

ратуры. Физические методы надежности. – Киев: Вища школа, 1983. – 304 с.

6. *Дадеко Л.И., Ковальчук А.В., Лотар С.Л., Платонов В.В.* О новых возможностях анализатора белка АБЗ-1 при использовании нового красителя // Хранение и переработка зерна. – 2004, №10. – С. 17 – 18.

7. *Сотсков Б.С.* Анализ надежности элементов с учетом влияния внешних воздействий. В кн.: Технические средства управления и вопросы их надежности. – М.: Наука, 1974. – С. 37 – 44.

8. *Reiner, M.* Deformation Strain and Flow: An Elementary Introduction to Rheology. – London: H. K. Lewis & Co. Ltd, 1960. – 347p.

9. *Пушкин В.Г.* Проблема надежности. – М.: Наука, 1971. – 189 с.

10. *Постников В.С., Павлов В.С., Гриднев С.А.* Исследование особенностей пьезокерамики динамическим методом // В сб.: Релаксационные явления в твердых телах. – Металлургия, 1968. – С. 515 – 517.

11. *Дадеко Л.И., Ковальчук А.В., Лотар С.Л., Платонов В.В.* Экспресс-метод и прибор автоматического определения цветности растительных масел по международной шкале. // Олійно-жировий комплекс. – 2004. – №3. – С. 71 – 73.

*Статья печатается в порядке обсуждения.*

*Получено 26.09.2007 г.*

УДК 681.121.42

**КРУКОВСКИЙ П.Г., ПОЛУБИНСКИЙ А.С.,  
ПАРХОМЕНКО Г.А., ЦВЯЩЕНКО Е.В., КОВАЛЕНКО В.Н.**

*Институт технической теплофизики НАН Украины*

## АНАЛИЗ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ТУРБИННОГО РАСХОДОМЕРА ГАЗА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ АППРОКСИМИРУЮЩИХ РАСХОДНО-ЧАСТОТНЫХ ЗАВИСИМОСТЕЙ

Розглянуто методику отримання апроксимаційних залежностей витрато-частотних характеристик витратоміра газу турбінного типу, яка базується на використанні залежностей гідродинамічних сил на лопатці турбіни від частоти її обертання та витрати газу, котрі отримані за допомогою CFD-моделей. Показано, що отримані апроксимаційні залежності відрізняються від залежностей, отриманих за допомогою CFD-моделей на 0,1 % для стаціонарних та до 0,5 % для нестационарних режимів. Отримані залежності з урахуванням сил тертя та інерції рухомих частин витратоміру можуть бути використані у коректорах для урахування похибки витратомірів як в стаціонарному, так і в нестационарному режимах роботи, що також показано в роботі.

Рассмотрена методика получения аппроксимирующих зависимостей расходно-частотных характеристик расходомера газа турбинного типа, основанная на использовании зависимостей гидродинамических сил на лопатке турбины от частоты ее вращения и расхода газа, которые получены с помощью трехмерных CFD-моделей. Показано, что полученные аппроксимирующие зависимости отличаются от зависимостей, полученных с помощью CFD-моделей на 0,1 % для стационарного и до 0,5 % для нестационарного режимов. Полученные зависимости с учетом сил трения и инерции подвижных частей расходомера могут быть использованы в корректорах для учета погрешностей расходомеров как в стационарных, так и переходных режимах работы, что также проиллюстрировано в работе.

The technique of reception of approximating dependences of flow rate-frequency characteristics of a turbine type gas flowmeter is considered, based on use is dependent hydrodynamical forces on turbine blade on frequency of its rotation and the charge of gas which are received by means of three-dimensional CFD-models. It is shown, that received approximate dependences differ from the dependences received by means of CFD-of models on 0.1 % for a stationary case and up to 0,5 % for non-stationary cases. Received dependences with taking into consideration friction forces and inertia of flowmeter moving parts can be used in correctors for flowmeter accuracy in stationar and non-stationary cases, witch is shown in this work.

$F_X$  — гидродинамическая сила давления на лопатки турбинки;  
 $F_{ТР}$  — сила трения контактных пар турбинки;  
 $F_{ИН}$  — сила инерции вращающихся частей турбинки;  
 $G$  — расход газа;  
 $m$  — приведенная масса сектора лопатки расходомера;

$R$  — приведенный радиус сектора лопатки расходомера;  
 $S$  — площадь проходного сечения расходомера;  
 $\rho$  — плотность газа;  
 $\Delta\tau$  — шаг по времени;  
 $\omega$  — частота вращения турбинки.

