

МЕТОДИ І ПРИЛАДИ ВИМІРЮВАННЯ ВИТРАТИ РІДКОЇ І ГАЗОПОДІБНОЇ ФАЗ

УДК 681.513.52

АНАЛІЗ РЕЖИМІВ РОБОТИ ВІДЦЕНТРОВОГО НАГНІТАЧА ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНОГО АГРЕГАТУ ПРИ ЗМІНАХ ВИТРАТИ В МЕРЕЖІ НА ЗАСАДАХ МЕТОДІВ FUZZY LOGIC

А.І. Лагойда

*ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська 15, тел. (0342) 504521,
e-mail: lahoidaandrii@gmail.com*

За допомогою характеристик антипомпажного клапана, газодинамічних характеристик відцентрового нагнітача, характеристик виконавчого механізму та моделі динаміки нагнітача розроблено імітаційну модель відцентрового нагнітача газоперекачувального агрегату. На основі розробленої імітаційної моделі відцентрового нагнітача здійснено аналіз режимів роботи відцентрового нагнітача газоперекачувального агрегату при змінах витрати в мережі.

Ключові слова: помпаж, відцентровий нагнітач, моделювання, керування, антипомпажний клапан, швидкодія.

С помощью характеристик антипомпажного клапана, газодинамических характеристик центробежного нагнетателя, характеристик исполнительного механизма и модели динамики нагнетателя разработана имитационная модель центробежного нагнетателя газоперекачивающего агрегата. На основе разработанной имитационной модели центробежного нагнетателя осуществлен анализ режимов работы центробежного нагнетателя газоперекачивающего агрегата при изменениях затраты в сети.

Ключевые слова: помпаж, центробежный нагнетатель, моделирование, управление, антипомпажный клапан, быстрдействие.

By means of descriptions of blow-off valve, gas-dynamic descriptions of centrifugal supercharger, descriptions of executive mechanism and model of dynamics of supercharger the simulation model of centrifugal supercharger of gascompressor unit is worked out. On the basis of the worked out simulation model of centrifugal supercharger the analysis of the modes of operations of centrifugal supercharger of gascompressor unit is carried out at the changes of expense in a network.

Keywords: surging, centrifugal blower, modeling, control, anti-surge valve, the speed.

Вступ. Значні зміни витрати в мережі можуть в деяких випадках привести до аварійних зупинок, спричинених відсутністю антипомпажного захисту. Кожен стрибок в продуктивності нагнітача вимагає втручання антипомпажного клапана (АПК), при цьому кількість функцій, які повинен виконувати АПК постійно збільшується.

АПК повинен виконувати регулювання при високих та змінних перепадах тисків за дуже короткий час. Залежно від технологічного процесу, газодинамічних характеристик нагнітача цикл помпажу може варіюватися від декількох секунд до десятків мілісекунд, впродовж яких система антипомпажного

регулювання (АПК) повинна ідентифікувати помпаж, тобто критичне наближення до межі помпажу та швидкість наближення робочої точки компресора до лінії помпажу, і забезпечити спрацювання АПК для припинення розвитку помпажу. З урахуванням даних факторів актуальним стає аналіз режимів роботи відцентрового нагнітача газоперекачувального агрегату при змінах витрати в мережі на основі імітаційної моделі, яка дає змогу імітувати помпажні явища у відцентрованому нагнітачі газоперекачувального агрегату.

Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень і публікацій. На сьогодні регулювання продуктивності

відцентрового нагнітача газоперекачувального агрегату (ВН ГПА) в аварійних режимах, тобто коли нагнітач входить в помпажну зону, здійснюється дроселуванням тобто шляхом перепуску частини газу із нагнітальної лінії на вхід компресора через АПК, який розташований на байпасі. Синтез систем автоматичного антипомпажного керування неможливо здійснити без побудови адекватної математичної моделі (ММ) ВН ГПА. Математичному опису нагнітача присвячено велику кількість робіт. Роботи [1 - 4] присвячені математичному моделюванню динаміки нагнітача, однак моделі, які там наведені не враховують наявність АПК і не дозволяють досліджувати динаміку нагнітача при перепуску частини стисненого газу з виходу ВН на його вхід. Динаміку помпажних явищ в загальній формі описано в роботі [5], але теж без урахування байпасу з АПК. Роботи [6 - 8] присвячені синтезу системи автоматичного регулювання помпажу, однак приводом АПК є електродвигун.

