Автор(ы):Попович М.Г., Печеник М.В., Кіселичник О.І., Бур'ян С.О.
Название:ДИНАМІКА ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ ТУРБОМЕХАНІЗМАМИ З ЕКСТРЕМАЛЬНИМИ НАПІРНИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

Popovich M.G., Pechenik N.V., Kiselychnyk O.I., Buryan S.O. Electromechanical automatic control system dynamics of turbomechanisms with extremal characteristic.

The article deals with the problem of turbomechanism with extremal characteristic productivity control within the whole control range. The new mathematical model of turbomechanism using coordinate transformation has been proposed. The condition of stable work of turbomechanism has been defined. The closed loop control system of productivity based on passivity principle has been designed. The simulation results have been presented to prove correctness of theoretical research.

Попович М.Г., Печеник М.В., Кіселичник О.І., Бур'ян С.О.

Україна Київ

Національний технічний університет України «КПІ»

ДИНАМІКА ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ ТУРБОМЕХАНІЗМАМИ З ЕКСТРЕМАЛЬНИМИ НАПІРНИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

Вступ. Питання стабільності (стійкості) роботи турбомеханізмів детально представлено в науково-технічній літературі [1]. Для турбомеханізмів з пологими напірними характеристиками в усіх робочих точках забезпечується стійкий режим роботи. У випадку турбомеханізмів з характеристиками з явно вираженими точками екстремуму виникають ділянки з нестійкими робочими зонами. Умова стійкості роботи турбомашини визначається нерівністю dHM/dQ>dH/dQ, де HM – протинапір мережі в робочій точці; H, Q – відповідно напір і продуктивність турбомеханізму. Перехід на ділянки характеристики з нестійкою роботою може призвести до самочинної зміни режиму, збільшення споживаної потужності, виходу обладнання з ладу. У цьому випадку можливе виникнення автоколивань в системі насосна установка – мережа (помпажу), що супроводжується поштовхами подачі, гідроударами, виникненням аварійної ситуації. Тому діапазон робочих точок повинен бути обраний таким чином, щоб не виникало нестійких режимів роботи [1], що повинно враховуватись при автоматизації турбомеханізмів.

Сучасні енергозберігаючі алгоритми, екстремальні та інтерактивні [2, 3], а також системи стабілізації параметрів турбомеханізмів [4], технологічні задачі керування вимагають широких діапазонів регулювання продуктивності, у тому числі для турбомеханізмів з ділянками нестійкої роботи.

Задачею даної роботи є розробка електромеханічної системи автоматичного керування, яка забезпечує стійкість у повному діапазоні регулювання продуктивності турбомеханізму з екстремальною напірною характеристикою.

Математична модель турбомеханізму з характеристикою з явно вираженим максимумом. Характеристику такого механізму апроксимують параболою [1]. Таким чином, характеристика є симетричною відносно вертикалі, опущеної з точки максимуму на вісь Q. Це не завжди дає можливість достатньо точно описати сімейство робочих точок турбомеханізму.

Введемо ортогональну систему координат H/-Q/ з початком в точці (c, -d), орієнтовану під кутом α до системи H-Q (рис.1). Тоді екстремальну напірну характеристику турбомеханізму, у тому числі з несиметричними гілками відносно вертикалі, опущеної з точки максимуму в системі H-Q на вісь Q, можливо апроксимувати параболою в системі H/-Q/, коректно вибираючи c, d, α. Такий підхід забезпечує більшу точність опису напірних характеристик в порівнянні з використанням параболи в системі H-Q.

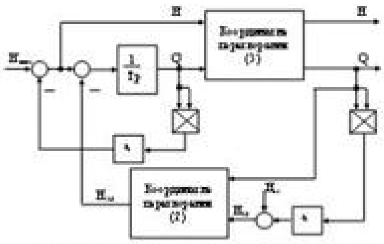

Рис.2. Структурна схема турбомеханізму

Напірна характеристика турбомеханізму 1 в системі координат H/-Q/ описується рівнянням

$H^{/} = H^{/}_{max} - a_{т}Q^{/2}$, (1)

де H/max – максимальне значення напору H в системі координат H/-Q/; ат – величина опору внутрішньої мережі турбомеханізму.

