

УДК 681.121.42

**МОДЕЛЮВАННЯ СТАЦІОНАРНИХ І ПЕРЕХІДНИХ ВИТРАТНО-  
ЧАСТОТНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВИТРАТОМІРА ГАЗУ  
ТУРБІННОГО ТИПУ**

<sup>1)</sup>Полубінський А.С., <sup>1)</sup>Круковський П.Г., <sup>1)</sup>Яцевський В.А., <sup>2)</sup>Тонконогий Ю. Л., <sup>1)</sup>Інститут технічної теплофізики Національної академії наук України, м. Київ, Україна; <sup>2)</sup>Литовський енергетичний інститут, м. Каунас, Литва

*На підставі розробленої авторами за допомогою CFD технологій комп'ютерної моделі турбінного витратоміра проаналізовані частотно-витратні характеристики в статичних і динамічних умовах, а також помилки вимірювання та запропоновані шляхи їх зменшення*

**Вступ. Постановка задачі**

В умовах дефіциту і перманентного дорожчання енергоресурсів їх достовірний і точний облік при транспортуванні і використуванні має велике значення для ефективного функціонування економіки. Оцінка ефективності й доцільності впровадження різних енергозберігаючих технологій та організаційних заходів можлива тільки за наявності точного обліку. Одним з найважливіших джерел енергії є природний газ, що забезпечує функціонування і розвиток енергетики багатьох країн світу. Річне споживання природного газу в Україні, наприклад у 2005 р., складе близько 76,46 млрд. м<sup>3</sup>, або у вартісному виразі 3,823 млрд. доларів при вартості 50\$ за 1000 м<sup>3</sup>. У 2005 р. Росія продає газ в Польщі за вартістю 130\$, Угорщині дещо більше 140\$ за 1000 м<sup>3</sup>. З наступного 2006 р. року очікується наступний підйом цін, зокрема для України обговорюється ціна 160\$ за 1000 м<sup>3</sup>; що складе суму (у разі придбання всього об'єму необхідного країні газу за ринковою ціною) близько 12,2 млрд. доларів. Процеси транспортування та споживання природного газу супроводжуються втратами (з різних причин) близько 2% споживаної за рік кількості, що складає у варіюваному діапазоні цін від 50\$ до 160\$ суму 76÷245 млн. доларів. Ці цифри визначають важливість достовірного і точного обліку газу, оскільки поліпшення точності обліку навіть на десяті або соті частки відсотка принесе підприємствам, комунальному сектору і країні в цілому істотну економію фінансових ресурсів, а також з'явиться істотним стимулом до упровадження комплексу сучасних енергозберігаючих технологій.

Не дивлячись на те, що в Україні експлуатується більше 50 типів лічильників газу, внесених в Державний реєстр, основним засобом вимірювання в розподільних мережах є турбінні лічильники газу [1, 2]. Вони враховують (60–80)% всього споживаного газу. В основному турбінні лічильники використовують у випадках великого і середнього споживання газу. Їх максимальна межа вимірювання доходить до (16-25) тис. м<sup>3</sup>/год за реальних умов вимірювання, або з урахуванням тиску газу, який може бути до 50 бар і вище, до 1 млн. нормальних м<sup>3</sup>. Одна з основних чинників звичайно існуючого негативного балансу поставки і споживання газу - недоліки обліку, зокрема систематичні похибки негативного знаку деяких засобів вимірювання [3], – зазвичай в області мініма-

льної витрати. Крім основної систематичної похибки, що визначена при калібруванні, для турбінних лічильників можливі й деякі додаткові, пов'язані з:

1. Якістю монтажу лічильника – наявністю ексцентриситету, виступаючих прокладок, овальністю труб і відмінністю їх діаметру лічильника.

2. Нерівномірністю по перетину і закруткою потоку. Для усунення впливу цих явищ відповідно до рекомендацій РТВ (Німеччина) [4] перед лічильником слід встановлювати пряму ділянку, а в деяких випадках і струмененаправлювача.

У процесі експлуатації лічильників з рухомими частинами у випадку, якщо газ недостатньо обчищений і відсутня система періодичного змашування підшипників, крива похибки через знос підшипників за 1-2 роки опускається до  $(1 \div 1,5)\%$ . Можливе також протилежне явище, коли в початковій стадії експлуатації через притирання рухомих частин похибка змінюється у позитивному напрямі. Похибка може зміщуватися також в позитивному напрямі за наявності періодичних і стохастичних пульсацій потоку залежно від частоти і амплітуди основних гармонік пульсацій. В окремих випадках похибка може зростати на десятки відсотків.