Постановка задачі. Метою роботи є аналіз режимів роботи відцентрового нагнітача газоперекачувального агрегату при змінах витрати в мережі на засадах методів fuzzy logic на розробленій імітаційній моделі ВН ГПА, яка дає змогу імітувати помпажні явища у ВН ГПА та проводити різноманітні дослідження.

Виклад основного матеріалу. Як правило динамічна ММ повинна бути заснована на використанні диференціальних рівнянь нерозривності та кількості руху. Для опису динаміки ВН використаємо таку модель [9]:

$$\begin{cases} \frac{d\dot{\Phi}}{d\tau} = \frac{1}{l_C} (\dot{\Psi}_n(\dot{\Phi}) - \dot{\Psi}), \\ \frac{d\dot{\Psi}}{d\tau} = \frac{1}{4B^2 l_C} (\dot{\Phi} - \dot{\Phi}_T - \dot{\Phi}_{АПК}), \end{cases} \quad (1)$$

де $\dot{\Phi}$ - відносна масова витрата газу через нагнітач;

$\dot{\Psi}$ - відносна ступінь стиснення газового потоку в нагнітачі;

B - параметр Грейтцера;

$$l_C = l_B + l_K + l_H,$$

де l_B - довжина труби на всмоктування;

l_K - довжина нагнітача;

l_H - довжина труби на нагнітання;

$\dot{\Phi}_{АПК}$ - відносна масова витрата газу через АПК;

$\dot{\Phi}_T$ - відносна масова витрата в магістраль газогону;

$$\tau = \frac{Ut}{R} - \text{відносний час;}$$

U - тангенціальна швидкість в середньому діаметрі;

t - реальний час;

R - середній радіус нагнітача.

Для створення імітаційної моделі дану модель потрібно доповнити узагальненою кубічною газодинамічною характеристикою нагнітача.

Апроксимація газодинамічної характеристики ВН ГПА-Ц1-16С/76-1,44 для першого і другого квадрантів здійснена регресійною моделлю у вигляді полінома 5-го порядку:

$$\dot{\Psi}_n(\dot{\Phi}) = \sum_{i=0}^5 c_i \cdot \dot{\Phi}^i, \quad (2)$$

де c_i - коефіцієнти полінома ($c_0 = 0,8849$; $c_1 = -0,226$; $c_2 = 2,6258$; $c_3 = -4,898$; $c_4 = 3,6826$; $c_5 = -1,0674$).

Точність апроксимації рівна 1,5 %.

В якості регулюючого органу вибрано регулюючий орган кульового типу з перфорованою решіткою. Його властивості визначаються витратною характеристикою. Для АПК виробництва СМНВО ім. Фрунзе вибрано лінійну залежність витрати через клапан від кута повороту решітки 5 град. Графік даної залежності наведений на рисунку 1 [10].

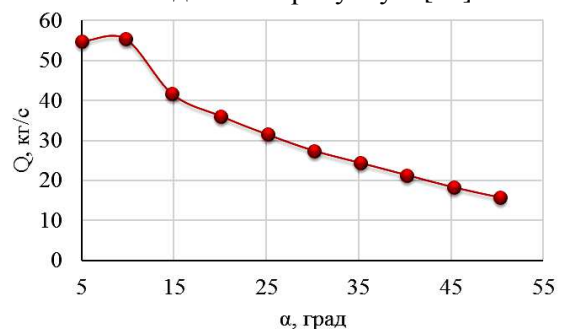


Рисунок 1 - Графік залежності витрати від кута повороту решітки

Дану характеристику апроксимуємо поліномом 5 степеня, яка з урахуванням переходу до відносної витрати з приведенням до входу нагнітача має вигляд:

$$\dot{\Phi}_{АПК} = \sum_{i=0}^5 b_i \cdot \alpha^i, \quad (3)$$

де $\dot{\Phi}_{АПК} = \frac{Q}{Q_0}$ - відносна витрата через АПК за

умов всмоктування;

