

П.М. АНДРЕНКО, д-р техн. наук, *І.П. ГРЕЧКА*,
О.В. ДМИТРИЄНКО, канд. техн. наук, НТУ “ХПІ”, м. Харків

РОЗРАХУНКОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ В ГІДРАВЛІЧНОМУ ВІБРАЦІЙНОМУ КОНТУРІ ГІДРОАПАРАТА З ОСЦИЛЯЦІЄЮ

Наведені результати розрахункових досліджень робочого процесу в гідравлічному вібраційному контурі гідроапарата з гідравлічною осциляцією, збудованому на базі шунтуючого резонансного контуру. Визначено вплив його конструктивних та робочих параметрів гідроагрегата на коефіцієнт підсилення цього контуру.

Results of settlement researches of working process in a hydraulic vibrating contour of the hydrodevice with hydraulic oscillation, constructed on the basis of a shunting resonant contour are resulted. Influence of its constructive and working parameters of the hydrounit on factor of strengthening of this contour is defined.

Вступ. Значна частина сучасних гідроагрегатів технологічних та мобільних машин містить гідроапарати з гідравлічним керуванням. Їх використання у гідроагрегатах дозволяє підвищити експлуатаційні характеристики останніх, будувати чисто гідравлічні пристрої керування виконавчими механізмами, легко організувати внутрішні зворотні зв'язки, вони простіші в експлуатації, надійніші і дешевші. Тенденція останніх десятиліть більш широкого застосування гідроапаратів з осциляцією викликана прагненням споживачів гідроагрегатів до підвищення їх технічного рівня. Для гідроапаратів з гідравлічним керуванням розроблено інтерференційний гідравлічний вібраційний контур (ГВК) [1]. Однак, конструктивне виконання цього контуру є досить складним і значення його коефіцієнта підсилення не перевищує 2. В [2] нами запропоновано в якості ГВК гідроапаратів з гідравлічним керуванням використовувати шунтуючий резонансний контур, який забезпечує високий коефіцієнт підсилення та має просте конструктивне виконання, малі габаритні розміри.

Аналіз літературних джерел. Питання розрахунку та проектування ГВК розглянуто в досить невеликій кількості наукових робіт [3 - 9]. В [3, 4] наведено схеми шунтуючих резонансних контурів, залежності по визначенню параметрів каналів та камер. Проте, наведені залежності не дозволяють досліджувати робочий процес в цьому контурі. В статтях [5, 6] наведені математичні моделі шунтуючих резонансних контурів, побудованих з використанням метода Фур'є які можуть бути використанні при визначенні їх коефіцієнтів підсилення. Однак, ці математичні моделі не можуть бути використані при дослідженнях робочих процесів в ГВК. В [7] наведено результати розрахункових, а в [8] експериментальних досліджень впливу параметрів розробленого ГВК гідроапарату на його коефіцієнт підсилення, але не досліджено робочий процес в ньому. Дещо більше відображення цієї

задачі знайшло висвітлення у статі [9]. Але в цій статі не досліджено вплив конструктивних параметрів ГВК та робочих параметрів гідравлічного агрегату на коефіцієнт підсилення цього контуру.

Проведений нами аналіз літературних джерел дозволив встановити, що дослідження робочих процесів в ГВК не знайшло в них належного висвітлення. Отже дослідження робочих процесів в ГВК, збудованому на базі шунтуючого резонансного контуру є актуальним науковим завданням, вирішення якого відкриває шлях до його удосконалення.

Мета статті. Метою статті є дослідження робочих процесів в ГВК гідроапарата, збудованому на базі шунтуючого резонансного контуру.

ГВК на базі шунтуючого резонансного контуру. Розроблений ГВК має таке конструктивне виконання (рис. 1): у циліндричному корпусі 1 (ємкісний елемент) розміщено внутрішній патрубок 2 (інерційний елемент), діаметр якого менше діаметру вхідного патрубку 3. Патрубок 3 з'єднує ГВК із магістраллю живлення (джерела пульсацій тиску робочої рідини), а патрубок 4 – із камерою керування гідроапарата. Ємкісний і інерційний елементи реалізують шунтуючий резонансний контур. Пульсації тиску робочої рідини надходять до ємкості через патрубки 3 та 2. Внаслідок зрушення фаз пульсуючого потоку робочої рідини та власної частоти резонатора, відбувається підсилення пульсацій тиску, який надходить до камери керування гідроапарата і його запірно-регулюючий елемент здійснює осциляційний зворотно-поступальний рух з частотою та амплітудою, яка визначається масою запірно-регулюючого елемента та жорсткістю пружин ГВК. Таким чином, ліквідується сила сухого тертя та покращуються динамічні характеристики гідроапарата.