Перспективным направлением решения задач анализа расходно-частотных характеристик расходомеров газа турбинного типа является применение современных полевых моделей и основанных на них компьютерных CFD (Computational Fluid Dynamics) технологий, поскольку они позволяют достаточно полно анализировать конструктивные особенности расходомеров, колебаний расхода и т. п.

В работе [1] описано использование CFD-модели для анализа расходно-частотных характеристик расходомера газа турбинного типа (рис.1) как в стационарных, так и в переходных режимах работы, а также анализа погрешности измерения расхода газа. Известно, что эти погрешности являются следствием изменения режима течения газа в расходомере при различных уровнях расхода и индивидуальны для конкретных типов и моделей расходомера [2]. Часто в промышленных и бытовых условиях расход газа является функцией времени [3], что вносит дополнительные погрешности в измерение расхода, однако они пока не учитываются и анализ этого вопроса представляет интерес как теоретический, так и практический с точки зрения создания корректоров измерений расходомера, учитывающие дополнительные погрешности переходных режимов. Ранее теоретический анализ работы расходомеров проводился на основании моделей в сосредоточенных параметрах [4-8]. Однако такой подход не позволяет учесть всех особенностей течения газа в расходомере. Использование CFD-моделей позволяет учесть и компенсировать недостатки моделей в сосредоточенных параметрах, однако реализация CFD-моделей требует значительных затрат времени и применения мощных вычислительных средств. Поэтому эффективность их реализации на практике в корректорах является невозможной. Актуальной задачей является создание методик экспресс анализа расходно-ча-

стотных зависимостей расходомеров газа турбинного типа.

**Целью данной работы** является разработка и апробация методики получения аппроксимирующих зависимостей расходно-частотных характеристик расходомера газа турбинного типа, основанной на использовании зависимостей гидродинамических сил на лопатке турбинки от частоты ее вращения и расхода газа, которые получены с помощью трехмерных полевых компьютерных CFD-моделей, а также применение зависимостей для анализа погрешностей работы расходомеров в различных переходных режимах. В стационарном режиме вращения турбинки расходомера на его крыльчатку действуют гидродинамическая сила давления и сила трения (рис.2), а уравнение баланса сил имеет вид

$$F_X - F_{ТР} = 0. \quad (1)$$

В переходных режимах вращения турбинки расходомера действует дополнительная сила инерции  $F_X$ .

На основании расчетов, полученных в CFD-модели, можно построить графики зависимости гидродинамических сил, действующих на турбинку расходомера, от частоты ее вращения для различных расходов газа (рис. 3, а). Анализ вида функциональных зависимостей этих сил от частоты показывает их четкий линейный характер, что позволяет представить эту зависимость в виде:

$$F_X = A - k\omega, \quad (2)$$

где коэффициенты  $A$  и  $k$  зависят от расхода газа (рис.3, б). В свою очередь, анализ вида функциональных зависимостей этих коэффициентов от расхода газа показывает, что зависимость коэффициента  $A$  имеет параболический, а коэффициента  $k$  — линейный характеры, что можно представить в виде



Рис. 1. Внешний вид турбинки расходомера газа (а) и геометрической части CFD-модели с входным и выходным каналами и лопатками турбинки (б).

$$A = mG^n, \quad (3)$$

$$k = bG - c, \quad (4)$$

где коэффициенты  $m, n, b, c$  являются константами, их значения для рассматриваемого в работе расходомера были получены методом наименьших квадратов и равны  $m = 7,429, n = 1,978, b = 3,216 \cdot 10^{-4}, c = 5,577 \cdot 10^{-7}$ .

