

УДК 006.91:681.122

МЕТРОЛОГІЧНИЙ АНАЛІЗ ВУЗЛА ПРИВОДУ ПОРШНЕВИХ РОЗДІЛЮВАЧІВ У ВИТРАТОВИМІРЮВАЛЬНИХ ПОРШНЕВИХ УСТАНОВКАХ

О. А. Бас*, І. С. Петришин, Т. І. Присяжнюк

ДП «Івано-Франківськстандартметрологія», вул. Вовчинецька, 127, м. Івано-Франківськ,
e-mail: dcsms@if.ukrtel.net

Удосконалена фізична та математична моделі процесу відтворення одиниці об'ємної витрати газу в установках поршневого типу. Описаний частотно-регульований вузол електроприводу в комплекті з швидкісним циліндричним та силовим конічним редукторами. Запропоновано застосувати ланцюгову передачу для перетворення обертового руху вихідних привідних валів конічного редуктора в зворотньо-поступальний рух поршневих розділювачів. Для зкомпонованого комплексного вузла приводу розроблена функціональна схема. Проведений метрологічний аналіз із застосуванням процедури менеджменту невизначеності (метод PUMA).

Ключові слова: поршнева установка, об'ємна витрата газу, привід, невизначеність, метод PUMA.

Усовершенствованная физическая и математическая модели процесса измерения единицы объемного расхода газа в установках поршневого типа. Описанный частотно-регулируемый узел электропривода в комплекте со скоростным цилиндрическим и силовым коническим редукторами. Предложено применить цепную передачу для преобразования вращательного движения выходных приводных валов конического редуктора в возвратно-поступательное движение поршневых разделителей. Для выполненного комплексного узла привода разработана функциональная схема. Проведенный метрологический анализ с применением процедуры менеджмента неопределенности (метод PUMA).

Ключевые слова: поршневая установка, объемный расход газа, привод, неопределенность, метод PUMA.

Improved physical and mathematical models of the piston prover gas flow rate measurement. Described variable-frequency electric drive unit complete with speed cylindrical and power conical reducers. Proposed to use a chain transfer for converting rotary motion output shaft bevel gear driven in reciprocating piston dividers. For linked integrated drive unit developed functional scheme. Metrological analysis conducted according to the procedure of uncertainty management (method PUMA).

Keywords: piston prover, gas flow rate, drive, uncertainty, method PUMA.

Вступ

В умовах обмеженості фінансових ресурсів Державної програми розвитку еталонної бази на 2011 – 2016 роки, завдання створення високоточного первинного еталона одиниць об'єму та об'ємної витрати газу на реальному газовому середовищі в діапазоні об'ємних витрат від 4 до 200 м³/год (від 1,11·10⁻³ до 5,56·10⁻² м³/с) при тиску 1,6 МПа потребує впровадження нових технологій його побудови за умови мінімізації витрат. В літературі [1, 2] наводиться так званий адаптивний метод та технологія побудови еталонів, суть якого полягає у наступному: на основі апріорної інформації, за результатами аналізу наукових досягнень обирають принцип відтворення одиниць вимірювання та формують його базу

структурну схему. Методом ітеративного уточнення структурної, функціональної та принципової схем еталону розробляють його фізичну модель, на підставі якої формується математична модель (рівняння вимірювання) і встановлюються джерела невизначеності. В подальшому із застосуванням методу PUMA (Procedure Uncertainty Management) [3] розраховують вклади кожного із джерел невизначеності у розширену невизначеність. Отримані результати розрахунку невизначеності порівнюють із заданими і ухвалюють рішення щодо подальшої роботи над створенням еталона і підвищення його метрологічних характеристик.

Аналіз світового та вітчизняного досвіду

З проведеного в [4] аналізу встановлено, що

для реалізації високоточного первинного еталона одиниць об'єму та об'ємної витрати газу на реальному газовому середовищі найбільшого розповсюдження набули два типи установок поршневого типу: з вільним та з примусовим переміщенням поршня. Кожен тип установок [5, 6] має свої переваги і недоліки. Зокрема, заслуговують уваги установки з примусовим переміщенням поршневого розділювача [7, 8], в яких привід реалізований у вигляді гвинтової передачі. Проте застосування гвинтової передачі в якості приводу поршневої установки обумовлює ряд особливостей, зокрема, для реалізації вузла приводу в розробленій поршневій установці корисний хід складає більше двох метрів, що викликає деякі труднощі при високоточному виготовленні гвинтової пари та позиціонування її на установці.

З наведеного в [4] принципу дії, механічна частина установки складається з чотирьох паралельно встановлених в горизонтальному положенні поршневих секцій, кожна з яких в свою чергу містить пару ідентичних циліндрів та поршневих розділювачів, які попарно закріплені на одному суцільному штоці. Така конструкція відтворює одиницю об'єму газу при високому тиску. Для відтворення одиниці об'ємної витрати потрібно, щоб поршневі розділювачі одночасно здійснювали поступальний рух, тобто витісняли контрольний об'єм газу через досліджуваний лічильник. Таким чином, енергію для руху повинен створити вузол приводу, який здатний забезпечити стабільну швидкість руху поршнів, в тому числі її зміну в межах динамічного діапазону роботи установки. Приводом поршневих розділювачів служить гідравлічний циліндр, рух якого забезпечує насос з електродвигуном. Рух поршневих розділювачів забезпечується переміщенням штока гідравлічного циліндра, який механічно закріплений до повнотілого пальця, який розташований перпендикулярно до руху поршневих розділювачів і монтується в отворах суцільних штоків.

Використовуючи апріорні розрахунки щодо діапазону необхідної швидкості руху поршнів системи та динамічний діапазон установки, який складає 1 : 50, виявилась необхідність застосування декількох паралельно працюючих синхронізованих гідравлічних насосів, що ускладнило систему керування та автоматизації роботи установки в цілому.