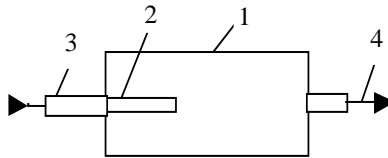


Рис. 1. Схема ГВК: 1 – циліндричний корпус; 2 – внутрішній патрубок; 3 – вхідний патрубок; 4 – вихідний патрубок

Робочі процеси у ГВК. При дослідженні робочих процесів використовували математичну модель ГВК, яка отримана нами з загальних рівнянь гідродинаміки. При її складанні вважали, що витікання робочої рідини з камери керування гідроапарата відбувається в його проточну камеру, а режим течії робочої рідини в кільцевій щілині між золотником і корпусом гідроапарата ламінарний. Математичну модель отримали у зосереджених параметрах, зосередження проводили за Т-подібною схемою, а наприкінці труби за Г-подібною схемою.

Розрахункові дослідження робочих процесів у ГВК проводили в пакеті прикладних програм Mathcad за допомогою розробленої програми шляхом математичного моделювання пульсацій тиску робочої рідини в його каналах та камері. Приймали, що ГВК має такі розміри (див. рис. 2): $l_1 = 200 \cdot 10^{-3}$ м; $d_1 = 10 \cdot 10^{-3}$ м; $L = 126 \cdot 10^{-3}$ м; $D = 32 \cdot 10^{-3}$ м; $d_2 = 6 \cdot 10^{-3}$ м; $l_2 = 45 \cdot 10^{-3}$ м; $l_3 = 50 \cdot 10^{-3}$ м; $d_3 = 8 \cdot 10^{-3}$ м; $l_4 = 32 \cdot 10^{-3}$ м; $d_4 = 12 \cdot 10^{-3}$ м; $\delta = 20 \cdot 10^{-6}$ м. Параметри робочої рідини (масла ІПП): $\rho = 885$ кг/м³; $\nu_r = 2,8 \cdot 10^{-5}$ м²/с; температура 50⁰С; вміст повітря - 0,8%, модуль об'ємної пружності $E = 1,35 \cdot 10^3$ МПа. При розрахунку задавалися початковими і граничними умовами: задавали витрату на виході з об'ємного насоса та знаючи опір гідроагрегату, який задавали за допомогою дроселя встановленого на виході ГВК, знаходили $p_1(0) = p_1(T)$, $p_1(0, t) = p_1(t)$, T – період повторення циклу коливань. Пульсація витрати з виходу об'ємного насоса, які моделювали напівсинусоїдами, як найбільш наближених до реальних пульсацій, становила 0,5 МПа, а частота $f = 97,5$ ґс. Тиск робочої рідини на вході ГВК становив 5 МПа.

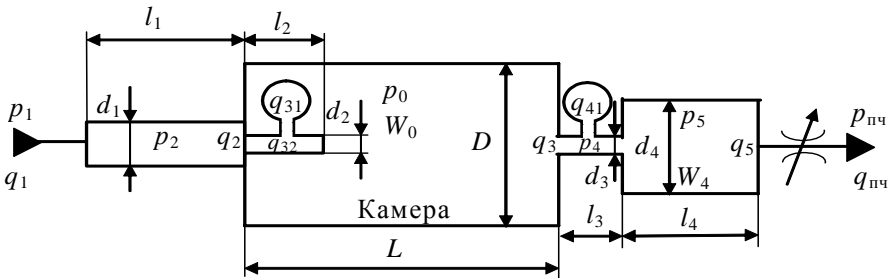


Рис. 2. Розрахункова схема ГВК

Оцінку ефективності ГВК проводили за коефіцієнтом підсилення амплітуди пульсацій тиску робочої рідини на виході ГВК k_I , який дозволяє визначити на скільки збільшиться величина пульсацій тиску на виході ГВК, у порівнянні з його входом

$$k_I = \frac{\Delta \delta_{\text{в\ddot{e}д}}}{\Delta \delta_{\text{в\ddot{e}д}}}, \quad (1)$$

де $\Delta p_{\text{вх}}$ і $\Delta p_{\text{вих}}$ – відповідно, амплітуди пульсацій тиску робочої рідини на вході і виході ГВК, МПа.