Координатні перетворення, які описують перехід від точок характеристики в системі H/-Q/ до точок у системі H-Q і навпаки, визначаються матричними рівняннями

$\begin{bmatrix} H \\ Q \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\alpha & -\sin\alpha \\ \sin\alpha & \cos\alpha \end{bmatrix} \begin{bmatrix} H^{/} \\ Q^{/} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -d \\ c \end{bmatrix}$, (2)

$\begin{bmatrix} H^{/} \\ Q^{/} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\alpha & \sin\alpha \\ -\sin\alpha & \cos\alpha \end{bmatrix} \begin{bmatrix} H \\ Q \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -c\sin\alpha + d\cos\alpha \\ -d\sin\alpha - c\cos\alpha \end{bmatrix}$. (3)

Характеристика мережі 2 апроксимується параболою

$H = H_{ст} + aQ^{2}$, (4)

де a – опір мережі.

Апроксимуючи перехідні процеси в турбомеханізмі характеристикою аперіодичної ланки першого порядку [4], структурну схему можна представити у вигляді (рис.2).

Сталу часу T приблизно можна визначити за залежністю [4]

$T = m/(\rho g)$, (5)

де m – маса газу (рідини) в турбомеханізмі; ρ - густина газу (рідини); g – прискорення вільного падіння. Проте, T не є константою: зі збільшенням Q вона зменшується і навпаки.

Для отримання поточних значень Q в інтеграторі на структурній схемі (рис.2) враховують початкову вихідну величину –c-H/maxsinα, яка забезпечує нульові початкові умови Q.

Якщо прийняти α=0, d=0, c=0 (системи координат збігаються), то запропонована модель аналогічна моделі турбомеханізму, отриманій в [4] при пологих характеристиках.

Умови стійкості роботи турбомеханізму. Згідно зі структурною схемою (рис.1)

$$TQ' = H' - H'_M. \quad (6)$$

У приростах відносно деякої робочої точки рівняння (6) прийме вигляд:

$$T\Delta Q' = \Delta H' - \Delta H'_M. \quad (7)$$

Представимо рівняння (7) у вигляді:

$$T\frac{\partial \Delta Q'}{\partial t} - \left(\frac{\partial \Delta H'}{\partial \Delta Q'} - \frac{\partial \Delta H'_M}{\partial \Delta Q'}\right)\Delta Q' = 0. \quad (8)$$

Тоді коефіцієнт самовирівнювання системи турбомеханізм – мережа

$$k_c = \frac{\partial \Delta H'_M}{\partial \Delta Q'} - \frac{\partial \Delta H'}{\partial \Delta Q'}. \quad (9)$$

Для стійкості системи kc повинен бути додатним, тобто

$$\frac{\partial \Delta H'_M}{\partial \Delta Q'} > \frac{\partial \Delta H'}{\partial \Delta Q'}. \quad (10)$$

У робочій точці зі стійким режимом роботи кут нахилу дотичної до характеристики мережі до осі Q повинен бути більшим, ніж кут нахилу дотичної до напірної характеристики турбомеханізму.

Уточнимо умови стійкості згідно зі структурною схемою, представленої на рис.2.

Рівняння динаміки продуктивності з урахуванням H/max пропорційного квадрату відносної швидкості обертання турбомеханізму [4]:

$$TQ' = H'_{max\,н}\frac{\omega^2}{\omega_н^2} - (a_т + a\cos^3\alpha)Q'^2 - (a\cos\alpha\sin^2\alpha)H'^2 - 2a\cos^2\alpha\sin\alpha H'Q' - (2ac\cos^2\alpha + \cos\alpha\sin\alpha)Q' -$$
$$-(2ac\cos\alpha\sin\alpha + \sin^2\alpha)H' - \cos\alpha H_{ст} - ac^2\cos\alpha - d\cos\alpha, \quad (11)$$

де H/maxн – величина H/max при номінальній швидкості ω=ωн.