Метою даної роботи є уточнення фізичної моделі витратовиміральної поршневої

установки в частині його вузла приводу та розроблення рівняння вимірювання об'ємної витрати газу, на основі якого необхідно провести попередню оцінку невизначеності, з якою розроблений вузол приводу буде забезпечувати відтворення одиниці об'ємної витрати газу.

Виклад основного матеріалу

Першою ітерацією адаптивного методу побудови високоточної установки поршневого типу буде уточнення її структурної схеми в частині заміни вузла приводу. Відповідно, на основі вибраного принципу відтворення одиниці об'ємної витрати газу, фізична модель процесу буде базуватись на забезпеченні кінематичного зв'язку між обертовим рухом вихідного валу електроприводу установки і зворотно-поступальним рухом, який здійснюють поршневі розділювачі із забезпеченням при цьому прямого та байпасного режимів перекачування газу в системі.

З аналізу встановлено, що оптимальним рішенням та одночасно найбільш простим в реалізації такого зв'язку є застосування ланцюгової передачі. Частковими перевагами такої передачі над іншими є можливість передавання обертового руху одним ланцюгом декільком валам, у тому числі і з протилежним напрямом обертання, мале навантаження на вал, простота встановлення за необхідності натяжних та регулюючих механізмів.

Ланцюгова передача розробленого вузла приводу конструктивно складається з ведучої, веденої та двох натяжних зірочок. Для застосованої ланцюгової передачі використано зірочки з однаковою кількістю зубців, що, в свою чергу, забезпечує стале передавальне відношення, яке рівне одиниці.

Функціональна схема розробленої поршневої установки показана на рис. 1.

Поршнева установка працює наступним чином. До установки під'єднують досліджуваний засіб вимірювання β з прямими ділянками трубопроводів, з якими проводять калібрування.

Після монтажу засобу β , усі засувки установки встановлюються у відкрите положення та за допомогою вакуумного агрегату викачують повітря з трубопроводів та циліндрів установки. Робочий об'єм установки, включаючи циліндри та трубопроводи об'єзки заповнюють газом під високим тиском з використанням компресора або набору ємностей з різним компонентним складом газу. Тиск, при якому проводять заповнення установки газом з ємностей, повинен відповідати максимальному

робочому тиску засобу 6, при якому буде здійснюватись облік. До початку роботи установки поршень 2 повинен бути переміщений в крайнє ліве положення циліндра 1, поршень 4 при цьому знаходиться крайньому лівому положенні циліндра 5. Циліндр 5 повністю заповнений газом при високому тиску. Відповідно, в циліндрі 1 положення поршня 2 – крайнє ліве, циліндр 1 повністю заповнений мастилом з ємності для підтримання тиску в гідравлічних лініях.

Згідно типорозміру засобу 6 проводиться його калібрування в межах динамічного діапазону. Значення потрібної об'ємної витрати газу встановлюється за допомогою частотного регулятора обертів електродвигуна 11. Поршень 4 приводиться в рух вузлом приводу, який послідовно складається з електродвигуна з частотним регулятором 11, швидкісного циліндричного редуктора 10, силового конічного редуктора 9, ланцюгової передачі 8 і повнотілого пальця 7, який закріплений перпендикулярно в отворах штоків поршневих розділювачів. Після задання необхідної частоти живлення електродвигуна починається рух поршня 4. Поршень 4 розганяють до необхідної, для заданої витрати газу швидкості руху. Після розгону поршня 4 і досягнення ним межі контрольної ділянки, починають замір. Замір здійснюють методом старту «з ходу». Контрольний об'єм газу при високому тиску відсікають з використанням лінійки 12. Після проходження контрольної ділянки і закінчення заміру, на частотний регулятор подається команда зупинки поршня. Газ після виходу з циліндра 5 проходить через засіб 6 і потрапляє до циліндра 1. Циліндр 5 пропорційно витісненому об'єму газу заповнюється мастилом, яке витісняється з циліндра 1 поршнем 2. Поршень 2, витіснивши мастило з циліндра 1 в циліндр 5, знаходиться в крайньому правому положенні цього циліндра, який повністю заповнений газом. Циліндр 5 заповнений мастилом, поршень 2 перемістився в крайнє праве положення.

Визначення витісненого поршнем 4 контрольної об'єму газу здійснюють за допомогою використання лінійки 12. Після розгону поршня 4 і досягнення ним межі контрольної ділянки лінійка 12 проходить оптичну мітку. При проходженні цієї мітки починається облік контрольної об'єму газу, тобто на вхід ІВС поступає сигнал «старт» початку відліку кількості імпульсів, що надходять від засобу 6. Лінійка на відстані, яка рівна ділянці контрольному об'єму установки,