Не дивлячись на велику кількість публікацій, присвячених питанням проектування, вивченню характеристик турбінних лічильників (ці лічильники часто називають турбінними витратомірами) в різних умовах експлуатації присвячено порівняно мало уваги, а багато аспектів проблеми не знайшли вичерпного рішення. До тепер не існує досконалих методів прогнозування метрологічних характеристик лічильників, зокрема названих похибок.

Вивчення турбінних лічильників проводилося як в експериментальному, так і у теоретичному напрямках [5]. Теоретичний аналіз здебільшого ґрунтувався на спрощених моделях із зосередженими параметрами [2, 6-11]. Одна з найвідоміших вживаних моделей – модель Аткинсона [6]. Більшість моделей не повною мірою враховують усі істотні чинники і конструктивні особливості, а у низці випадків страждають зайвим ступенем ідеалізації фізичних процесів.

Таким чином, наразі існуючі розрахункові методи прогнозування метрологічних характеристик витратомірів, що враховують локальні особливості їх просторової конструкції і взаємодію з вимірюваним середовищем, вельми обмежені. Робіт, заснованих на вживанні до турбінних витратомірів сучасних польових моделей і заснованих на них комп'ютерних CFD (Computational Fluid Dynamics) технологій, практично немає. Тим часом саме ці моделі й технології дозволяють достатньо повно і детально аналізувати поля тиску, швидкостей і температур, досліджувати статичні та динамічні характеристики витратомірів, оптимізувати параметри приладів, і, зрештою, прогнозувати метрологічні характеристики витратомірів. Ці моделі можуть бути вельми корисні при розробці приладів і створенні для цього автоматичних електронних коректорів різних джерел похибок вимірювань, пов'язаних із зовнішніми й внутрішніми умовами експлуатації, що адаптуються до умов експлуатації.

CFD технології зазвичай ґрунтуються на створенні тривимірної цифрової сіткової моделі витратоміра, описі його взаємодії з вимірюваним середовищем, що протікає, (газом або рідиною) повною системою диференціальних рівнянь Нав'є-Стокса, доповненою рівняннями стану газу, початковими і граничними умовами і системою рівнянь, що описує турбулентні властивості середовища,

рішенні рівнянь сучасними апробованими чисельними методами (метод контрольного об'єму) і тривимірною кольоровою візуалізацією отриманих результатів з можливістю обертання і масштабування як об'єкту в цілому, так і окремих частин, що цікавлять дослідника.

Звичайно, технології CFD повинні бути доповнені сучасними ретельними, глибокими із застосуванням новітніх методів експериментальними дослідженнями, як для перевірки результатів розрахунків, так і для визначення деяких параметрів моделей, що використовуються [12]. При використуванні CFD технологій стосовно турбінних лічильників корисним може виявитися досвід вживання цих технологій до турбін повітряних електростанцій [13 - 17], які останнім часом все ширше застосовуються в альтернативній енергетиці, у тому числі й в Україні. Хоча конструкції, розміри, вирішувані задачі для цих пристроїв істотно розрізняються, підходи й прийоми моделювання носять загальний характер.

Ця робота доповнює існуючі дослідження по моделюванню газодинамічних процесів в турбінних лічильниках газу.

**Метою роботи** є побудова тривимірної комп'ютерної CFD - моделі турбінного витратоміра газу і дослідженні з її допомогою стаціонарних і перехідних витратно-частотних і метрологічних характеристик витратомірів.

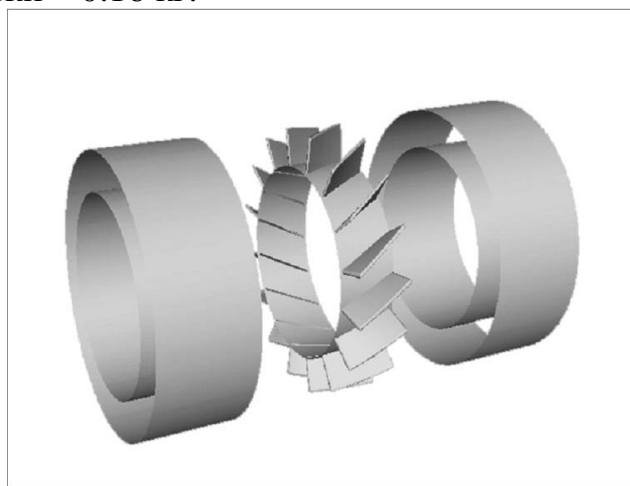
Розглядається витратомір, на вхід якого подається газ як з постійною витратою, так і з витратою, що змінюється в часі. Отримана залежність частоти обертання крильчатки від витрати газу в стаціонарному режимі і в перехідних режимах, що припускають довільну зміну витрати газу на вході витратоміра.