В результаті розрахунку отримали графік пульсацій тиску на вході і на виході ГВК при заданих параметрах (рис. 3). Зазначимо, що для ефективно працюючих ГВК $k_I > 1$.

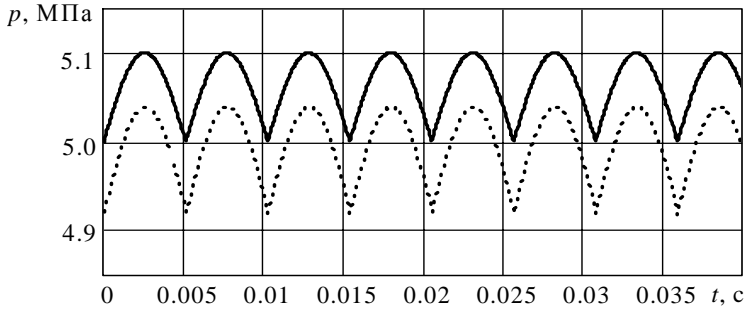
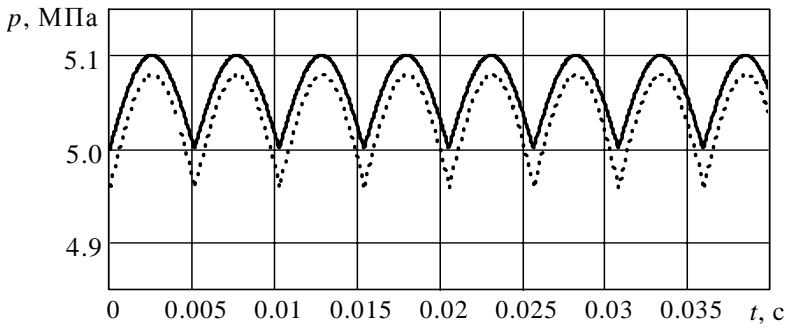
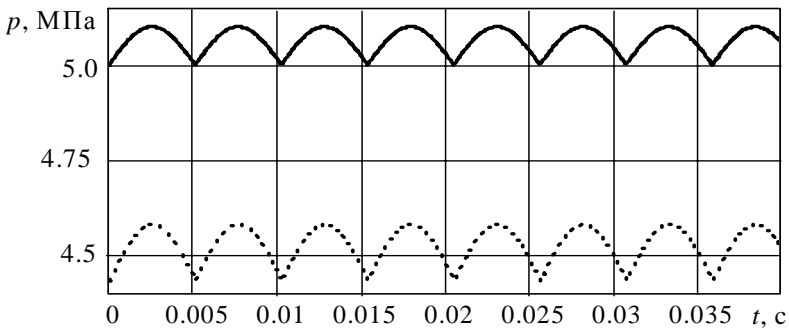


Рис. 3. Графік пульсацій тиску на вході (верхня крива) і виході (нижня крива) ГВК

Змінювали конструктивні розміри та робочі параметри ГВК, моделювали робочі процеси в ньому та досліджували вплив конструктивних параметрів на коефіцієнт підсилення (рис. 4–8, де верхня крива – тиск на вході ГВК, а нижня – тиск на виході).