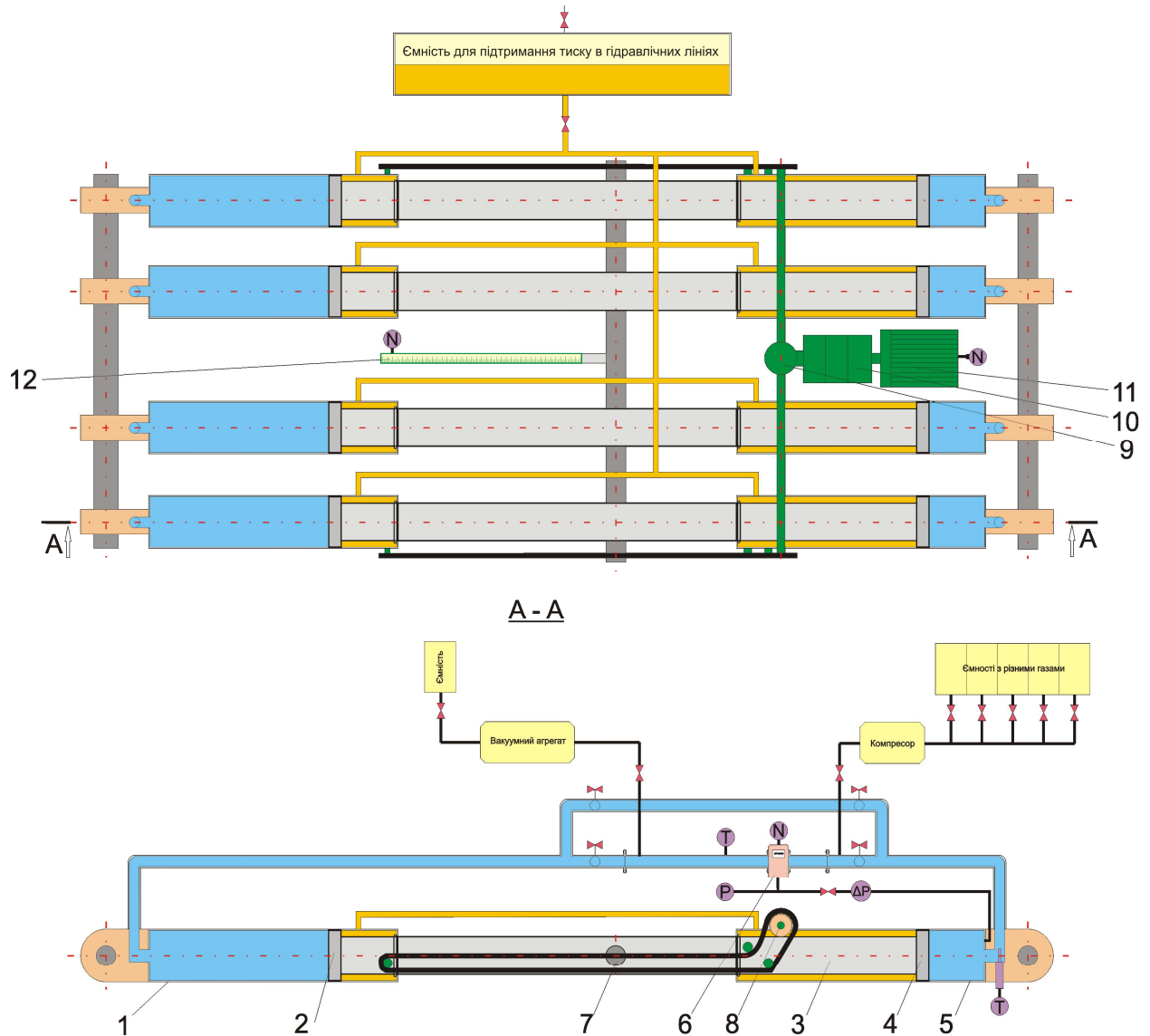
має другий індикатор проходження оптичної мітки. При надходженні від лінійки наступного сигналу ІВС установки генерує сигнал «стоп», який вказує на закінчення вимірювання і припинення обрахунку кількості імпульсів від засобу 6. Після цього здійснюють визначення і порівняння контрольної об'єму газу при високому тиску, який був відтворений поршневою установкою з тим, який був виміряний засобом 6. Визначення об'єму газу проводиться з використанням формули приведення об'єму газу до стандартних умов з врахуванням виміряних тисків та температур на установці та коефіцієнта стискуваності газу, об'єм газу виміряний лічильником визначається з кількості імпульсів.

Після проведення вимірювання газ при високому тиску знаходиться в циліндрі 1. Перед засобом 6 та після нього засувки переводять в закриті положення, а засувки на байпасному до трубопроводі – у відкрите положення. Здійснюють перекачування газу при високому тиску в реверсному режимі з циліндра 1, в якому він знаходиться, до циліндра 5, який заповнений мастилом. Система заміщення газу мастилом працює аналогічно, як і при прямому ході. Мастило, пропорційно до того, як заповнюється циліндр 5, переміщається до циліндра 1. Після того, як газ при високому тиску перемістився в циліндрі 1, засувки на байпасному трубопроводі знову переводять у закриті положення, а засувки на прямих ділянках лічильника – у відкрите. Знову починають вимірювання з іншим значенням об'ємної витрати і, відповідно, швидкості руху поршня за вищеописаним алгоритмом роботи.

Для формування математичної моделі об'ємної витрати газу необхідно аналітично узгодити вихідну кутову швидкість електродвигуна з лінійною швидкістю поршневих розділювачів, яка визначається в залежності від необхідної об'ємної витрати газу. Іншими словами потрібно визначити функціональний вплив кожної окремої ланки, з яких сформований вузол приводу поршневої установки на відтворення значення об'ємної витрати газу. Початковим елементом розрахунку є швидкість руху поршнів v_p , яка в загальному визначається за наступною формулою:

$$v_p = Q / S, \quad (1)$$

де Q – об'ємна витрата газу; S – площа поперечного перерізу циліндрів поршневих секцій.



1, 5 – циліндри поршневих секцій; 2, 4 – поршневі розділювачі; 3 – суцільний для двох поршневих розділювачів шток; 6 – досліджуваний засіб вимірювання; 7 – ведучий повнотілий палець; 8 – ланцюгова передача вузла приводу; 9 – силовий конічний редуктор; 10 – швидкісний циліндричний редуктор; 11 – електродвигун вузла приводу; P – давач вимірювання тиску в лічильнику; ΔP – давачі вимірювання перепаду тиску між циліндрами установки та лічильником; T – давачі вимірювання температури в циліндрах поршневих секцій та після досліджуваного лічильника; N – давач вимірювання кількості імпульсів з лічильника

Рисунок 1 – Функціональна схема поршневої витратовимірювальної установки на природному газі при тиску 1,6 МПа

Для забезпечення руху обраний типовий ланцюг ПР–19,05–31,8 із значення кроку t_z [9] та відповідно зірочка із кількістю зубців z_z . Для наступних розрахунків, згідно [10], запишемо формулу визначення ділильного радіусу зірочки r :

$$r = \frac{t_z}{2 \sin(\pi/z_z)} \quad (2)$$

Проте в подальших розрахунках буде використовуватись не обчислене значення

ділильного радіуса, а права частина формули (2), оскільки при русі ланцюга навколо зірочки його траєкторією є форма багатокутника, а не кола. Зважаючи на те, що переміщення поршневих розділювачів буде визначатись за зміною положення ланцюгів, потрібно враховувати зміну довжини кола по відношенню до периметра багатокутника.