Если выбрать зависимость силы трения от частоты в виде линейной функции  $F_{\text{ТР}} = d\omega$ , ( $d = 2,5 \cdot 10^{-6}$ ), то из соотношений (1)-(4) получим аналитическое выражение для зависимости частоты вращения турбинки от расхода газа в стационарных режимах в виде

$$\omega = \frac{mG^n}{bG - c + d10^{-6}}. \quad (5)$$

Для переходных режимов работы расходомера уравнение баланса сил, действующих на лопатку турбинки расходомера (рис.2), будет иметь вид

$$F_X = F_{\text{ТР}} + F_{\text{ИН}}, \quad (6)$$

где  $F_{\text{ИН}}$  – сила инерции, действующая на отдельную лопатку турбинки расходомера в переходных режимах работы, которая определяется согласно

второму закону Ньютона  $F_{\text{ИН}} = mR \frac{d\omega}{d\tau}$ . Тогда с учетом сил инерции (6) примет вид

$$\omega = \frac{mG^n - mR \frac{d\omega}{d\tau}}{bG - c + d}. \quad \text{Если аппроксимировать про-}$$

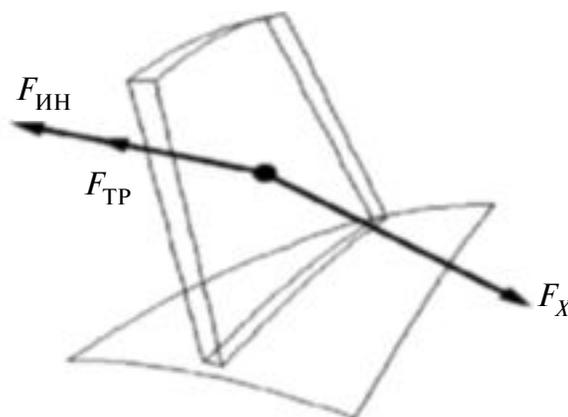


Рис. 2. Силы, действующие на лопатку турбинки расходомера.

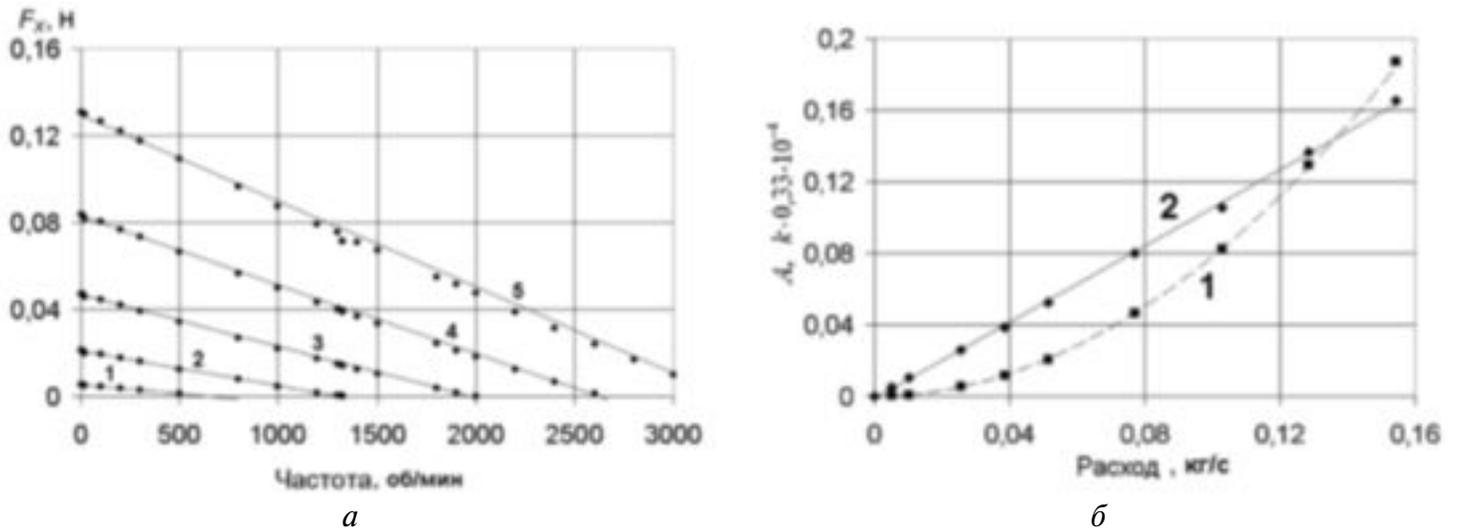
изводную  $\frac{d\omega}{d\tau}$  численно, то аналогично (5) по-

лучим выражение для зависимости частоты вращения турбинки в последующий момент времени  $\omega_i$  в зависимости от ее частоты в предыдущий момент времени  $\omega_{i+1}$  и изменяющегося во времени расхода  $G$