$\dot{\alpha} = \frac{\alpha}{\alpha_{\max}}$ - відносний хід регулюючого

органу (РО) (кут повороту);

α_{\max} - максимальний хід РО;

Q_0 - масова витрата через нагнітач за умов всмоктування на номінальному режимі;

b_i - коефіцієнти полінома ($b_0 = 0,22996$;

$b_1 = 0,1589$; $b_2 = -4,1187$; $b_3 = 11,4529$;

$b_4 = -12,735$; $b_5 = 5,144$).

В кості виконавчого механізму (ВМ) АПК зазвичай використовують поршневі пневматичні приводи односторонньої дії. Для оцінки динамічних властивостей приводу проведений активний експеримент, де при стрибкоподібній зміні керувального сигналу фіксувався давачем положення (штатний засіб) кут повороту вихідного валу ВМ. Графік перехідного процесу в приводі показаний на рисунку 2.

Здійснивши апроксимацію отримаємо функцію передачі ВМ, яка з урахуванням переходу до безрозмірного часу матиме вигляд:

$$W(s) = \frac{1}{100,56s + 1}. \quad (4)$$

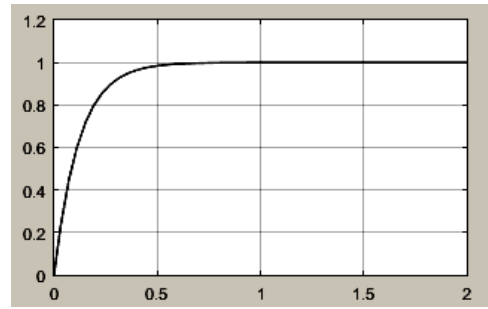


Рисунок 2 - Перехідна характеристика приводу АПК кульового типу

З урахуванням системи рівнянь (1), рівняння газодинамічної характеристики (2), динаміки перетоку через АПК (3), динаміки приводу (4) та регулятора, який включений у контур зворотнього зв'язку стабілізації витрати газу через нагнітач в пакеті Simulink синтезована імітаційна модель ВМ ГПА (рис. 3).

Результати наведені на рисунку 4 засвідчують, що при різкому зниженні витрати в трасі Φ_T регулятор спочатку відкриває АПК і долає явище помпажу, а при відновленні споживання в трасі АПК закривається.

На базі імітаційної моделі проведено дослідження з регуляторами при зниженні витрати в трасі Φ_T , яке наведене на рисунках 5, 6, 7.