З формул (1) та (2) визначимо кутову швидкість ω_L зірочки ланцюгової передачі, а саме:

$$\omega_L = \frac{2v_p \sin(\pi/z_z)}{t_z} \quad (3)$$

Після визначення значення кутової швидкості зірочки ланцюгової передачі необхідно узгодити її кінематично з електродвигуном моделі В 160 М6У2,5 з частотою обертання n . Таким чином, кутова швидкість вихідного вала електродвигуна буде становити:

$$\omega_E = \pi n / 30.$$

Співвідношення кутових швидкостей електродвигуна і ланцюгової передачі буде визначати необхідну ступінь редукції. Разом з тим, конструктивно вихідний вал електродвигуна розташований перпендикулярно до площини руху поршнів і вони знаходяться в різних по висоті паралельних площинах. Можна стверджувати, що для узгодження перпендикулярно розташованих привідного валу електродвигуна та повнотілого пальця потрібно застосувати як мінімум два різних типи редукторів. Для такої реалізації необхідно скомбінувати швидкісний редуктор із змінним передавальним відношенням з силовим редуктором з конічними шестернями. Вибір редукторів для застосування в системі вузла приводу поршневої установки здійснено в [11], базуючись на основі наступних розрахунків.

Як швидкісний використовується редуктор з циліндричною передачею із змінним передавальним відношенням для пониження частоти обертання електродвигуна. Аналогом такого типу редуктора є серійний редуктор моделі 084 5F АКВ трансмісії легкового автомобіля. Застосування редуктора цього типу є комплексним рішенням, при якому вирішується одночасно три задачі: редукція частоти обертання електродвигуна; забезпечення змінного передавального відношення, тобто діапазону швидкості руху поршневих розділювачів і реверсування потоку

газу, тобто байпасний режим роботи установки. На основі технічних даних даного редуктора було зроблено розрахунок загального ступеня редукції при застосуванні кожного набору зубчатих передач. Загальне передавальне відношення редуктора i_{Sk} k -ої передачі, де $k = 1, 2, \dots$, визначається так:

$$i_{Sk} = i_{Gk} i_M, \quad (4)$$

де i_{Gk} – передавальне відношення k -ої передачі редуктора, яке рівне $i_{Gk} = z_{G2}/z_{G1}$; z_{G1} і z_{G2} відповідно кількість зубців шестерень; i_M – передавальне відношення головної передачі редуктора, яке визначається так: $i_M = z_{M2}/z_{M1}$; z_{M1} і z_{M2} – кількість зубців шестерень головної передачі, яка складає відповідно 65 та 16.

Таким чином передавальні відношення передач цього циліндричного редуктора будуть визначатися наступною формулою:

$$i_{Sk} = (z_{G2}/z_{G1})(z_{M2}/z_{M1}). \quad (5)$$

При проведенні розрахунків та отриманні масиву значень передавальних відношень доцільно визначити кутові швидкості ω_{Sk} вихідного вала редуктора 084 5F АКВ згідно формули:

$$\omega_{Sk} = \omega_E / i_{Sk}. \quad (6)$$

При виборі силового редуктора з конічною передачею основна увага звернена на існуючі редуктори з гіпоїдним зачепленням. Для технічної реалізації обрано редуктор із зубчатою конічною передачею з гіпоїдним зачепленням шестерень з евольвентним профілем спіральних зубців. Передавальне відношення редуктора згідно [11] повинно складати приблизно 4. Найбільш близьким за технічною характеристикою є редуктор з передавальним відношенням згідно технічних даних $i_V = 4,1$, який використовується як тяговий в системі заднього приводу вантажного автомобіля моделі HL 0/15–2,2 (741.408), в якого кількість зубців ведучої шестерні $z_{V1} = 9$, веденої $z_{V2} = 37$. За відомим передавальним відношенням редуктора можна визначити загальні кутові швидкості вихідних привідних валів, на яких закріплені ведучі зірочки ланцюгової передачі вузла приводу установки. Розрахунок необхідно проводити згідно

формули (6), з відмінністю в тому, що вхід силового редуктора механічно з'єднаний з вихідним валом швидкісного редуктора і, відповідно, вхідними для нього будуть кутові швидкості ω_{sk} . З урахуванням цього фактора отримаємо, що $\omega_{Ri} = \omega_{sk} / i_V$.

Після перетворення формул (1) та (3) і підставлення в них остаточних значень кутових швидкостей ланцюгової передачі отримуємо аналітичний вираз для вираження значення об'ємних витрат газу в залежності від обраної комбінації передач швидкісного та силового редукторів, а саме:

$$Q_k = \frac{\omega_{Rk} t_z S}{2 \sin(\pi/z_z)} \quad (7)$$

Очевидно, що після проведення розрахунків отримані результати значень об'ємної витрати газу покажуть деяку невідповідність мінімальної та максимальної значень об'ємних витрат газу, в діапазоні яких передбачена робота поршневої установки. Така невідповідність зумовлена тим, що технічні засоби, які застосовують для розробки вузла приводу (редуктори, зірочки), мають чітко виражені технічні характеристики з умовно дискретними їх значеннями у досить вузькому діапазоні вибору. Тому при їхній комбінації, тобто при комбінуванні їхніх передавальних відношень, важко в кінцевому результаті отримати точно задане значення об'ємної витрати газу з мінімальним відхиленням. Технічним рішенням, яке дозволяє уникнути таких проблем буде застосування частотного регулятора з гальмівним модулем моделі SV 185 iG5-4U [12] для можливості регулювання частоти обертів електродвигуна. Таким чином значення об'ємної витрати газу на основі попередніх формул (1) – (7) буде визначатися так:

$$Q_f = \frac{\pi n t_z S}{60 i_{sk} i_V \sin(\pi/z_z)} \quad (8)$$

Частота обертів n електродвигуна буде визначатися так:

$$n = 60(1-R)f/p \quad (9)$$

де R – коефіцієнт ковзання електродвигуна, який становить 0,03; f – частота мережі живлення електродвигуна, яку можна змінювати регулятором частоти обертів; p – кількість пар полюсів обмотки ротора (для цього типу електродвигуна становить 3).