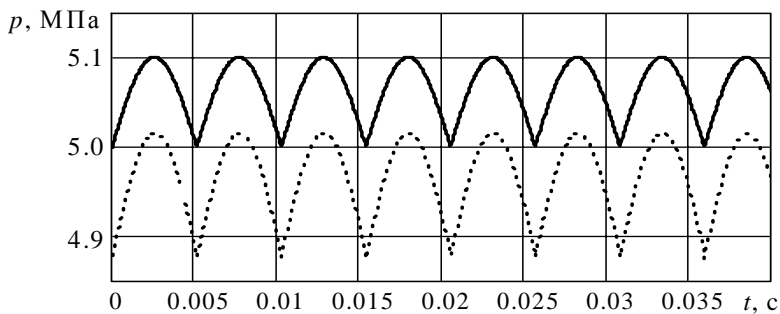


а

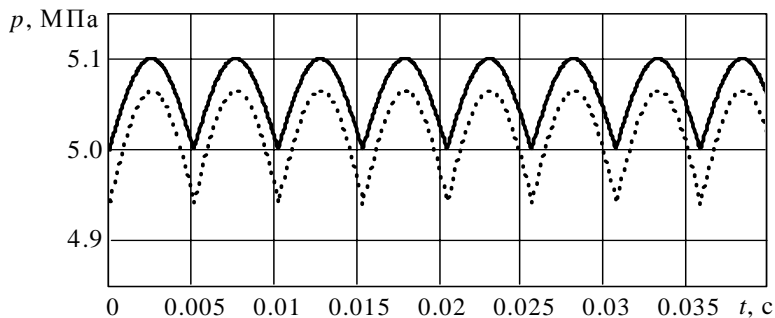


б

Рис. 4. Графіки пульсацій тиску на вході і на виході ГВК при:
а – $d_2 = 12 \cdot 10^{-3}$ м; б – $d_2 = 3 \cdot 10^{-3}$ м



а



б

Рис. 5. Графіки пульсацій тиску на вході і на виході ГВК при:
а – $l_2 = 90 \cdot 10^{-3}$ м; б – $l_2 = 22,5 \cdot 10^{-3}$ м

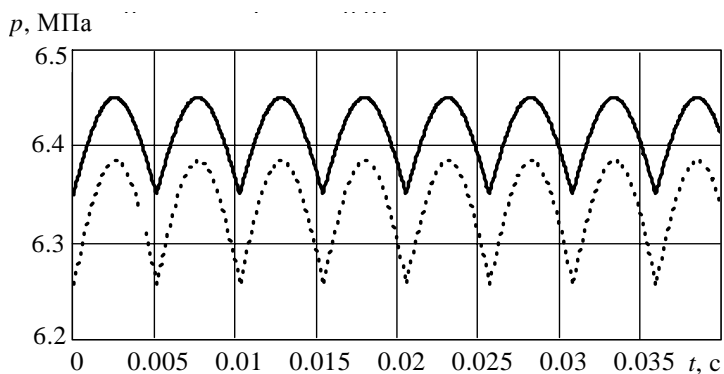


Рис. 6. Графіки пульсацій тиску на вході і на виході ГВК при $p_1 = 6,35$ МПа

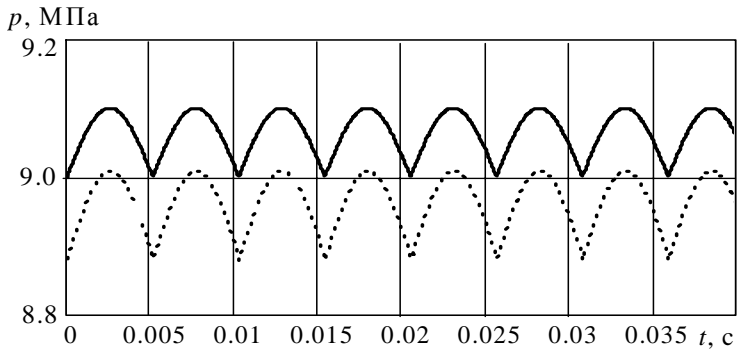
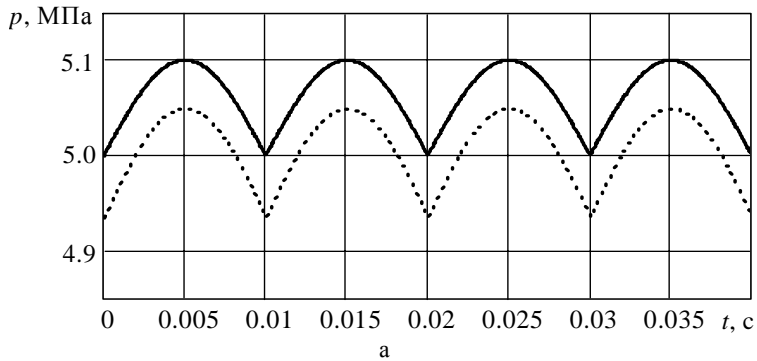
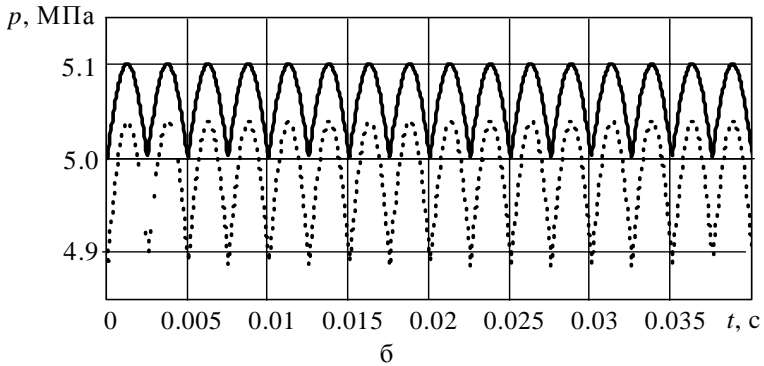