### **Комп'ютерна модель витратоміра**

Даний витратомір (рис. 1) умовно складається з трьох основних частин: вхідний канал, зона обертання крильчатки і вихідний канал. Довжина вхідного і вихідного каналів складає 0.04 м. Внутрішній радіус каналів рівний 0.036 м, зовнішній – 0.051. Висота (товщина) крильчатки – 0.014 м, кількість лопаток в робочому колесі – 16, маса крильчатки – 0.16 кг.



*a)*



*б)*

*a* – Зовнішній вигляд крильчатки витратоміра; *б* – геометричної частини моделі з вхідним і вихідним каналами і лопатками крильчатки

Рисунок 1 – Загальний вигляд витратоміра

Оскільки геометрія задачі є осесиметричною і періодичною в тангенціальному напрямі, то розглядався лише один сектор, рівний 22.5 град. Оскільки в даній роботі нас цікавили лише аеродинамічні процеси, то розв'язувалася ізотермічна задача. На вхід витратоміра поступає газ (повітря) з фізичними властивостями: густина – 1.225 кг/м<sup>3</sup>, динамічна в'язкість – 1.789·10<sup>-5</sup> кг/(м·с). Була використана к-ε модель турбулентності другого порядку.

Для побудови сітки і рішення задачі використовувалася CFD програма FLUENT, число розрахункових елементів моделі сітки складало близько 50000 (рис. 2).

Для моделювання процесу обертання крильчатки використовувалася рухома в зоні обертання крильчатки сітка. В основу розрахунку частоти обертання крильчатки залежно від витрати (рис. 3) покладено рівняння, що виражає рівність моментів сил, діючих на лопатку [2], а саме

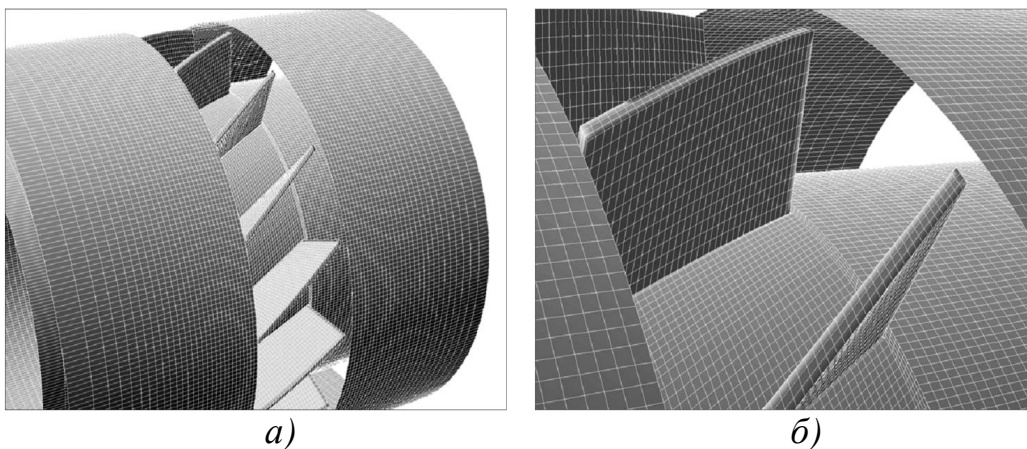
$$I \frac{d\omega}{d\tau} = M_x - M_{тр}, \quad (1)$$

або

$$m_{np} R_{ef}^2 \frac{d\omega}{d\tau} = R_{ef} \cdot (F_x - F_{тр}) \quad (1a)$$

де  $I$  - момент інерції турбіни,  $M_x$ ,  $F_x$  – момент і результуюча гідродинамічна сила тиску потоку на лопатку, що обертається, обумовлена вхідним потоком,  $M_{тр}$ ,  $F_{тр}$  – момент і сила тертя в елементах механізму витратоміра, що обертаються, яка припадає на одну лопатку,  $m_{np}$  – приведена маса сектора частин витратоміра, що обертаються з лопаткою,  $R_{ef}$  – ефективна відстань центру ваги частин витратоміра, що обертаються, з лопаткою до осі обертання,  $\tau$  - час.

Значення сили  $F_x$  у будь-який момент часу  $\tau$  можна визначити засобами FLUENT, оскільки у будь-який момент часу розраховується тиск на всій поверхні лопатки (в будь-якому осередку лопатки), а також відомі площа і вектор нормалі кожного осередку лопатки (вбудовані можливості FLUENT дозволяють визначити ці значення).