Отже, підставивши формулу (9) та (4) у (8),

отримаємо формулу визначення об'ємної витрати газу в залежності від частоти живлення мережі електродвигуна

$$Q_f = \frac{\pi(1-R)ft_zS}{pi_{Gk}i_Mi_V \sin(\pi/z_z)}, \quad (10)$$

Формула (10) є рівнянням вимірювання об'ємної витрати газу установкою поршневого типу. Вона показує фізичний вплив кожного параметра на кінцеве значення об'ємної витрати газу і в подальшому дозволяє провести метрологічний аналіз впливових факторів, які є аргументами цієї формули.

Згідно наведених залежностей та технічних характеристик застосованих засобів можна зробити висновок, що обрані швидкісний та силовий редуктор в комплекті з частотно-регульованим електродвигуном задовольняють вимогам щодо динамічного діапазону значень об'ємних витрат газу установки.

Наступним принциповим моментом є питання механічного з'єднання вихідного вала швидкісного циліндричного редуктора з вхідним валом силового конічного редуктора для зрівноваження навантажень та технологічних зміщень. Для компенсації радіальних та осьових зміщень вдалим рішенням буде застосування синхронного шарніра рівних кутових швидкостей, тобто так званого гомокінетичного шарніра [13] для здійснення передачі крутного моменту від швидкісного циліндричного до силового конічного редуктора з мінімальними втратами на тертя та додатковою компенсацією зміщень та навантажень. В роботі гомокінетичного шарніра рівних кутових швидкостей закладений основний принцип: точки контакту, через які передаються коллові сили, повинні знаходитися у площині, що проходить через бісектрису кута між вхідним та вихідним валами (в бісекторній площині).

Із умови зміни значення об'ємної витрати газу від зміни вхідних параметрів згідно (10) визначимо вплив кожної окремої складової відносно Q . Разом з тим, в (10) функціонально не виражений вплив з'єднувальних ланок, який потрібно врахувати. В даному випадку акцент робиться на використанні синхронних шарнірів рівних кутових швидкостей, які виступають з'єднувальними ланками між швидкісним циліндричним та силовим конічним редукторами. Інші з'єднання виконані механічно нерухомо, тому їхній вплив незначний і ним доцільно знехтувати.

Проведення оцінки невизначеності ітераційним способом з використанням методу

PUMA полягає у виокремленні найбільш впливових факторів з загального масиву складових розширеної невизначеності.

Коефіцієнти чутливості визначаємо як часткові похідні функції (10):

$$\begin{aligned}\frac{\partial Q_f}{\partial f} &= \frac{\pi(1-R)t_z S}{pi_{Gk} i_M i_V \sin(\pi/z_z)}, \\ \frac{\partial Q_f}{\partial i_{Gk}} &= (-\pi) \frac{(1-R) f t_z S}{pi_{Gk}^2 i_M i_V \sin(\pi/z_z)}, \\ \frac{\partial Q_f}{\partial i_M} &= (-\pi) \frac{(1-R) f t_z S}{pi_{Gk} i_M^2 i_V \sin(\pi/z_z)}, \\ \frac{\partial Q_f}{\partial i_V} &= (-\pi) \frac{(1-R) f t_z S}{pi_{Gk} i_M i_V^2 \sin(\pi/z_z)}, \\ \frac{\partial Q_f}{\partial t_z} &= \frac{\pi(1-R) f S}{pi_{Gk} i_M i_V \sin(\pi/z_z)}, \\ \frac{\partial Q_f}{\partial z_z} &= \frac{\pi^2 (1-R) f t_z \cos(\pi/z_z) S}{pi_{Gk} i_M i_V \sin(\pi/z_z)^2 z_z^2}, \\ \frac{\partial Q_f}{\partial S} &= \frac{\pi(1-R) f t_z}{pi_{Gk} i_M i_V \sin(\pi/z_z)}.\end{aligned}$$

З урахуванням коефіцієнтів впливу можна записати загальну формулу відносно розширеної невизначеності відтворення одиниці об'ємної витрати газу при високому тиску у відсотках:

$$u_Q = t_S \left(\frac{\sqrt{(u_Q)^2}}{Q} + \sqrt{(u_H)^2} \right) 100, \quad (11)$$

де

$$u_Q = \sqrt{\begin{aligned} &\left(\frac{\partial Q_f}{\partial f} u_f\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_f}{\partial i_{Gk}} u_{iGk}\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_f}{\partial i_M} u_{iM}\right)^2 + \\ &+ R_i \left(\frac{\partial Q_f}{\partial i_{Gk}} u_{iGk}\right) \left(\frac{\partial Q_f}{\partial i_M} u_{iM}\right) + \\ &+ \left(\frac{\partial Q_f}{\partial i_V} u_{iV}\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_f}{\partial t_z} u_{t_z}\right)^2 + \\ &+ \left(\frac{\partial Q_f}{\partial z_z} u_{z_z}\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_f}{\partial S} u_S\right)^2, \end{aligned}} \quad (12)$$

u_f – невизначеність виставлення значення частоти частотним регулятором обертів електродвигуна; u_{iGk} , u_{iM} , u_{iV} – невизначеності зубчатих передач редукторів; R_i – коефіцієнт

кореляції між зубчатыми передачами циліндричного редуктора; u_{t_z} – невизначеність міжшарнірного кроку ланцюга; u_{z_z} – невизначеність кроку ведучої зірочки; u_S – невизначеність вимірювання площі поперечного перерізу циліндрів; u_H – невизначеність позиціонування синхронного шарніра рівних кутових швидкостей; t_S – коефіцієнт охоплення для заданого закону розподілу при ймовірності 0,95.