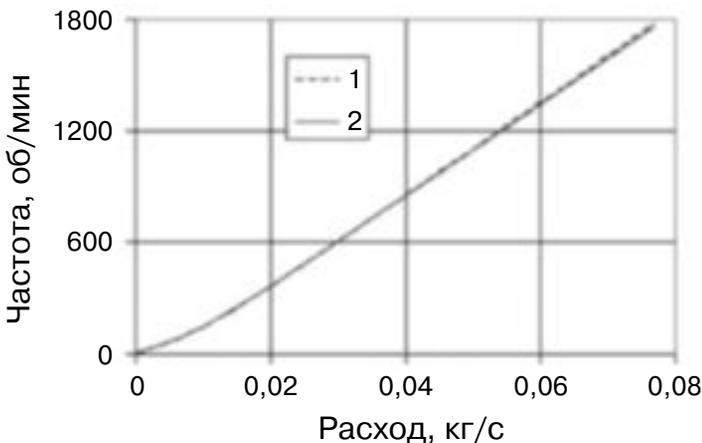
$$\omega_{i+1} = \frac{mG^n - \frac{2\pi mR}{60 \Delta\tau} \omega_i}{bG - c + d + \frac{2\pi mR}{60 \Delta\tau}}. \quad (7)$$

Выражение (7) преобразуется в выражение (5) для стационарных режимов работы расходомера, когда  $F_{\text{ИН}} = 0$ .

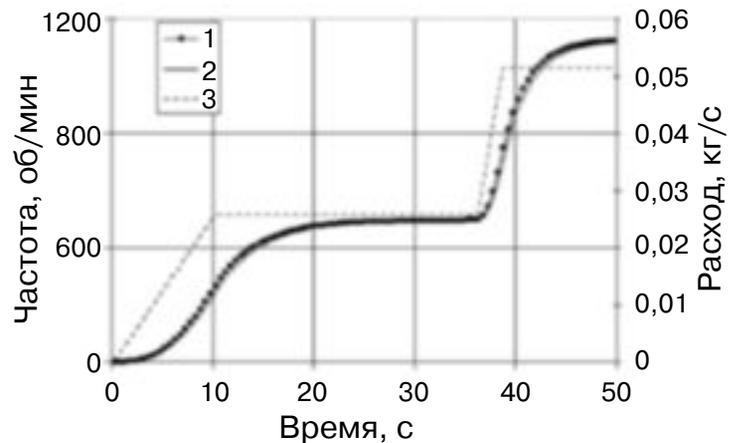
Таким образом, полученные на основе данных CFD-модели расходомера газа аналитические



**Рис. 3.** Зависимости гидродинамической силы, действующей на турбинку расходомера от частоты ее вращения для разных расходов (а) и коэффициентов  $A$  (кривая 1) и  $k$  (кривая 2) от расхода (б). Точки – расчет с помощью CFD-модели, линии – аппроксимирующие кривые. На рис.а кривая 1 – расход  $0,5138 \cdot 10^{-2}$  кг/с; 2 –  $5,138 \cdot 10^{-2}$  кг/с; 3 –  $7,707 \cdot 10^{-2}$  кг/с; 4 –  $10,276 \cdot 10^{-2}$  кг/с; 5 –  $12,845 \cdot 10^{-2}$  кг/с.



**Рис. 4.** Зависимость частоты вращения турбинки расходомера от расхода газа в стационарном режиме. Кривая 1 – аппроксимация (5); 2 – CFD-модель.

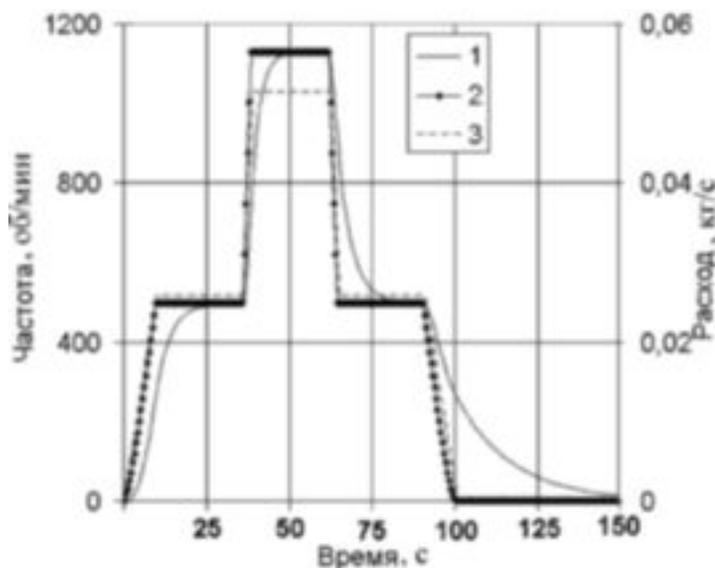


**Рис. 5.** Зависимость частоты вращения турбинки расходомера (кривые 1 и 2) и расхода газа (кривая 3) от времени. Кривая 1 – аппроксимация (7); 2 – CFD-модель.

