діапазон, клапана. Таким способом був досягнутий контроль

над параметрами системи. У роботі [4] досліджена ідея поєднання поршневого насосу зі швидкодіючим клапаном. Робота такого клапана мала корегувати роботу поршневого насосу. Даний принцип був експериментально реалізований на частоті клапана до 14 Гц. У роботі [5] розглядається питання підвищення якості робочих характеристик енергоефективного гідравлічного контуру. Доводиться необхідність реалізації високих динамічних характеристик з одночасним підвищенням ефективності системи. Основою дослідження був гідравлічний насос та електричний двигун постійного струму. При цьому робота насоса мала контролюватися роботою привідного двигуна. За результатами досліджень, час відгуку двигуна становив 10 мс. При цьому час відгуку насоса зріс до 15–35 мс в залежності від напору та витрат. Подальше поліпшення характеристик знайшло вирішення у встановленні регульованої байпасної лінії та регульованого клапану.

Механізми високочастотного контролю потоку широко розповсюджені у вібраційній техніці. Здебільшого вони виконують роль генератора гідравлічних пульсацій. У роботі [6] пропонують гідравлічний розподільник з розширеними технічними можливостями, що забезпечується конструкцією. Пристрій включає корпус, в якому розташований розподільчий золотник, що обертається. Золотник забезпечує високочастотний розподіл робочої рідини, енергія якої перетворюється у механічні коливання. У роботі [7] запропоновано розподільник потоку, робота якого також забезпечується обертаючим золотником. Складна профільована форма золотника забезпечує контроль гідравлічного потоку.

У гідравлічній системі, що складається з однопоршневого гідравлічного насосу та гідравлічного двигуна, існує проблема забезпечення рівномірного руху вихідної ланки гідравлічного двигуна зі сталою швидкістю. Для забезпечення лінійних параметрів руху штоку гідродвигуна пропонується встановити жорсткий механічний зв'язок привідного валу насоса та золотника. Золотник є елементом дроселя, що встановлюється на зливному колекторі гідравлічної системи. Поясок золотника має профільовану форму. Золотник обертається у корпусі дроселя на частотах обертання, що відповідають частоті обертання валу насоса. При цьому профіль пояса золотника забезпечує розрахункові гідравлічні параметри системи, які дозволяють забезпечувати лінійний рух вихідної ланки.

3. Мета та задачі дослідження

Метою дослідження є перевірка можливості забезпечення рівномірного лінійного руху вихідної ланки багатоступеневого гідроприводу за допомогою встановлення регульованого дроселя на зливному колекторі гідравлічної системи.

Задачею дослідження є розрахунок параметрів регульованого дроселя, що забезпечує сталу швидкість

руху вихідної ланки двигуна та перевірка ефективності компенсації пульсацій тиску на експериментальному стенді. Необхідно також порівняти результати теоретичних розрахунків та експериментальних досліджень, зробити відповідні висновки.

4. Математичне та конструктивне моделювання регульованого дроселя, виготовлення та створення стенду випробувань

Площа дроселя в залежності від кута повороту кривошипа насоса визначається залежністю [8]:

$$S_{др}(t) = \begin{cases} \frac{Q_n}{2\mu \sqrt{2 \frac{Q_n}{\beta_1} \left[\frac{\pi}{2\omega} (1 - \cos(\omega t)) - \frac{t}{2} \right] - k_{кр} \frac{Q_n t}{2S_1}}} \cdot \frac{Q_n}{\rho} & \text{при } 0 \leq \omega t \leq 180^\circ \\ \frac{Q_n}{2\mu \sqrt{2 \frac{Q_n \pi}{\beta_1 \omega} - \frac{1}{\beta_1} Q_n t - k_{кр} \frac{Q_n t}{2S_1}}} \cdot \frac{Q_n}{\rho} & \text{при } 180 < \omega t < 360^\circ, \end{cases} \quad (1)$$

де $S_{др}(t)$ – площа щілини; Q_i – подача насоса; ω – кутова швидкість; μ – коефіцієнт витрат дроселя; β_1 – приведений коефіцієнт об'ємної деформації рідини; $k_{кр}$ – коефіцієнт пружності шпильки; S_1 – площа поршня.