В технічному описі на частотний регулятор обертів електродвигуна SV 185 iG5-4U [12] наведені наступні дані: похибка виставлення вихідної частоти регулятором складає 0,01 % при максимальній частоті роботи, яка згідно попередніх розрахунків складає 50 Гц, абсолютне значення буде складати при цьому $5 \cdot 10^{-3}$ Гц в перерахунку на невизначеність за умови рівномірного закону розподілу становить:

$$u_f = \Delta / \sqrt{3} = 5 \cdot 10^{-3} / \sqrt{3} = 2,88 \cdot 10^{-3} \text{ Гц.}$$

Для проведення розрахунку невизначеності зубчатої передачі швидкісного циліндричного редуктора необхідно врахувати ту особливість його внутрішньої будови, що він кінематично складається з двох послідовно включених передач. Відповідно, вплив однієї передачі на іншу буде виражатися через коефіцієнт кореляції R_i , який рівний 1. При проведенні розрахунку невизначеності зубчатих передач редукторів беремо до уваги максимально вірогідне значення якості за найнесприятливіших умов, тобто для розрахунку передачі потрібно розглядати точність виготовлення шестерень шостого якості [11].

Розрахунок невизначеності зубчатих передач швидкісного редуктора буде базуватись на процедурі визначення кінематичної похибки зубчатих передач, яка описана в [14]. Для розрахунку точності кінематичних з'єднань, які включають в себе зубчаті шестерні, доцільно провести розрахунок за методом максимуму – мінімуму, оскільки для розрахунків розширеної невизначеності установки потрібно оцінити саме максимально можливе значення проміжних складових невизначеності. Тому максимальна невизначеність u_i зубчатої передачі з урахуванням рівномірного розподілу буде визначатися як:

$$u_i = \Delta_{F0\max} / \sqrt{3}. \quad (13)$$

Максимальне значення похибки $\Delta_{F0\max}$

виражається через добуток максимального значення кінематичної похибки зубчатої передачі $F_{0\max}$ на передавальний коефіцієнт похибки передачі [14], який виражається як обернене значення передавального відношення передачі

Тоді, максимальне значення похибки $\Delta_{F0\max}$ буде визначатися як:

$$\Delta_{F0\max} = \frac{z_1}{z_2} F_{0\max}. \quad (14)$$

Відповідно, $F_{0\max}$, як максимальне значення кінематичної похибки зубчатої передачі, розраховується методом сумування максимальних допусків на кінематичну похибку застосованих зубчатих коліс з урахуванням похибки монтажу цих коліс і визначається за наступною формулою [14]:

$$F_{0\max} = K \left(\sqrt{(F_1)^2 + E_{\Sigma M1}^2} + \sqrt{(F_2)^2 + E_{\Sigma M2}^2} \right), \quad (15)$$

де K – коефіцієнт фазової компенсації, який враховує степінь зміни кінематичної похибки від початкового положення ланок; F_1, F_2 – кінематичні похибки зубчатих коліс (шестерень), які складають передачу; $E_{\Sigma M1}, E_{\Sigma M2}$ – сумарні похибки монтажу зубчатих коліс передачі.

Кінематична похибка зубчатого колеса є комплексним показником норми кінематичної точності. Значення цієї похибки визначають як різницю між дійсним і номінальним (розрахунковим) кутами повороту ведомого зубчатого колеса передачі. Ця похибка чисельно виражається в лінійних одиницях:

$$F_1 = (\varphi_d - \varphi_r) r, \quad (16)$$

де φ_d, φ_r – дійсний та розрахунковий кут повороту зубчатого колеса радіусом r ; φ_r – розрахунковий кут, який визначається з урахуванням передавального відношення і складає $\varphi_r = \varphi_1 (z_1/z_2)$, де φ_1 – дійсний кут повороту ведучого зубчатого колеса; z_1, z_2 – кількість зубців в зубчатому колесі.

Показниками точності монтажу зубчатих коліс є монтажне радіальне биття зубчатого колеса e_r , яке визначається радіальним биттям поверхні колеса, яка сполучена з посадочним місцем колеса, та монтажне осьове биття зубчатого колеса e_a , яке визначається осьовим

биттям поверхні відносно посадочного місця зубчатого колеса. Монтажне радіальне та осьове биття зубчатого колеса визначаються в основному через сумування похибок, які спричиняють радіальні та осьові биття зубчатого колеса.

Сумарна похибка монтажу зубчатого колеса визначається з наступної формули:

$$E_{\Sigma M1} = \sqrt{\left(\frac{e_r \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} \right)^2 + (e_a \operatorname{tg} \beta)^2}, \quad (17)$$

де α – кут початкового профілю зубчатого колеса; β – дільний кут нахилу лінії зуба (у випадку кінцевих зубчатих коліс – до твірної початкового конуса).

Після підставлення формул (14) – (17) в (13) отримаємо загальну розрахункову формулу для оцінки невизначеності зубчатої передачі:

$$u_i = \frac{z_1}{z_2} K \left(\frac{\sqrt{\left((\varphi_{d1} - \varphi_{r1}) r_1 \right)^2 + \left(\frac{e_{r1} \operatorname{tg} \alpha_1}{\cos \beta_1} \right)^2 + (e_{a1} \operatorname{tg} \beta_1)^2}}{\sqrt{3}} + \frac{\sqrt{\left((\varphi_{d2} - \varphi_{r2}) r_2 \right)^2 + \left(\frac{e_{r2} \operatorname{tg} \alpha_2}{\cos \beta_2} \right)^2 + (e_{a2} \operatorname{tg} \beta_2)^2}}{\sqrt{3}} \right). \quad (18)$$

Проведемо розрахунок максимального значення невизначеності зубчатої передачі i_{Gk} з передавальним відношенням шестерень $z_{G2}/z_{G1} = 42/47$. Виходячи з умови оцінки максимального значення невизначеності, для проведення розрахунків обрано саме цей набір шестерень зубчатої передачі.