а – сліди сітки на поверхнях твердої частини моделі (лопатки і каналу); б – збільшена частина моделі в області лопаток

Рисунок 2 – Побудова моделі сітки

Сила тертя  $F_{тр}$  може бути отримана при експериментальному дослідженні конкретного витратоміра (рис. 4). Величина її змінюється залежно від частоти обертання крильчатки. Пропонується знаходити залежність  $F_{тр}$  від частоти обертання на підставі тарувальних (експериментальних) даних для кожного конкретного витратоміра.

### Стаціонарні характеристики витратоміра

На практиці для конкретного витратоміра в стаціонарних режимах при заданих постійних витратах газу вимірюється частота  $\omega$  обертання крильчатки, тобто відома залежність  $\omega = \omega(G)$ , де  $G$  – вагова витрата. Для стаціонарного режиму ( $\omega = const$ ) рівняння (1) перетвориться в рівність

$$F_x = F_{тр} \quad (2)$$

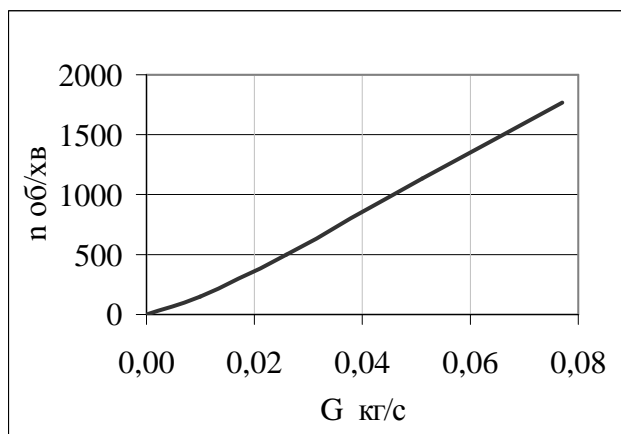
Рівність (2) означає, що, використовуючи експериментальні дані спільно з CFD - моделлю задачі, можна для конкретного витратоміра знайти залежність

$$F_{тр} = F_{тр}(\omega) \quad (3)$$

Процес знаходження залежності (3) можна визначити як налагодження моделі. Алгоритм її полягає в наступному:

- ♦ для кожної тарувальної витрати газу  $G_i$ ,  $i = 1, \dots, N$ , за допомогою побудованої комп'ютерної CFD моделі розв'язується послідовність стаціонарних задач для визначення частот обертання  $\omega_i$ , відповідних витратам  $G_i$ ;

- ♦ внаслідок послідовного рішення  $N$  таких задач обчислюється  $N$  значень сили  $F_x$ , які для стаціонарного процесу на підставі (2) рівні значенням сили  $F_{тр}$ ,



а це, у свою чергу, означає, що для конкретного витратоміра знайдена шукана залежність (3) і рис. 3. Ця залежність для стаціонарного процесу, окрім області низьких витрат, близька до лінійної.

Рисунок 3 – Залежність частоти обертання турбіни витратоміра від вагової витрати в стаціонарних режимах

Із співвідношення (1), записаного у вигляді кінцевих різниць відносно  $\omega$ , для  $k$ -го моменту часу  $\tau_k$ , частота обертання  $\omega_k$  визначається за формулою

$$\omega_k = \omega_{k-1} + \frac{F_x(\omega) - F_{тр}(\omega)}{mR} (\tau_k - \tau_{k-1}) \quad (4)$$

Описана методика дозволяє розраховувати частоту обертання крильчатки витратоміра в стаціонарних режимах для різних витрат газу. Знаючи залежність  $F_{тр}(\omega)$  і враховуючи те, що в стаціонарному режимі виконується рівність  $F_{тр} = F_x$ , для заданої витрати рішенням низки стаціонарних задач, підбираючи

значення частоти обертання, можна добитися виконання умови  $F_x = F_{mp}(\omega)$ . У наслідок реалізації цього алгоритму була побудована залежність частоти обертання від витрати газу (рис. 3).

Запропонована методика дослідження була реалізована в програмі FLUENT у вигляді спеціальної додаткової функції, яка на кожному кроці за часом обчислює частоту обертання по формулі (4). Слід зазначити, що формула (4) була реалізована в явному вигляді, тобто  $F_x$  і  $F_{mp}$  на кожному часовому кроці вибиралися з попереднього кроку за часом. У приведених нижче розрахунках були використані як лінійні залежності сили тертя від частоти:  $F_{mp}(\omega) = 0.0025 \cdot 10^{-3} \omega$ , так і нелінійні, апроксимовані поліномом другого ступеня (рис. 4).