Подолання негативного впливу пульсацій досліджується у складі пристрою, або гідроключа. Гідроключ призначений для витягування шпильок, що вкручені у корпус при герметизації фланцевих з'єднань корпусів обладнання. У статті [8] детально описано принцип дії гідроключа та математичні залежності для розрахунку параметрів регульованого дроселя. При отриманні формули (1) враховувались дослідження впливу вмісту газової фракції у гідравлічній системі [9] та зміни коефіцієнту стисливості рідини [10].

Розрахунок проводився за такими параметрами системи:

- площа поршня – 3000 мм²;
- коефіцієнт пружності шпильки – 1,05·10⁹ Н/м²;
- початковий тиск в напірній лінії – 4 МПа;
- подача насоса – 0,153 дм³/с;
- частота обертання валу насоса – 100 хв⁻¹;
- приведений коефіцієнт об'ємної деформації рідини та порожнини – 1,88·10⁻¹² м³/Па;
- маса рухомих частин – 18 кг;
- кількість гідродвигунів у гідроключі – 30 шт.

Отримані за формулою (1) значення зміни площі регульованого дроселя, зображені на рис. 1, а, б. Графік відображає зміну площі щілини дроселя за часом. Час одного оберту кривошипу насоса дорівнює часу одного оберту золотника регульованого дроселя і дорівнює 0,6 сек.

Зовнішня частина є нерухомою, внутрішня – обертається. Площа утворюваної щілини розраховується як добуток ширини щілини W_s на її висоту H_s . Висота H_s вважається середньою лінією прямокутної трапеції. При цьому кривизною профілю пояса золотника можна знехтувати у зв'язку з мінімальним геометричним викривленням. Ширина щілини є постійною ве-

личиною, і дорівнює 0,3 мм. Таким чином, можна розрахувати висоту щілини за формулою:

$$H_s(t) = \frac{S_{ДР}(t)}{W_s} \tag{2}$$

Отримані значення зображені на рис. 1, б. Графік є фактичною розгорткою профільованої поверхні пояска обертового золотника.

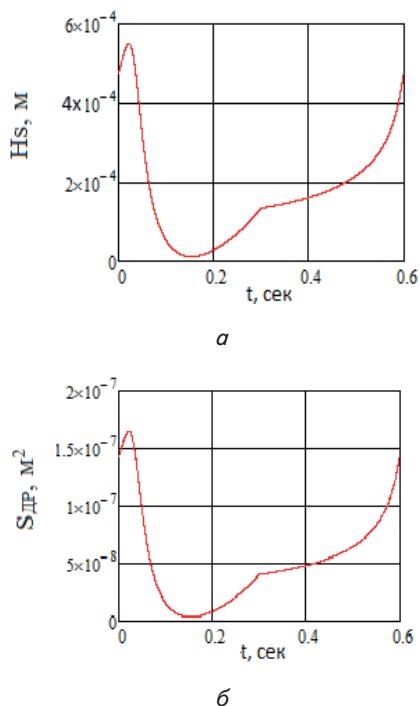


Рис. 1. Зміна геометричних параметрів щілини регульованого дроселя:
а – зміна площі щілини за часом; б – зміна висоти щілини за часом

Реалізувати задані значення перекриття щілини можна за допомогою золотника обертового типу, зображеного на рис. 2.

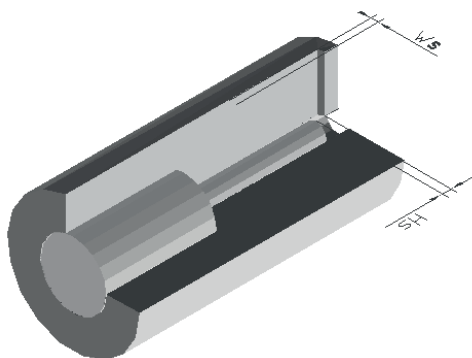


Рис. 2. Принципова схема забезпечення розрахункового перекриття щілини

Загальна конструкція регульованого дроселя зображена на рис. 3.

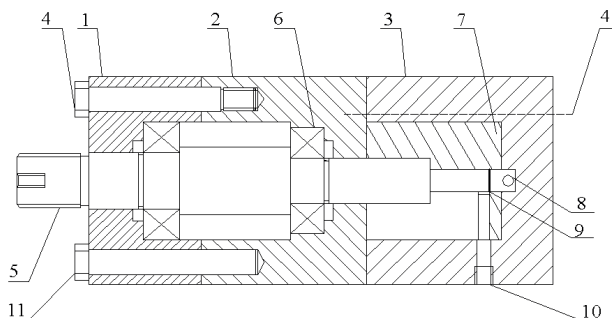


Рис. 3. Загальна конструкція регульованого дроселя:
1 – корпус; 2 – середня секція корпусу; 3 – корпус золотника; 4 – болт; 5 – вал; 6 – підшипник; 7 – втулка; 8 – вхідний отвір; 9 – профільована поверхня; 10 – зливний отвір; 11 – штифт