Механічна точність виготовлення зубчатих коліс з квалітетами точності від третього до шостого дозволяє комбінувати зубчаті колеса з точністю виставленням різниці кутів $(\varphi_d - \varphi_r)$, яка складає від 1" до 5" [15]. Таким чином, беручи за основу [15], можна стверджувати, що для зубчатих коліс, що застосовані в даній передачі, кінематичні похибки F_1 та F_2 будуть складати, відповідно, для $z_{G1} = 28$, а для $z_{G2} = 25$. Що стосується точності монтажу зубчатих коліс, то, враховуючи максимальні значення радіального та осьового монтажних биттів зубчатих коліс, максимальне значення похибки монтажу буде складати не більше 20 для передач такого типу.

Отже, максимальна невизначеність зубчатої передачі i_{Gk} буде рівна:

$$u_{i_{GK}} = 1,119 \frac{0,98 \left(\sqrt{(28)^2 + (20)^2} + \sqrt{(25)^2 + (20)^2} \right)}{\sqrt{3}} = 42,056.$$

Згідно внутрішньої кінематичної схеми швидкісного редуктора 084 5F AKW проведемо розрахунок невизначеності головної передачі i_M . Аналогічно, за основу беремо формулу (18) для розрахунку невизначеності передачі.

Вхідними даними для розрахунку головної передачі є передавальне відношення шестерень $Z_{M2} / Z_{M1} = 65 / 16$. Аналогічно, проведемо розрахунок максимального значення невизначеності головної передачі i_M циліндричного редуктора:

$$u_{i_M} = 0,246 \frac{0,96 \left(\sqrt{(25)^2 + (20)^2} + \sqrt{(40)^2 + (20)^2} \right)}{\sqrt{3}} = 10,463.$$

Для проведення розрахунку невизначеності наступної ланки вузла приводу, яким є силовий конічний редуктор з гіпоїдним зачепленням, потрібно оцінити апріорні дані, які необхідні для розрахунку. Передавальне відношення цього редуктора складає $i_V = 4,1$; виходячи з того, що $z_{V2} = 37$, а $z_{V1} = 9$. Проведемо аналогію з попереднім розрахунком невизначеності головної передачі циліндричного редуктора і оцінимо невизначеність конічної передачі i_V силового редуктора:

$$u_{i_V} = 0,243 \frac{0,96 \left(\sqrt{(25)^2 + (15)^2} + \sqrt{(45)^2 + (15)^2} \right)}{\sqrt{3}} = 10,315.$$

При проведенні оцінювання невизначеності ланцюгової передачі потрібно проаналізувати кінематичне з'єднання типу ланцюг – зірочка, основними впливовими факторами при цьому виступають параметри нормування ланцюга та точність виготовлення зірочки.

Проаналізуємо детальніше першу кінематичну ланку з'єднання, тобто ланцюг, який являє собою набір шарнірних зачеплень. Основним критерієм при нормуванні ланцюга є його міжшарнірний крок. Для розрахунку невизначеності ланцюга потрібно оцінити максимально можливе відхилення міжшарнірного кроку ланцюга. Згідно з [9] максимальна зміна кроку ланцюга ПР–19,05–31,8 повинна знаходитися в межах 5 мкм. Таким чином, невизначеність міжшарнірного кроку ланцюга t_z за умови рівномірного закону

розподілу буде визначатися як:

$$u_{t_z} = 5 / \sqrt{3} = 2,886 \text{ мкм.}$$

Для зірочки ланцюгової передачі нормується максимальна різниця кроку, тобто відмінність відстані між зубцями зірочки. Згідно з [10] для зірочки з кількістю зубців 18 шт та діаметром 110 мм це значення складає 25. Таким чином, невизначеність кроку зірочки u_{zz} буде складати:

$$u_{zz} = 25 / \sqrt{3} = 14,434.$$

Для оцінки невизначеності наступного параметра, яким є максимально можлива зміна площі поперечного перерізу чотирьох циліндрів, по яких рухаються поршневі розділювачі, потрібно виокремити складову невизначеності вимірювання площі із розрахунку сумарної невизначеності відтворення контрольного об'єму установкою. Оцінка невизначеності відтворення контрольного значення одиниці об'єму газу при тиску 1,6 МПа проведена в [16]. Сумарна невизначеність вимірювання площі складе $u_s = 10,255 \text{ мкм}^2$.

Завершальним елементом розрахунку розширеної невизначеності відтворення одиниці об'ємної витрати газу при високому тиску буде оцінка невизначеності позиціонування синхронного шарніра рівних кутових швидкостей. Основними складовими, які характеризують синхронні шарніри рівних кутових швидкостей є: кут невідповідності, тобто різниця кутів обертання вхідного та вихідного валів шарніра та степінь нерівномірності обертання валів шарніра, яка функціонально пов'язана з кутом невідповідності. Степінь нерівномірності обертання розраховується за наступним співвідношенням [13]:

$$W = \tan(90^\circ - \varphi) \sin(90^\circ - \varphi) = \frac{\omega_{2\max} - \omega_{2\min}}{\omega_1}, \quad (19)$$

де $(90^\circ - \varphi)$ – кут повороту вихідного вала шарніра відносно вхідного; $\omega_{2\max}, \omega_{2\min}$ – максимальна та мінімальна кутові швидкості обертання вихідного вала; ω_1 – кутова швидкість обертання вхідного вала.