### Метрологічні характеристики витратоміра

Вирішуючи зворотну задачу для кожної витрати і визначаючи відповідну йому частоту, ми одержали залежність сили тертя від частоти (рис. 4), яка дає залежність похибки від витрати (рис. 5), близьку до експериментально визначуваної.

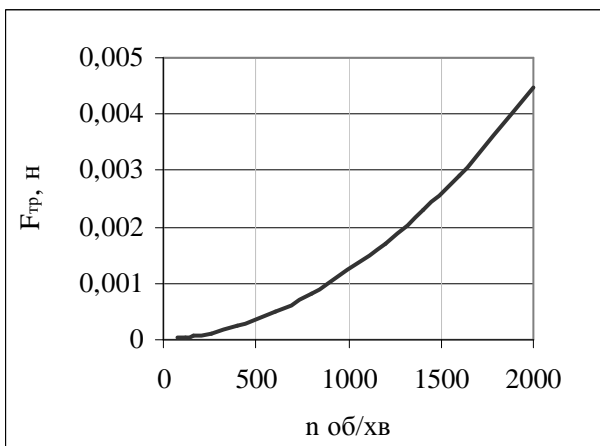


Рисунок 4 – Залежність сили тертя турбіни від частоти обертання

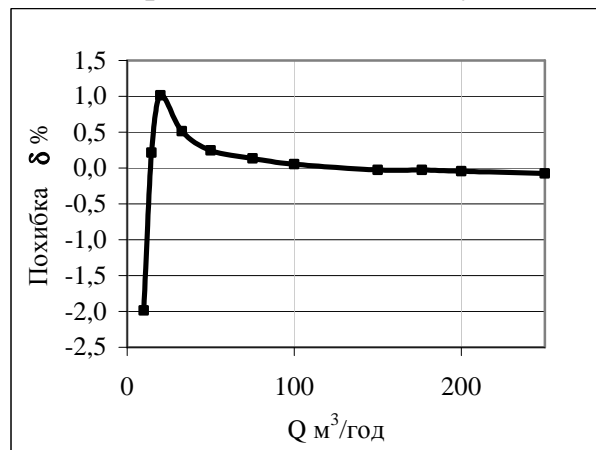


Рисунок 5 – Залежність систематичної похибки витратоміра від об'ємної витрати

Як відомо, похибка  $\delta$  пов'язана з параметром  $n/Q$  наступною залежністю

$$\delta = \frac{\frac{n}{Q} - \left(\frac{n}{Q}\right)_{\text{ср}}}{\left(\frac{n}{Q}\right)_{\text{ср}}}$$

де  $(n/Q)_{\text{ср}}$  – середнє в межах вимірювання ( $Q_{\text{min}} - Q_{\text{max}}$ ) значення  $n/Q$ .

Для цього випадку зміна сили тертя може бути представлене наступною функціональною залежністю  $F_{\text{тр}} = 10^{-9} n^2 + 2 \cdot 10^{-7} n - 5 \cdot 10^{-7}$ , де  $n$  – частота обертання в об/хв,  $n = 2\pi \cdot 60 / \omega$

### Динамічні характеристики витратоміра

Причиною тих або інших нестационарних процесів у напірних трубопроводах, оснащених засобами вимірювання, можуть бути розлагодження напірних

пристроїв, а саме: компресорів, вентиляторів, насосів, газотурбінних установок, що перекачують газ, переходи з одного режиму роботи на інший, а також пуски і зупинки.

Для моделювання перехідних режимів розглядалася нестационарна задача аеродинаміки. На вході у витратомір задавалася змінна в часі витрата газу, що змінюється за залежністю, приведеною на рис. 6.

На підставі описаної вище методики були знайдені залежності для окремих сил, діючих на крильчатку в перехідних режимах по витраті повітря (рис. 7). Як видно з рис. 7 гідродинамічна сила тиску потоку на лопатку  $F_x$ , що обертається, і сила інерції  $F_{in}$  змінюються синхронно із зміною витрати і на етапі розгону досить близькі по абсолютному значенню. В той же час сила тертя змінюється набагато більш плавно, і її абсолютні значення лише асимптотично наближаються знизу до гідродинамічної сили в кінці перехідного процесу.