Дросель складається з корпусних частин 1–3, що з'єднанні між собою болтами 4 та штифтами 11. Всередині корпуса обертається вал 5, що закріплений у підшипниках 6. Частина вала 5 входить у втулку 7, що запресована у корпус 3. Рідина надходить у порожнину корпусу 3 через вхідний отвір 8. При цьому профільована поверхня 9 забезпечує необхідний зазор між валом 5 та прорізом у втулці 7. Злив рідини проходить через отвір 10. На рис. 4, з метою спрощення, не вказано отвір зливу протічок та отвір фіксації вала у корпусі 2.

Для перевірки запропонованого методу забезпечення рівномірного лінійного руху вихідної ланки гідродвигуна створено експериментальний стенд, схема якого зображена на рис. 4.

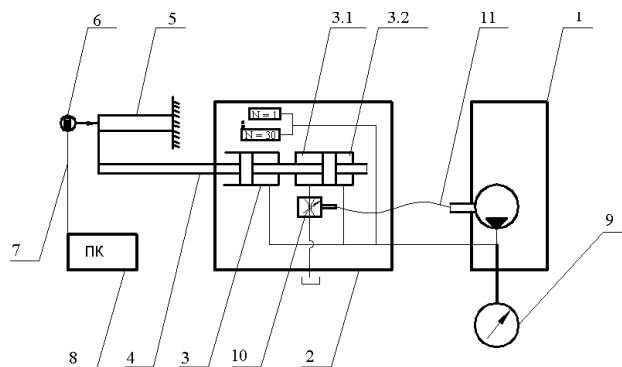


Рис. 4. Схема експериментального стенда:
1 – маслосна станція; 2 – гідравлічний ключ;
3 – гідродвигун; 3.1 – камера зливу; 3.2 – напірна камера;
4 – шток; 5 – шпилька; 6 – індикатор; 7 – кабель;
8 – комп'ютер; 9 – манометр; 10 – дросель;
11 – гнучкий вал

Стенд складається з маслоснасної станції високого тиску (150МПа) 1, яка живить гідравлічний ключ 2. Гідроключ містить 30 гідродвигунів 3. Камера 3.1 є зливною, 3.2, відповідно, є напірною. Шток 4 жорстко зв'язаний зі шпилькою 5, яку він витягує. Контроль витяжки шпильки 5 здійснюється за допомогою цифрового індикатора лінійного переміщення 6, що кабелем 7 передає показання на комп'ютер 8. При цьому контроль тиску, що створює маслостанція 1, контролюється манометром 9. Рівномірний рух штоку забезпечується регульованим дроселем 10, що встановлений

в зливній лінії камери 3.2. Оберти золотника регульованого дроселя синхронізовані з обертами кривошипу насосу маслостанції за допомогою гнучкого валу 11.

5. Вплив застосування регульованого дроселя на лінійність руху вихідної ланки та обговорення результатів експерименту

На рис. 5 зображені графіки переміщення штоку гідравлічного двигуна за часом. Початкова точка для побудови та аналізу графіків обиралася як початок одного з циклів, що знаходиться у множині циклів загального процесу. Експериментальні графіки зображені апроксимованими після статистичної обробки експериментальних даних. Залежність 1, отримана в [8], зображує розрахункові значення переміщення штоку без застосування регульованого дроселя на зливній порожнині гідроциліндра. Графік 2 відображає значення, що отримані експериментально для переміщення штоку без застосування дроселя. Графіки 1 та 2 мають подібний вид. Загалом графіки складаються з чотирьох частин: зупинка, миттєве переміщення, рух зі швидкістю, близькою до сталої та плавна зупинка. Перший етап зупинки, приблизно 0,09 секунди, пояснюється тим, що поршень двигуна долає силу тертя спокою. Етапом миттєвого переміщення є проміжок часу між моментом подолання сили тертя спокою та стабілізацією руху поршня зі сталою динамічною силою тертя. Етап лінійного переміщення характеризується рухом поршня зі сталою швидкістю. Через 0,3 секунди після початку руху шток та поршень зупиняються. На четвертому етапі поршень не рухається. Кожен 0,6 секунди цикл повторюється.