расходно-частотные зависимости (5) и (7) мы называем аппроксимирующими зависимостями, поскольку они основаны на аппроксимации (полиномы первой и второй степени) гидродинамической силы, действующей на лопатку турбинки расходомера от частоты ее вращения и расхода газа через расходомер. Они позволяют производить расчеты частоты вращения турбинки расходомера как в стационарных, так и в нестационарных режимах работы с большой скоростью, что позволяет использовать их для коррекции показаний расходомера.

На рис.4 приведено сравнение расходно-частотных зависимостей расходомера в стационарных режимах, полученных с помощью CFD-модели и ее аппроксимации (5), показывающее хорошее их совпадение (максимальное отличие 0,1%).

На рис. 5 приведено сравнение расходно-частотных зависимостей расходомера в переходных режимах также полученных с помощью CFD-модели и ее аппроксимации (7). Сравнение показывает максимальное отличие между кривыми, составляющее 0,47%, что говорит о достаточно



**Рис. 6. Зависимость частоты вращения турбинки расходомера и расхода через расходомер от времени: 1 — расчет по формуле (7); 2 — расчет по формуле (5); 3 — зависимость расхода газа от времени.**

высокой точности аппроксимирующей зависимости (7).

На основании полученной аппроксимирующей расходно-частотной зависимости (7) был исследован интересный вопрос эквивалентности по расходу характеристик увеличения частоты вращения турбинки расходомера (разгона) и уменьшения частоты вращения турбинки расходомера (выбега) турбинки расходомера. Для этого был проведен ряд расчетов переходных режимов работы расходомера с различными законами изменения расхода газа во времени.

Так был проведен анализ разгона и выбега турбинки расходомера газа для симметричного относительно точки  $\tau = 50$  с закона изменения расхода газа от времени. Из рис.6 виден существенно не симметричный характер изменения частоты вращения турбинки расходомера от времени при разгоне и выбеге (кривая 1). Разница в площадях под кривыми 1 и 2 отображает погрешность измерения расхода газа, прошедшего через расходомер. В случае использования кривой (рис. 4) и формулы (7), получаемой лабораторным способом (прямым экспериментом), эта разница может достигать 19%.

Если динамика изменения расхода газа во времени имеет явно выраженное влияние на дина-

мику разгона турбинки расходомера, то вопрос о динамике выбега турбинки не имеет однозначного ответа. Для анализа этой проблемы было смоделировано три сценария выбега турбинки расходомера:

1. Расход газа линейно возрастает до значения 0,0251 кг/с на протяжении 10 секунд, а затем уменьшается до 0 в течение последующих 10 секунд (рис. 7 а).

2. Расход газа линейно увеличивался с 0 до 0,0251 кг/с в течение 10 секунд, затем расход газа на входе в расходомер стал равным 0 до полной остановки ротора (рис. 7 б).

3. Выбег со стационарного режима вращения ротора расходомера (496 об/мин). Данный стационарный режим вращения ротора соответствует расходу газа, равному 0,0251 кг/с (рис. 7 в).

Результаты моделирования приведены на рис. 8. Как видно из этого рисунка, режим, предшествующий выбегу, имеет существенное влияние на интенсивность выбега. Таким образом, расчет расхода газа в переходных режимах, прошедшего через расходомер, основанный на расходно-частотной характеристике прибора, обладает существенной погрешностью. Для более точного определения расхода газа необходимо использовать динамическую зависимость частоты вращения турбинки расходомера от расхода газа (9). Для реализации расчета можно прибегнуть к использованию электронного корректора, представляющего собой микропроцессор, который будет производить вычисление расхода газа в каждый заданный момент времени по формуле (9).

Таким образом, представленная статья позволяет на основе CFD-модели получить аппроксимирующие расходно-частотные зависимости для конкретной модели расходомера вида (14) для переходных режимов, а на основании тарировочных данных получить зависимость силы трения от расхода газа, действующей на ротор расходомера.