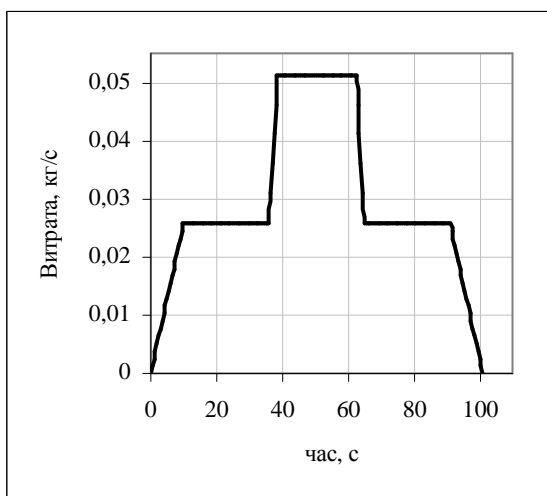
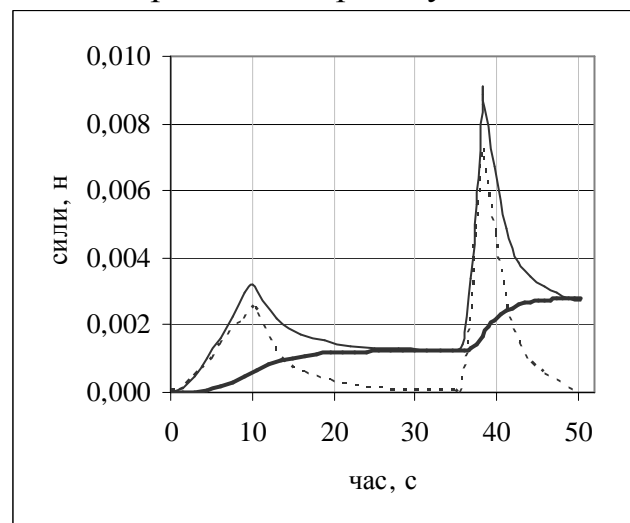


Рисунок 6 – Залежність зміни витрати газу в витратомірі від часу



товста лінія – гідродинамічна сила тиску  $F_x$  потоку на лопатку, що обертається; – сила інерції  $F_{in}$ ; тонка лінія – сила тертя  $F_{tr}$

Рисунок 7 – Залежності діючих на крильчатку сил від часу

На етапі гальмування (зменшення витрати) гідродинамічна сила тиску потоку на лопатку  $F_x$ , що обертається, монотонно змінюється істотно повільніше, в порівнянні з різкішим падінням сили інерції, асимптотично прагнучи до нуля в кінці перехідного процесу. Час релаксації до квазістационарних значень окремих сил істотно більше за час дії збурення (зміни витрати). На підставі описаної вище методики за допомогою комп'ютерної моделі була знайдена залежність частоти обертання крильчатки від часу для перехідних режимів по витраті газу (рис. 8). Результати розрахунків доводять, що похибка визначення витрати в перехідних режимах без урахування сил інерції може складати до 100%.

Були проведені також чисельні дослідження динамічних характеристик турбінного витратоміра, а саме впливи розгону і вибігу турбіни при зміні витрати газу в часі. Розглядалися випадки як симетричної (дзеркальне віддзеркалення)

рис. 6, так і несиметричної в часі залежності розгону і вибігу.

Результати моделювання (рис. 8), показують, що навіть для симетричної в часі залежності зміни витрати (рис. 6) похибка визначення кількості газу, що пройшов через лічильник, на цих етапах не самокомпенсується.

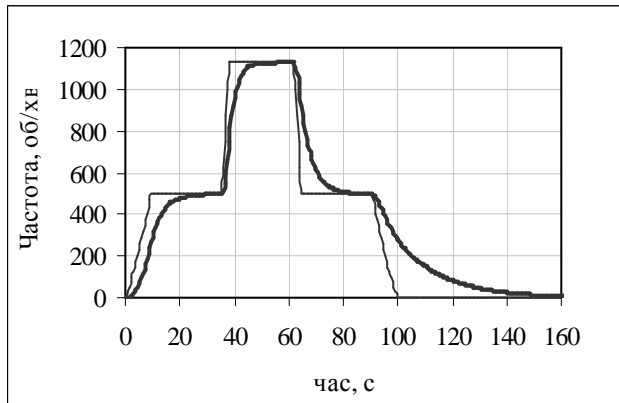


Рисунок 8 – Зміна частоти обертання крильчатки для симетричної залежності зміни витрати (рис. 6) з урахуванням сил інерції (товста лінія) і без урахування сил інерції (тонка лінія) по рис. 3