Теоретичний графік 1 та експериментальний 2 мають ряд відхилень. На першому етапі експериментальні дані показали дещо збільшену затримку поршня при подоланні тертя спокою. Це пояснюється тим, що аналогічні процеси відбуваються в однопоршневому насосі, тому затримки додаються. Експериментальні дані показали збільшену величину переміщення при різкому зрушенні. Пояснити такі результати можна фактичною інерційністю рухомих елементів гідродвигуна та похибкою вимірювальної апаратури. Третій та четвертий етап за експериментальними даними характеризується відхиленням від розрахункової величини переміщення. Такий результат пояснюється фактичними об'ємними втратами. Графік 3 зображує теоретичну залежність руху штоку гідродвигуна із

застосуванням регульованого дроселя. Графік 4 зображує криву усереднених експериментальних даних. Крива 4 має незначне відхилення від прямої лінії. Відхилення та кривизну графіку можна пояснити похибкою виготовлення профільованої поверхні золотника регульованого дроселя. Падіння показника кінцевого переміщення пояснюється аналогічно до попередніх графіків.

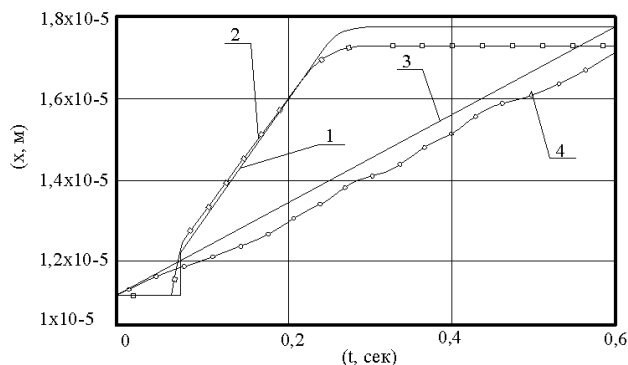


Рис. 5. Залежності переміщення штоку гідродвигуна: 1 – розрахункова, без дроселя; 2 – експериментальна, без дроселя; 3 – розрахункова, з дроселем; 4 – експериментальна, з дроселем

6. Висновки

За результатами теоретичних та експериментальних досліджень підтверджено можливість реалізації рівномірного лінійного руху вихідної ланки гідравлічного двигуна, що живиться однопоршневим насосом, за допомогою встановлення регульованого дроселя в зливній лінії. Незважаючи на відхилення експериментальних показників від розрахункових, можна зробити висновок про принципову дієвість запропонованого способу компенсації пульсації подачі насоса створенням тиску в зливній камері гідравлічного двигуна.

Недоліком запропонованої системи є фактичне зниження показників переміщення вихідної ланки та велика складність забезпечення геометричних параметрів профільованого пояса золотника регульованого дроселя. Ще однією ускладненістю реалізації запропонованого способу є встановлення початкового положення золотника та його синхронізація з валом живлячого насоса.

Література

1. Кулініч, С. П. Аналіз впливу нелінійної подачі однопоршневого насоса на роботу гідравлічного двигуна [Текст] / С. П. Кулініч, В. П. Чуйко // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. – 2013. – № 4. – С. 102–107. – Режим доступу: <http://essuir.sumdu.edu.ua/handle/123456789/33742>
2. Голованов, В. И. Оценка эффективности различных конструктивных решений гасителя пульсации давления в условиях гидравлического испытательного стенда [Электронный ресурс] / В. И. Голованов, А. В. Смольякова, В. И. Попкова ФГУП «Крыловский государственный научный центр». – Режим доступа : <http://www.akin.ru/Rao/sess27/%D0%B3%D0%BE%D0%BB%D0%BE%D0%B2%D0%B0%D0%BD%D0%BE%D0%B21.pdf> – 16.11.2014. – Загл. с экрана.
3. Heybroek, K. Saving Energy in Construction Machinery using Displacement Control Hydraulics Concept Realization and Validation [Text] / K. Heybroek. - Linköping Studies in Science and Technology Thesis No. 1372. - Linköping, 2008. - 117 p. Available at: <http://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:126676/FULLTEXT01.pdf>