Рис. 7. Графіки пульсацій тиску на вході і на виході ГВК при $p_1 = 9$ МПа



а



б

Рис. 8. Графіки пульсацій тиску на вході і на виході ГВК при:
а – $f = 50$ Гц; б – $f = 200$ Гц

В результаті обробки графіків пульсацій тиску в ГВК отримали залежності коефіцієнта підсилення від його конструктивних та робочих параметрів (рис. 10). Проведені дослідження дозволили встановити, що для забезпечення ефективної роботи ГВК (отримання максимального значення коефіцієнту підсилення) об'єм його камери не повинен бути більшим ніж $75 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ (рис.10, а). Так як, при збільшенні об'єму і довжини камери ГВК коефіцієнт підсилення зменшується (рис. 10, б). Це свідчить про те, що розроблений ГВК має раціональні конструктивні параметри, малу масу та габарити.

Встановлено, що найбільший вплив на значення коефіцієнту підсилення ГВК мають розміри внутрішнього патрубку: зменшення його діаметра та збільшення довжини приводить до підвищення коефіцієнту підсилення (рис. 10, в, г), що відповідає фізиці процесу, який відбувається в ГВК.

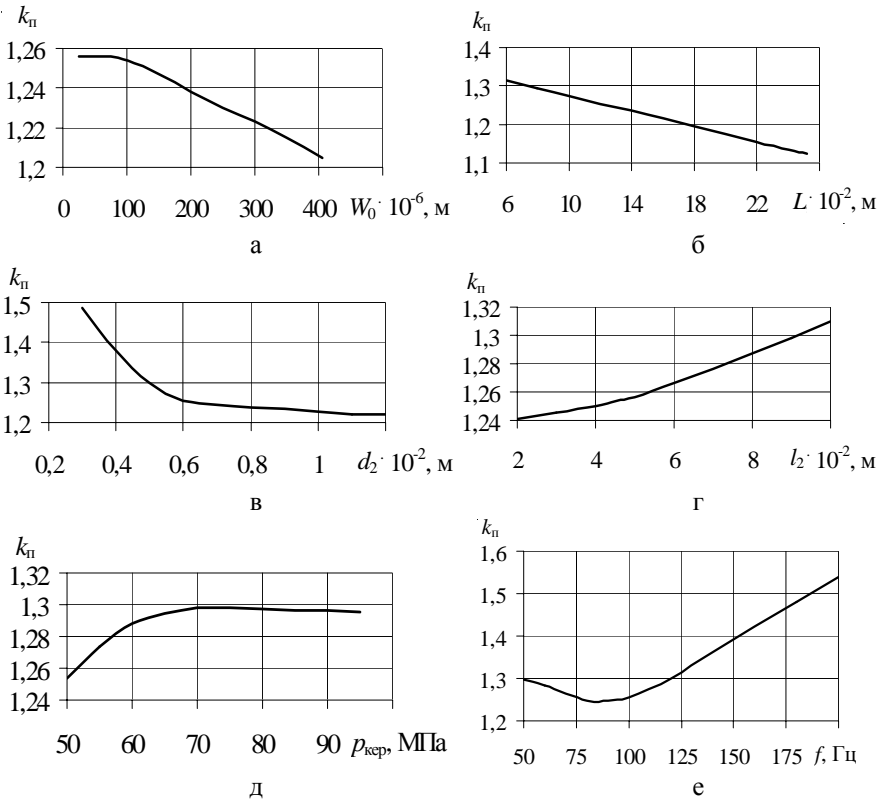


Рис. 10. Залежність коефіцієнта підсилення ГВК від його конструктивних та робочих параметрів: а – об'єму камери ГВК W_0 ; б – довжини камери ГВК L ; в – діаметра внутрішнього патрубку ГВК d_2 ; г – довжини внутрішнього патрубку ГВК l_2 ; д – тиску в камері ГВК p_1 ; е – частоти пульсації робочої рідини f

Тиск у камері ГВК практично не впливає на його коефіцієнт підсилення (рис. 10, д). Установлено, що частота пульсацій тиску на виході з об'ємного насоса суттєво впливає на коефіцієнт підсилення ГВК (рис. 10, е), при чому, в області частот 75–100 Гц спостерігається виразне його зменшення. Значний вплив на коефіцієнт підсилення ГВК має також діаметр камери гідравлічного керування ГР, який обмежений габаритними розмірами.

За допомогою аналітичної обробки графіків (рис. 10) в пакеті прикладних програм Mathcad отримали залежність для розрахунку коефіцієнта підсилення розробленого ГВК

$$k_i = 60,045d_2^2 + 0,124l_2^2 + 7,591d_2l_2 - 127,086d_2 - 5,872l_2 + 59,054. \quad (2)$$

В результаті проведених досліджень встановлено, що визначення раціональних параметрів ГВК треба здійснювати шляхом постановки та розв'язання оптимізаційної задачі.