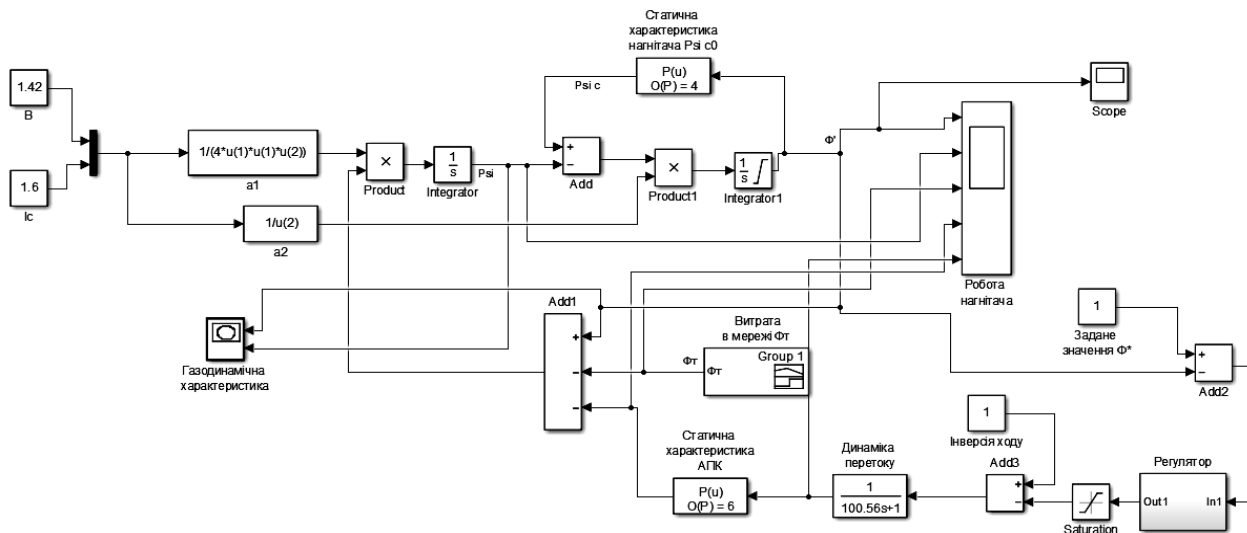


Рисунок 3 - Simulink-модель для дослідження помпажу з доповненнями

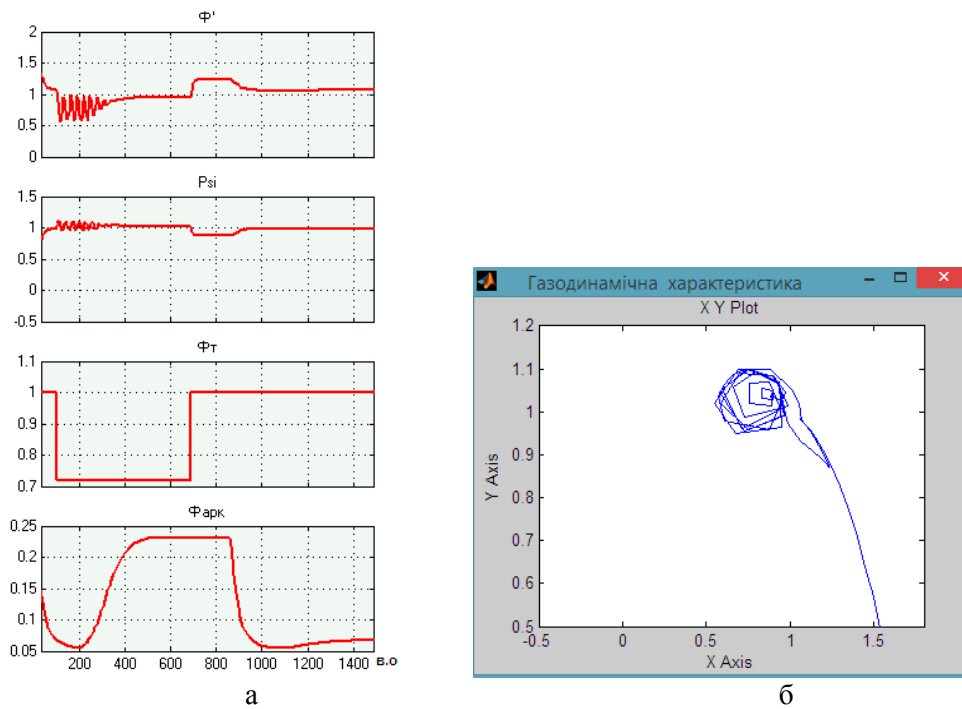


Рисунок 4 - Інтерпретація роботи САР в різних точках імітаційної моделі: а – реакція системи; б – газодинамічна характеристика