Для получения аппроксимирующей расходно-частотной зависимости для переходных режимов необходимо:

1. Создать CFD-модель рассматриваемого расходомера с учетом всех геометрических и весовых особенностей.

2. По данным расчетов ряда стационарных задач, получить ряд зависимостей гидродинами-

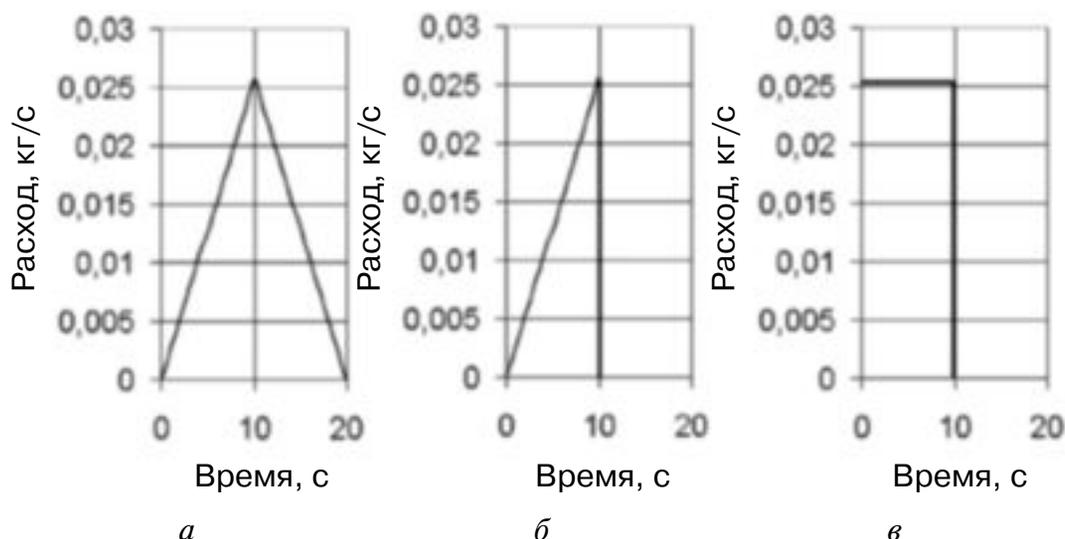


Рис. 7. Закон изменения расхода газа от времени. а) – симметричный закон изменения расхода газа во времени относительно  $\tau = 10$  с; б) – полусимметричный закон; в) – постоянный расход с мгновенным сбросом в момент времени  $\tau = 10$  с.

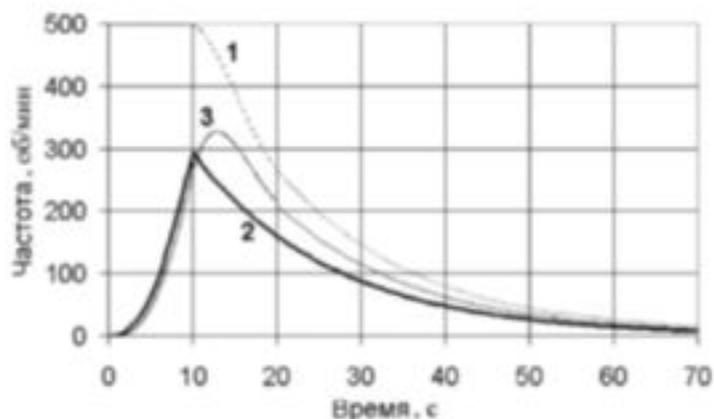


Рис. 8. Зависимость частоты вращения турбинки расходомера от времени для различных законов изменения расхода газа (см. рис. 7): 1 – для расхода, соответствующего закону, представленному на рис. 7, в; 2 – соответствует закону, представленному на рис. 7, а; 3 – соответствует закону, представленному на рис. 7, б.

ческой силы давления  $F_x$  от частоты вращения. Графики зависимости  $F_x(\omega)$  представлены на рис.3.

3. Аппроксимировать зависимости  $F_x(\omega)$  прямыми вида (2).

4. Получить расходно-частотную характеристику рассматриваемого расходомера газа, на пример вида (5).

5. Решением обратной задачи, определить зависимость силы трения от частоты.

6. Рассмотреть баланс сил, действующих на турбинку расходомера в переходных режимах (6).