Якщо ω, Нст або а отримали прирости Δω, ΔНст, Δа, то в новій системі координат з’являться відповідні прирости ΔQ/, ΔH/. Рівняння (11) виглядатиме наступно:

$$T\left(Q' + \Delta Q'\right) = H'_{max\,н}\frac{(\omega+\Delta\omega)^2}{\omega_н^2} - (a_т + (a+\Delta a)\cos^3\alpha)(Q' + \Delta Q')^2 - ((a+\Delta a)\cos\alpha\sin^2\alpha)(H' + \Delta H')^2 -$$

$$-2(a+\Delta a)\cos^2\alpha\sin\alpha(H' + \Delta H')(Q' + \Delta Q') - (2(a+\Delta a)c\cos^2\alpha + \cos\alpha\sin\alpha)(Q' + \Delta Q') -$$

$$-(2(a+\Delta a)c\cos\alpha\sin\alpha + \sin^2\alpha)(H' + \Delta H') - \cos\alpha(H_{ст} + \Delta H_{ст}) - (a+\Delta a)c^2\cos\alpha - d\cos\alpha \quad . (12)$$

Віднімаючи з рівняння (12) рівняння (11) і нехтуючи малими другого порядку, отримаємо рівняння в приростах відносно робочої точки:

$$T\Delta Q' = \frac{2H'_{max\,н}\omega\Delta\omega}{\omega_н^2} - Q'^2\cos^3\alpha\Delta a - 2Q'a\cos^3\alpha\Delta Q' - H'^2\cos\alpha\sin^2\alpha\Delta a - 2H'a\cos\alpha\sin^2\alpha\Delta H' -$$

$$-2H'Q'\cos^2\alpha\sin\alpha\Delta a - 2H'a\cos^2\alpha\sin\alpha\Delta Q' - 2Q'a\cos^2\alpha\sin\alpha\Delta H' - 2ac\cos^2\alpha\Delta Q' - 2Q'c\cos^2\alpha\Delta a -$$

$$-\cos\alpha\sin\alpha\Delta Q' - 2H'c\cos\alpha\sin\alpha\Delta a - 2ac\cos\alpha\sin\alpha\Delta H' - \sin^2\alpha\Delta H' - \cos\alpha\Delta H_{ст} - c^2\cos\alpha\Delta a - 2Q'a_т\Delta Q' \quad . (13)$$

Сталу часу Т для даного рівняння можна вважати константою.

Для малих величин приростів справедливо

$$\Delta H' = \frac{\partial H'}{\partial Q'}\Delta Q', \quad \Delta a = \frac{\partial a}{\partial Q'}\Delta Q', \quad \Delta H_{ст} = \frac{\partial H_{ст}}{\partial Q'}\Delta Q' \quad . (14)$$

Після групування доданків і врахування (14) рівняння (13) набуде вигляду:

$$T\Delta Q' + \Delta Q'[2Q'a_т + 2Q'a\cos^3\alpha + 2H'a\cos^2\alpha\sin\alpha + 2ca\cos^2\alpha + \cos\alpha\sin\alpha] +$$

$$+\Delta Q'\frac{\partial H'}{\partial Q'}[2H'a\cos\alpha\sin^2\alpha + 2Q'a\cos^2\alpha\sin\alpha + 2ac\cos\alpha\sin\alpha + \sin^2\alpha] +$$

$$+\Delta Q'\frac{\partial a}{\partial Q'}[Q'^2\cos^3\alpha + H'^2\cos\alpha\sin^2\alpha + 2H'Q'\cos^2\alpha\sin\alpha + 2cQ'\cos^2\alpha + 2H'c\cos\alpha\sin\alpha + c^2\cos\alpha] +$$

$$+\Delta Q'\frac{\partial H_{ст}}{\partial Q'}\cos\alpha = H'_{max\,н}\frac{2\omega}{\omega_н^2}\Delta\omega \quad . (15)$$

Величина а визначається споживачами і не залежить від Q. Напір Нст залежить від геодезичного перепаду висот і для даного випадку також не залежить від Q. Тому рівняння динаміки продуктивності без урахування збурень ∂a і $\partial H_{ст}$ матиме вигляд:

$$T\Delta Q' + \Delta Q'[2Q'a_т + 2Q'a\cos^3\alpha + 2H'a\cos^2\alpha\sin\alpha + 2ca\cos^2\alpha + \cos\alpha\sin\alpha] +$$

$$+\Delta Q' \frac{\partial H'}{\partial Q'}[2H' a \cos\alpha \sin^2\alpha + 2Q' a \cos^2\alpha \sin\alpha + 2ac \cos\alpha \sin\alpha + \sin^2\alpha] = H'_{max\,н} \frac{2\omega}{\omega_н^2} \Delta\omega$$. (16)