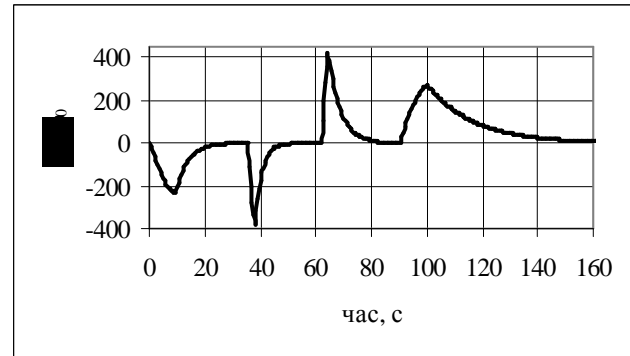


Рисунок 9 – Залежність відхилення частоти обертання крильчатки в нестационарному режимі вимірювання  $\omega$  від частоти обертання  $\omega_0$ , одержаної по тарувальній кривій типу рис. 3 в часі при вибраній (рис. 6) залежності зміни витрати газу в витратомірі від часу

У інтервал часу падіння витрати (похибка позитивна) частота обертання крильчатки змінюється набагато більш плавно у порівнянні з різкішим збільшенням частоти обертання крильчатки на інтервалі часу збільшення витрати (похибка від'ємна). Різниця між першим розгоном і симетричним йому другим спадом (рис. 8) складає 160%, а між другим збільшенням витрати і відповідним йому першим спадом витрати 72%. Тобто при досить повільних нестационарних процесах сумарна похибка, знайдена по тарувальній кривій типу рис. 3, на етапах збільшення і подальшого зменшення витрати позитивна і може перевищувати реальну витрату в 2,6 рази для досліджуваного витратоміра. На рис. 9 показано динаміка зміни такої похибки в часі при вибраній (рис. 6) залежності зміни витрати газу в витратомірі від часу.

Як видно з рис. 9 частота обертання крильчатки, тобто й визначені значення витрати, в нестационарному процесі істотно відрізняються від частоти (витрати), одержаної по тарувальній кривій типу рис. 3 для стаціонарного режиму.

Темп збільшення або зменшення похибки залежить від амплітуди розгойдування витрати і корелює з періодами його збільшення і зменшення. Це відхилення можна врахувати і компенсувати за допомогою коректорів.

### Висновки

Запропонована методика визначення сил тертя для крильчатки витратоміра в перехідних режимах, заснована на експериментально-розрахунковому методі з



використанням CFD технологій. Одержана залежність частоти обертання крильчатки від витрати для стаціонарного режиму.

Запропонована методика розрахунку частоти обертання крильчатки в перехідних режимах. Одержані залежності частоти обертання крильчатки від часу для перехідних режимів. Одержані залежності для сил, діючих на крильчатку, в перехідних режимах.

Представлені результати показують, що час розгону крильчатки витратоміра (зростання витрати) і вибігу (подальшого зменшення витрати до первинного значення) можуть значно відрізнятися, і ця відмінність може досягати 25% і більше. Динаміка розгону і вибігу крильчатки витратоміра залежить від виду функціональної залежності зміни витрати від часу, позитивна похибка вимірювання витрати може досягати 160%.

Для конкретних типорозмірів витратомірів на основі CFD моделювання можуть бути одержані функціональні залежності, які застосовні надалі при створенні автоматичних електронних коректорів похибок вимірювань витрати, пов'язаних з коливаннями витрати в газотранспортних мережах.