7. На основании выражений для сил из (6) получить аппроксимирующую расходно-частотную зависимость для переходных режимов вида (9).

8. Выражение (9) целесообразно использовать в электронных корректорах для расходомеров газа. Важной особенностью при применении вышеуказанной зависимости является необходимость сохранения корректором частоты вращения ротора расходомера на предыдущем шаге по времени ( $\omega_i$ ).

### Выводы

1. Рассмотрена методика получения аппроксимирующих зависимостей расходно-частотных характеристик расходомера газа турбинного типа, основанная на использовании зависимостей гидродинамических сил на лопатке турбинки от частоты ее вращения и расхода газа, которые получены с помощью трехмерных CFD-моделей.

2. Показано, что полученные аппроксимирующие зависимости отличаются от зависимостей, полученных с помощью CFD-моделей на 0,1 % для стационарного случая и до 0,5 % для нестационарного случаев. Полученные зависимости с уче-

том сил трения и инерции подвижных частей расходомера могут быть использованы в корректорах для учета погрешностей расходомеров как в стационарных, так и переходных режимах работы.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. *Полубинский А.С., Круковский П.Г., Тонконогий Ю.Л.* CFD-анализ частотных характеристик турбинного расходомера в трехмерной постановке. // Промышленная теплотехника. – 2005. – Т.27, №2. – С. 93-99.
2. *Тонконогий Ю.Л., Пядишюс А.* Погрешность средств измерения, применяемых для учета газа // Измерительная техника. – 1999. – №5. – С. 35–38.
3. *R.C.Baker*, Turbine flow meters: II. Theoretical and experimental published information // Flow Meas. Instrum. – 1993. – 4(3). – P. 123–144.

4. *K.N. Atkinson*. 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.

5. *R Cheesewright and C Clark*. Step Response Tests on turbine flow meters in liquid flows. // Proceedings of the I MECH E Part A Journal of Power and Energy. – V. 211. – P. 321 – 330.

6. *R Cheesewright; K.N. Atkinson, C Clark, C.ter Horst*. Field tests of correction procedures for turbine flow meters in pulsate flows // Flow Meas. Instrum. – 1996. – 7(1). – P. 7–17.

7. *W.F.Z.Lee, M.J.Kirik, J.A.Bonner*. Gas turbine flow meter measurement of pulsating flow. // J. Eng Power. Trans. ASME, Oct. – 1975. – P. 531–539.

8. *J.W.Bronner and R.J.McKee*. Cogen pulsation effects on turbine metering // AGA, Oper. sect., Proc. – 1991. – P. 625–638.

Получено 07.05.2007 г.

УДК 536.2

**КОРНИЄНКО Я. М., НОВІКОВ В. В.,  
ПІВЕНЬ О. Н., УДОВЕНКО Л. М.**

*Інститут технічної теплофізики НАН України*

## МЕТОД ПРОГНОЗУВАННЯ І РОЗРАХУНКУ ЕФЕКТИВНОЇ ТЕПЛОПРОВІДНОСТІ КОМПОЗИЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ З ХАОТИЧНОЮ СТРУКТУРОЮ

Разроблено метод розрахунку ефективної теплопровідності композиційних полімерних матеріалів різного складу з різними значеннями провідності полімерних матриць наповнювача міжфазного шару при різних температурах і тисках.

Метод ґрунтується на ітераційному розрахунку ефективної теплопровідності на основі фрактальної моделі хаотичної структури неоднорідного середовища. Він дозволяє прогнозувати узагальнену провідність неоднорідних матеріалів при будь-яких значеннях

Разработан метод расчета эффективной теплопроводности композиционных полимерных материалов разных составов с различными значениями проводимости полимерных матрицы наполнителей межфазного слоя при различных температурах и давлениях.

Метод базирується на ітерационном расчете эффективной теплопроводности на основе фрактальной модели хаотической структуры неоднородной среды. Он позволяет прогнозировать обобщенную проводимость неоднородных материалов при любых значениях

The method of calculation of effective heat conductivity of composite polymeric materials of different structures is developed at various temperatures and pressure.

The method is based on iterative calculation of effective heat conductivity on a basis fractal models of chaotic structure of the non-uniform environment. The method allows to predict the generalized conductivity of non-uniform materials in all a range of change of its concentration.

Results of calculation of effective heat conductivity of a composite and their com-