Коефіцієнт самовирівнювання системи турбомеханізм – мережа матиме вигляд:

$$k_c = \frac{\left[\begin{array}{l} 2Q' a_т + 2Q' a \cos^3\alpha + 2H' a \cos^2\alpha \sin\alpha + 2ca \cos^2\alpha + \cos\alpha \sin\alpha + \\ + \frac{\partial H'}{\partial Q'}[2H' a \cos\alpha \sin^2\alpha + 2Q' a \cos^2\alpha \sin\alpha + 2ac \cos\alpha \sin\alpha + \sin^2\alpha] \end{array}\right]}{H'_{max\,н} \frac{2\omega}{\omega_н^2}}$$. (17)

Очевидно, що стійкість системи (при kc>0) залежить від координат робочої точки (Q/, H/) і кута нахилу дотичної до напірної характеристики.

Синтез електромеханічної системи автоматичного керування турбомеханізму. Динаміка продуктивності турбомеханізму згідно з рівняннями (16), (17) описується наступним чином:

$$T' \Delta Q' + k_c \Delta Q' = \Delta\omega$$, (18)

де T/=Tω2н/(2ωH/maxн).

Синтез системи проведемо у відповідності до принципу пасивності [5]. Рівняння енергетичного балансу системи можна записати у вигляді:

$$T' \frac{\Delta Q'^2}{2} = \int_0^t \Delta\omega \Delta Q' dt - \int_0^t k_c \Delta Q'^2 dt$$. (19)

Очевидно, що при kc>0 у системі є розсіювання енергії і система має властивість пасивності, при kc(0 – ні.

Сформуємо бажану траєкторію руху системи у вигляді:

$$T' \Delta Q^{*\prime} + k_c \Delta Q^{*\prime} + R_Q \Delta \tilde{Q}' = \Delta\omega$$, (20)

де $\Delta \tilde{Q}' = \Delta Q^{*\prime} - \Delta Q'$; RQ – додатний коефіцієнт розсіювання; індексом „*” позначено бажані значення відповідних величин.

Віднімаючи з рівняння (20) рівняння (19), отримаємо

$$T' \Delta \tilde{Q}' + k_c \Delta \tilde{Q}' + R_Q \Delta \tilde{Q}' = 0$$. (21)

Повна енергія системи в приростах відносно бажаної траєкторії

$$V = T' \frac{\Delta \tilde{Q}'^2}{2} \geq 0$$. (22)

Її похідна за часом визначається виразом

$\dot{V} = T^{/}\Delta\dot{Q}^{/}\Delta\dot{Q}^{/} = -(R_Q + k_c)\Delta\dot{Q}^{/2}$. (23)

У випадку kc>0 система (21) є стійкою при будь-яких величинах RQ, тобто пасивною. При kc(0 стійкість (пасивність) забезпечується при RQ>|kc|. Фактично, у системі (21) значення коефіцієнта самовирівнювання складає kc+RQ.

Оскільки 0(α(90o, a>0, c>0, aт>0, ω>0, то найбільше від’ємне значення kc згідно з рівнянням (17) можна отримати тоді, коли усі доданки будуть від’ємними, причому Q/=-Q/max, H/=-H/max, a=amax, $\frac{\partial H^{/}}{\partial Q^{/}} = \frac{\partial H^{/}}{\partial Q^{/}}_{max}$ - максимально можливий тангенс кута нахилу дотичної на напірній характеристиці. Тобто, RQ необхідно обирати на основі умови

$R_Q > k_з \left|k_{c\,max}\right|$, (24)

де kз – коефіцієнт запасу, що враховує знехтувані у виразі (17) при визначенні kcmax додатні складові.

Структурна схема електромеханічної системи автоматичного керування продуктивністю турбомеханізму згідно зі структурною схемою (рис.2), рівнянням (20) та спрощеною моделлю асинхронного двигуна [6] і зв’язком між турбомеханізмом і двигуном [4] представлена на рис.3.