Показник W показує відносне значення кутової швидкості обертання шарніра і згідно [13] складає $1 \cdot 10^{-5}$. Таким чином, невизначеність позиціонування синхронного шарніра рівних кутових швидкостей буде визначатися як:

$$u_H = W / \sqrt{3} = 5,773 \cdot 10^{-6}.$$

З урахуванням значень усіх складових розширеної невизначеності відтворення одиниці об'ємної витрати газу при високому тиску, проведемо її остаточний розрахунок відповідно до формул (11), (12):

$$U_Q = 1,96 \left(\frac{\sqrt{(1,014 \cdot 10^{-5})^2}}{5,56 \cdot 10^{-2}} + \sqrt{(5,773 \cdot 10^{-6})^2} \right) 100 = 0,038\% .$$

Розраховане значення невизначеності можна назвати апріорною надмірною невизначеністю, тобто розширеною невизначеністю типу В, оскільки систематичні складові будуть складати основу невизначеності, так як випадкові складові (невизначеності типу А) можна суттєво зменшити після проведення багатократних вимірювань. Таким чином, після повноцінного запуску поршневої установки і проведення натурних експериментів з багаторазовими дослідженнями доцільно провести ще одну ітерацію розрахунку невизначеності з додатковими отриманими даними стосовно окремих компонентів з метою уточнення розширеної невизначеності відтворення одиниці об'ємної витрати газу при тиску 1,6 МПа.

ВИСНОВКИ

На основі удосконаленої фізичної моделі процесу відтворення одиниці об'ємної витрати газу поршневими установками розроблена його математична модель та проведений метрологічний аналіз із застосуванням процедури менеджменту невизначеності (метод РУМА). За результатами розрахунків розширена типу В (систематична) невизначеність відтворення одиниці об'ємної витрати газу складає 0,038 %. Отримане значення невизначеності об'ємної витрати газу підтверджує те, що розроблений вузол приводу буде забезпечувати відтворення одиниці об'ємної витрати газу при високому тиску в системі поршневої установки на рівні національних еталонів інших держав. Таким чином можна стверджувати, що розроблена поршнева установка має всі підстави претендувати на проведення атестації з метою затвердження її в статусі первинного еталону одиниці об'ємної витрати газу при тиску 1,6 МПа.

1. Чалий С., Чалий В., Ільницька Т. *Метод та інформаційна технологія створення еталонів одиниць вимірювання в умовах*

обмежених ресурсів / Стандартизація сертифікація якість № 2, 2009, с. 34 – 38. 2. Чалий В., Ільницька Т., Чалий С. *Адаптивна технологія побудови еталона одиниці потужності ультразвуку у водному середовищі / Стандартизація сертифікація якість № 3, 2009, С. 37 – 43.* 3. *Geometrical Product Specifications (GPS) – Inspection by measurement of workpieces and measuring equipment – Part 2: Guide to the estimation of uncertainty in GPS measurement, in calibration of measuring equipment and in product verification: ISO 14253–2:2011.* – Geneva.: International Organization for Standardization, 1999. – 71с. 4. Петришин І.С., Присяжнюк Т.І., Бас О.А. *Впливові фактори конструктивних особливостей поршневих еталонних витратомірних установок, що працюють за високого тиску / Метрологія та прилади, № 5 (43), 2013, С. 6–16.* 5. Kramer, R., Mickan, B., Hotze, H.-J., Dopheide, D., *The German High-Pressure Piston Prover at Pigsar - the German fundamental standard for natural gas at high pressure conditions, TechTour to the German High-Pressure National Standard pigsar™, Ruhrgas AG, Dorsten, 15.-16. May 2003, p.1-21.* 6. Бродин І.С. *Теория, принципы построения и внедрение испытательных расходоизмерительных комплексов для технического и метрологического обеспечения измерения расхода газа: автореферат дисс. на соиск. уч. степ. докт. техн. наук.* – Санкт-Петербург, 1992 – 36с. 7. А.с. 553473 (СССР): МКИ G01 F25/00. *Устройство для поверки и градуировки расходомеров / Лобов Б.И., Сытников А.П.* 8. Патент РФ 2031372 G01 F25/00. *Устройство для поверки и градуировки преобразователей расхода / Лобов Б.И.* 9. *Цепи приводные роликовые и втулочные. Общие технические условия: ГОСТ 13568-97 (ИСО 606-94).* – [Чинний від 2000-07-01]. Мн.: Межгосударственный совет по метрологии, 2000. – 27с. 10. *Звездочки к приводным роликовым и втулочным цепям. Методы расчета и построения профиля зуба и инструмента. Допуски: ГОСТ 591-69.* – [Чинний від 1970-01-01]. Переиздание, М.: ИПК Издательство стандартов, 2001. – 27с. 11. Бас О.А. *Конструктивні та метрологічні аспекти газовимірювальних установок поршневого типу / Технологічний аудит та резерви виробництва № 1/4 (15), 2014, С. 11–13.* 12. *Variable*

Frequency Drive / Inverter SV iG5A-4U. Service manual. Seoul, 2003. – 97p. 13. *Автомобильные транспортные средства. Шарниры равных угловых скоростей. Общие технические требования и методы испытаний: ГОСТ Р 52924-2008. – [Чинний від 2009-01-01]. М.: Стандартиформ, 2008. – 11с.* 14. *Цепи кинематические. Методы расчета точности: ГОСТ 21098-82. – [Чинний від 1984-01-01]. М.: Государственный комитет СССР по стандартам, 1983. – 30с.* 15. *Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски: ГОСТ 1643-81. –*

[Чинний від 1981-07-01]. Переиздание, М.: ИПК Издательство стандартов, 2003. – 45с. 16. *Бас О. А. Метрологічні аспекти відтворення поршневыми установками одиниці об'єму газу при тиску 1,6 МПа / Метрологія та прилади № 1 (45), – 2014, – С. 32–41.*

Поступила в редакцію 09.06.2014р.

**Рекомендували до друку: докт. техн. наук
Середюк О. Є. та докт. техн. наук
Райтер П. М.**