### **Література**

1. European standard EN 12261 "Gas meters. Turbine gas meters".
2. Кремлёвский П.П. «Расходомеры и счетчики количества веществ». I часть, С.-П., 2002, 410 с.
3. Тонконогий Ю., Пядишюс А. Погрешности средств измерения, применяемых для учета газа // Измерительная техника. – 1999. - №5. - С. 35-38.
4. РТВ Technische Richtlinien G-13. Messgeräte für Gas. Einsaue und Betrieb von Turbinenradgaszahlern (Измерения количества газа. Установка и эксплуатация турбинных счётчиков газа), 1994-12.
5. Baker R.C., Turbine flow meters: II. Theoretical and experimental published information. Flow Meas. Instrum. -1993. - 4(3). - P. 123 - 144.
6. Atkinson K. N. A software tool to calculate the over-registration error of a turbine meter in pulsating flow. Flow Meas. Instrum. – 1992. - 3(3). - P. 167 - 172.
7. Cheesewright R., Clark C. Step Response Tests on turbine flow meters in liquid flows. Proceedings of the I MECH E Part A. Journal of Power and Energy. – 1994. - V. 211. - P. 321 – 330.
8. Cheesewright R.; Atkinson K.N., Clark C., Horst C.ter. Field tests of correction procedures for turbine flow meters in pulsate flows. Flow Meas. Instrum. – 1996. - 7(1). - P. 7-17.
9. Lee W.F.Z., Kirik M.J., Bonner J.A. Gas turbine flow meter measurement of pulsating flow. Trans. ASME, J. Eng Power, Oct. – 1975. - P. 531-539.
10. Bronner J. W., McKee R. J. Cogen pulsation effects on turbine metering. AGA, Oper. sect., Proc. – 1991. - P. 625-638.
11. McKee R.J. Pulsation effect on single and two-rotor turbine meters. Flow Meas. Instrum. – 1992. - 3(3). - P. 151-166.
12. Круковский П.Г. Обратные задачи тепломассообмена (общий инженерный подход): Киев: ИТТФ НАН Украины, 1998. – 224 с.
13. Krist S., Biedron R., Rumsey C. CFL3D User's Manual (Version 5.0), NASA/TM-208444, 1998.
14. Durbin P.A. Separated flow computations with the  $k(e) -v2$  model", *AIAA J.*, **33**, 1995, p. 659.
15. Hand M. M., Robinson C., Balas M. J. Wind Turbine Response to Analytic Inflow Vortex Parameters Variation. Proceedings of 23rd ASME Wind Energy Symposium, November 2003 Reno, Nevada.
16. Laino D.J., Hansen A.C. User's Guide to the Wind Turbine Aerodynamics Computer Software AeroDyn v.12.50, 2002, <http://wind.nrel.gov/designcodes/>.
17. Magnato F., Gabi M. A new adaptive turbulence model for unsteady flow fields in rotating machinery, ISROMAC 8, 2000.

<p><b>Полубинский А.С., Круковский П.Г., Яцевский В.А., Тонконогий Ю.Л. Моделирование стационарных и переходных расходно-частотных характеристик расходомера газа турбинного типа</b></p> <p>На основе разработанной авторами с помощью CFD технологий компьютерной модели турбинного расходомера проанализированы частотно-расходные характеристики в статических и динамических условиях, а также ошибки измерения и предложены пути их уменьшения</p>	<p>Polubynsky A.S., Krukovsky P.G., Yatsevsky V.A., Tonkonogy Yu.L. <b>Design of stationary and transitional expense-frequency descriptions of flow meter gas of turbine type</b></p> <p>On the basis of CFD technology and developed by authors a computer model for turbine flow meter the frequency-expense static and dynamic characteristics were analyzed as well as the measurement errors and the ways of their reducing are offered</p>
--	--

Надійшло до редакції  
27 травня 2005 року

УДК 621.396.6

## АНАЛІЗ ІНСТРУМЕНТАЛЬНИХ ПОХИБОК МОСТОВОГО КОМУТАТОРА ШИРОТНО-ІМПУЛЬСНОГО МОДУЛЯТОРА СТРУМУ

*Хазановіч Л.Б., Цірук В.Г., Янкелевич Г.Є., ВАТ Київський завод автоматички ім. Г.І.Петровського, м. Київ, Україна*

*Розглянуто інструментальні похибки електронного прецизійного мостового комутатора із стабілізацією струму, котрий використовується в широтно-імпульсних модуляторах. Приведено вираз для оцінки вказаних похибок, які надають також можливість визначити вимоги до похибок параметрів електронних компонентів комутатора*

### **Вступ. Постановка задачі**

Прецизійні широтно-імпульсні модулятори (ШІМ) з мостовим комутатором струму використовуються в багатьох приладах керування з контуром зворотного зв'язку, наприклад датчиках кутової швидкості, акселерометрах. Принцип роботи широтно-імпульсних модуляторів та аналіз інструментальних похибок виконуючого органу приладу, а саме магнітоелектричного чи електромагнітного датчиків моменту з ШІМ наведено в [1]. В роботі [2] викладено принцип роботи мостового комутатора струму, проаналізовано вплив індуктивності обмотки датчика моменту на струм в ланцюгу мостового комутатора. Важливість знаходження похибок завдання величини струму в датчик моменту обумовлено тим, що вони являють собою складові похибок вихідного сигналу відповідних приладів, який пропорційний зазначеному струму.

Метою статті є знаходження та аналіз математичних виразів, що визначають похибки завдання величини струму в ланцюгу навантаження електронного мостового комутатора, які залежать від параметрів зазначеного комутатора.

### **Похибки завдання величини струму мостового комутатора**

Схему електронного мостового комутатора із стабілізацією струму наведено на рис. 1, де позначено:  $L, R$  - індуктивність та опір датчика моменту,  $C, r$  - ємність та опір шунтуючого ланцюга,  $I$  - струм мостового комутатора,  $R_i$  - ви-