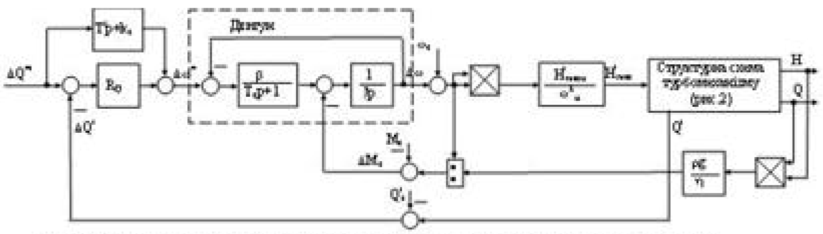

Рис.3. Структурна схема електромеханічної системи автоматичного керування продуктивністю турбомеханізму

На рис.3 прийнято наступні позначення : β - жорсткість механічної характеристики двигуна; Te - електромагнітна стала часу; J – приведений момент інерції установки [4]; η - ККД турбомеханізму; ΔMc – приріст моменту навантаження на валу двигуна; ωc, Mc, Q/c – статичні значення величин для робочої точки. Регулятор продуктивності оперує даними в системі координат H/-Q/.

Асинхронний двигун представляє собою пасивну підсистему [5]. Її швидкодія на порядок вища, ніж в контурі продуктивності, тому включення цієї підсистеми в контур продуктивності не вплине на факт стійкості системи загалом.

Дослідження електромеханічної системи автоматичного керування турбомеханізмом. Дослідження проведено для насосу АР-60М [7] з номінальними даними Qн=46,8 м3/год, Hн=18 м, ωн=150 рад/с, ηн=0,55. Згідно з (1)-(4) та рис.1 отримано H/maxн=21,2 м, c=11,52 м3/год, d=0 м, cosα=0,995, aт=0,00643 м/(м3/год)2.

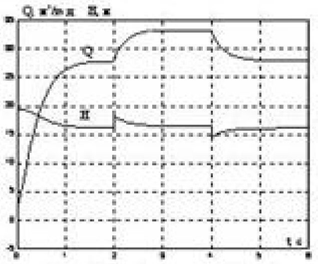

Рис.4. Дослідження стійкості турбомеханізму

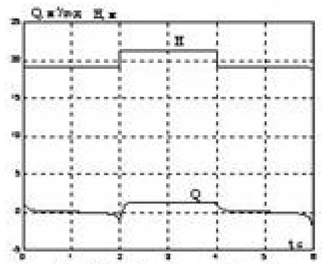

Рис.5. Дослідження стійкості турбомеханізму при $H_{ст}$=19,11 м

На рис.4 представлено результати моделювання (згідно зі структурною схемою на рис.2) процесу пуску насоса при H/max=19,2 м, a=0,00137 м/(м3/год)2, T=0,1 с, Hст=15 м. У момент часу 2 с H/max збільшувався на 2 м, в 4 с – зменшувався на 2 м. Оскільки вихідна робоча точка знаходиться справа від точки максимуму, то в ній забезпечується стійкий режим роботи, про що свідчать результати моделювання. При цьому на початковому етапі пуску, коли продуктивність близька до нуля, видно, як напір спочатку наростає, а згодом спадає, що підтверджує наявність точки максимуму на напірній характеристиці. Подальше зменшення напору відбувається за рахунок збільшення продуктивності. Аналогічні дослідження проведено при a=1,37 м/(м3/год)2, коли робоча точка насоса знаходиться зліва від точки максимуму. У цьому випадку також забезпечується стійкість роботи насоса. При перевищенні Hст значення 19,11 м для вище вказаного значення a виникають нестійкі режими роботи (рис.5).