4. Software enabled variable displacement pumps – experimental studies [Electronic source] / Department of Mechanical Engineering University of Minnesota. – Available at: <http://www.me.umn.edu/~lixxx099/papers/RannowIMECE2006.pdf> / – 16.11.2014. – Загл. с экрана.
5. Tonglin Shang. Improving Performance of an Energy Efficient Hydraulic Circuit [Text]: Thesis for the Degree of Master of Science / Tonglin Shang. – Saskatoon, 2004. – 158 p. - Available at: http://ecommons.usask.ca/bitstream/handle/10388/etd-04242004-151248/TonglinShang_Thesis.pdf
6. Гидравлический вибратор: пат. RU 2433001 С1 Рос. Федерация: МПК В06В 1/18, [Текст] / Попиков П. И., Юдин Р. В., Платонова М. А., Платонов А. А. – заявитель патентообладатель Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Воронежская государственная лесотехническая академия". – № 2010114610/28 ; заявл. 12.04.2010 ; опубл. 10.11.2011. – Режим доступа: <http://www.freepatent.ru/images/patents/27/2433001/patent-2433001.pdf>
7. Rotary hydraulic servo or throttle valve: patent US5242150 USA: MPK F16K3/34 [Text] / Shiffler M. E., Loy L. W. – The United States Of America As Represented By The Secretary Of The Navy. – №US 07/953?389; applied 30.09.1992; published 07.09.1993. – Available at: <http://www.google.com/patents/US5242150>
8. Чуйко, В. П. Розробка методу компенсації впливу пульсації тиску на рух багатоступеневого гідроциліндра [Текст] / В. П. Чуйко, С. П. Кулініч // Східно-Європейський журнал передових технологій. Прикладна механіка. – 2014. – Т. 5, № 7 (71). – С. 41–46. doi: 10.15587/1729-4061.2014.28000
9. On the Air in Servo Valve Hydraulic Control Systems [Electronic source] / ITA, São José dos Campos, Brazil. – Available at: <http://www.sbmac.org.br/dincon/trabalhos/PDF/aeronautical/68597.pdf> – 16.11.2014. – Title from the screen.
10. Akkaya, A. V. Effect of bulk modulus on performance of a hydrostatic transmission control system [Text] / A. V. Akkaya // Sadhana. – 2006. – Vol. 31, Issue 5. – P. 543–556. Available at : www.ias.ac.in/sadhana/Pdf2006Oct/543.pdf doi: 10.1007/bf02715913

Досліджена дросельна схема задавача суттєво різних тисків, що побудована на основі суматора потоків, подільників тисків і потоків і яка забезпечує лінійний приріст міждросельних тисків при зміні тиску живлення схеми. Розроблена схема знайде застосування також для відтворення суттєво різних перепадів тисків, зокрема для засобів приготування газових сумішей з мікроконцентраціями компонентів

Ключові слова: дросельна схема, лінійна зміна тиску, подільник тисків і потоків, капіляр

Исследована дросельная схема задатчика существенно разных давлений, построенная на основе сумматора потоков, делителя давлений и потоков и которая обеспечивает линейный прирост междросельных давлений при изменении давления питания схемы. Разработанная дросельная схема может найти применение для воспроизведения существенно разных перепадов давлений, в частности для средств получения газовых семей с микроконцентрациями компонентов

Ключевые слова: дросельная схема, линейное изменение давления, делитель давления и потоков, капилляр

УДК 681.2.53.082.3

DOI: 10.15587/1729-4061.2014.31390

РОЗРОБЛЕННЯ ДРОСЕЛЬНОГО ЗАДАВАЧА СУТТЄВО РІЗНИХ ТИСКІВ ДЛЯ ГАЗОДИНАМІЧНИХ ЗАСОБІВ

І. В. Ділай

Кандидат технічних наук*

E-mail: divlv@ukr.net

З. М. Теплюх

Доктор технічних наук*

E-mail: atxp2010@gmail.com

*Кафедра автоматизації теплових

і хімічних процесів

Національний університет

«Львівська політехніка»

вул. С. Бандери, 12, м. Львів, Україна, 79013

1. Вступ

У контрольно-вимірній техніці одним з найважливіших питань є підвищення точності вимірювань і задання значень параметрів, що є особливо актуальним для газоаналітичних засобів, похибка яких досить часто є на рівні 10 і більше відсотків [1, 2].

Останнім часом як у промисловості, так і в науково-дослідницькій практиці вимоги щодо точності газоаналітичних засобів суттєво зросли, що пов'язано, зокрема із зростанням забруднення довкілля димовими газами [3]. Особливо актуальним є підвищення точності в метрології, наприклад для засобів приготування перевірювальних газових сумішей [4], а також для