Висновки. В результаті проведених розрахункових досліджень робочого процесу в ГВК, збудованому на базі шунтуючого резонансного контуру вперше встановлено, що найбільший вплив на коефіцієнт підсилення ГВК має діаметр внутрішнього патрубку та частота пульсацій тиску робочої рідини на виході об'ємного насоса. Розроблений ГВК має масу та габаритні розміри які не перевищують аналогічні середні показники гідроапарата з аналогічним діаметром умовного проходу. Розрахунковим шляхом доведено ефективність використання розробленого ГВК для здійснення гідравлічної осциляції гідроапаратів.

Список літератури: 1. *Андренко П.Н.* Принцип построения гидравлических аппаратов нового класса // Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. – 2001. – № 129, Ч. 2. – С. 102–106. 2. *Гречка І.П.* Гідророзподільник з гідравлічним вібраційним контуром і експериментальний стенд для його дослідження // Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. – 2003. – № 16. – С. 29–34. 3. *Kollek W., Z. Kudzma, J. Rutanski* Mozliwosci skutecznego tlumienia halasu uk ladem filtrow akustycznych // V Konferencja naukowo-techniczna: Rozwoj budowy eksploatacj I badan maszyn robocznych ciezkich. Zakorpane, 1992. S. 203–208. 4. *Шорин В.П.* Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. – М.: Машиностроение, 1980. – 368 с. 5. *Андренко П.М., Дмитрієнко О.В.* Математичні моделі і розрахункові дослідження гідравлічних гасителів і підсилювачів пульсацій тиску // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2004. – № 5 (11). – С. 88–93. 6. *Андренко П.М., Гречка І.П.* Побудова математичної моделі нового гідравлічного вібраційного контуру // Вісник Сумського державного університету. – 2005 – № 12(84) – С. 78–86. 7. *Дмитрієнко О.В., Гречка І.П.* Дослідження впливу параметрів нового гідравлічного вібраційного контуру гідроапарату на його коефіцієнт підсилення // Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. – 2005. – № 39. – С. 83–88. 8. *Гречка І.П., Довгополий М.Д., Федоренко І.М.* Експериментальне дослідження нового гідравлічного вібраційного контуру // Вестник ХНАДУ. – 2007 – Вып. 38. – С. 257–260. 9. *Гречка І.П., Клітний В.В., Мальцев Я.І.* Математичне моделювання течії робочої рідини в новому гідравлічному вібраційному контурі // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2009. – №2/5 (38). – С. 28–31.

Поступила в редколегію 18.02.10