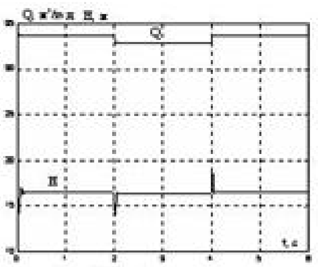

Рис.6. Дослідження системи керування продуктивністю

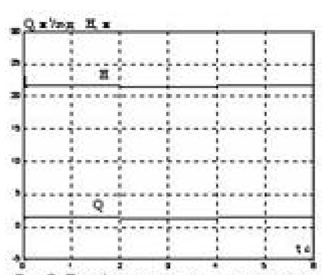

Рис.7. Дослідження системи керування продуктивністю при $H_{ст}$=19,11 м

Дослідження системи керування продуктивністю проведено відповідно до структурної схеми на рис.3 для наступної робочої точки Q/=19,4311 м3/год, H/=18,49 м, ω=149 рад/с при Hст=15 м, a=0,00137 м/(м3/год)2, β=10 Нм/(рад/с), Te=0,01 с, J=0,1 кгм2, RQ=10 (рис.6). Згідно з рівняннями (17), (18) отримано T/=0,3561 с, kc=1,3589. При t=0 ΔQ*/=1 м3/год, в момент часу 2 с приріст завдання зменшується до нуля, в 4 с – повертається до початкового значення. При цьому система керування забезпечує стійкість роботи та бажані показники якості. Збільшення величини RQ призводить до зменшення статичної похибки, але підвищує швидкодію та коливальність системи. Аналогічні дослідження проведено для робочої точки зліва від точки максимуму ω=149 рад/с, H/=20,425 м, Q/=-12,28 м3/год при Hст=19,11 м, a=1,37 м/(м3/год)2 (рис.7). Величина приросту завдання продуктивності складала 0,1 м3/год. Таким чином, система керування забезпечує стійкість роботи та бажану якість у всьому діапазоні регулювання.

Висновки. Запропонована математична динамічна модель турбомеханізмів враховує специфіку екстремальної напірної характеристики. Модель є універсальною і також може застосовуватись для опису динаміки турбомеханізмів з пологими характеристиками.

У робочих точках турбомеханізмів з явно вираженим максимумом зліва від точки екстремуму виникають нестійкі режими, якщо протинапір мережі при нульовій продуктивності перевищує напір турбомеханізму при нульовій продуктивності. Для забезпечення діапазону регулювання продуктивності від нуля до номінального значення необхідна організація замкненої системи керування.

Стійкість електромеханічних систем автоматичного керування продуктивністю турбомеханізмів з екстремальними напірними характеристиками у повному діапазоні регулювання можна забезпечити, базуючись на принципі пасивності. При цьому коефіцієнт затухання повинен перевищувати коефіцієнт самовирівнювання розімкненої системи при всіх можливих значеннях параметрів турбомеханізму.

Література.

1. Поляков В.В., Скворцов Л.С. Насосы и вентиляторы. –М.: Стройиздат, 1980. – 336с.

2. Попович Н.Г., Печеник Н.В., Киселичник О.И., Ковальчук А.В. Особенности экстремальных электромеханических систем автоматического управления и задача энергосбережения// Электротехника, №3, март 2003. Ежемесячный научно-технический журнал – коллективный член академии электротехнических наук РФ. - С.12-17.

3. Попович М.Г., Печеник М.В., Кіселичник О.І., Соколовський О.Ф. Енергозберігаючі інтерактивні електромеханічні системи автоматичного керування насосними установками/ Електромашинобудування та електрообладнання. Тематичний випуск: проблеми автоматизованого електропривода. Випуск 66. Київ, „Техніка”, 2006. - С.311-314.

4. Попович М.Г., Кіселичник О.І. Електромеханічні системи автоматичного керування робочими параметрами турбомеханізмів на основі принципу пасивності// Проблеми автоматизованого електропривода. Теорія і практика. Вісник НТУ”ХПІ”, Випуск 43, 2004. - С.16-19.

5. Попович М.Г., Кіселичник О.І., Островерхов М.Я. Синтез електромеханічної системи автоматичного керування кутовою швидкістю з асинхронним двигуном на основі принципу пасивності //Технічна електродинаміка. Тематичний випуск. Проблеми сучасної електротехніки. Частина 2. Київ 2004. - С.89-93.

6. Попович М.Г., Теряєв В.І., Кіселичник О.І., Бур’ян С.О. Особливості синтезу та дослідження електромеханічних систем з послідовною корекцією та частотно регульованими асинхронними двигунами// Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського. Випуск 3/2007 (44). Частина 2. - С.12-16.

7. Калинушкин М.П. Насосы и вентиляторы. – М.: Высш. шк., 1987. – 176 с.