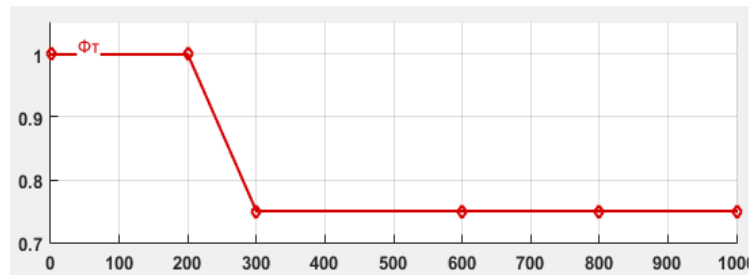


Рисунок 5 - Зниження витрати в трасі Φ_T до 0,75

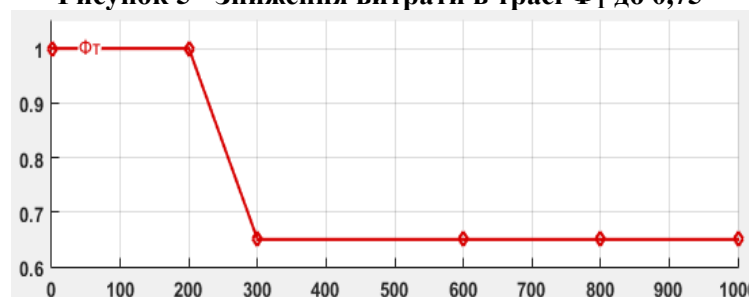


Рисунок 6 - Зниження витрати в трасі Φ_T до 0,65

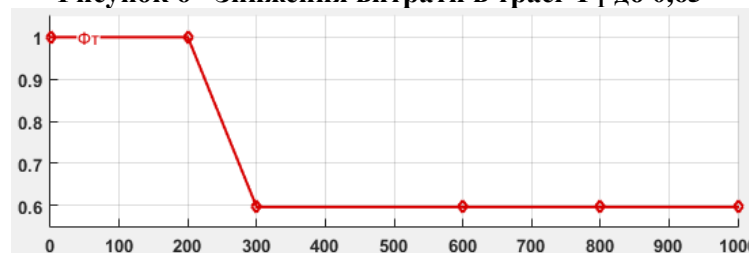


Рисунок 7 - Зниження витрати в трасі Φ_T до 0,6

Для знаходження оптимальних параметрів налаштування регуляторів під час імітаційного моделювання було використано елемент блоку оптимізації Signal Constraint - Check Step Response Characteristics з бібліотеки Simulink. Результати моделювання перехідних процесів при зниженні витрати в трасі до 0,75 з багатопараметричними та фазі регуляторами наведені у таблицях 1 та 2.

Перевішивши час перехідного процесу з відносних значень в дійсні, отримуємо показники якості, які наведені в таблиці 2. Аналогічні дослідження проведені при зниженні витрати в трасі до 0,65 (таблиці 3 та 4) та при зниженні витрати в трасі до 0,6 (таблиці 5 та 6).

Таблиця 1 - Параметри налаштування розроблених регуляторів при зниженні витрати в трасі до 0,75

Регулятор	Параметри налаштування								
	K_p	K_i	K_{D1}	K_{D2}	K_{D3}	K_{p1}	K_{p2}	K_{D1}	K_{D2}
ПД	87.4074	0.0352	7.5189	-	-	-	-	-	-
ПДД2	1507.4	3.52e-5	0.0052	5.189e-11	-	-	-	-	-
ПДД2Д3	880	2.52e-5	5.8e-6	5.189e-16	8.254e-9	-	-	-	-
ПДД2	-	-	-	-	-	1.0324e+3	-	0.3311	6.5990e-6
ПДПД	-	-	-	-	-	478	250	0.0065	0.0100
ПД-фазі	985	1.52e-9	7.85e-6	-	-	-	-	-	-

Таблиця 2 - Показники якості перехідних процесів при зниженні витрати в трасі до 0,75

Тип регулятора	Показники якості перехідного процесу	
	час, с	перерегулювання
ПД	2,35	0%
ПДД2	2	0%
ПДД2Д3	1,8	0%
ПДД2-фазі	1,75	0%
ПД-фазі	1,68	0%
ПДД2	1,6	0%
ПДПД	1,3	0%
ПД з фазі-блоком	1,06	0%

Таблиця 3 - Параметри налаштування розроблених регуляторів при зниженні витрати в трасі до 0,65

Регулятор	Параметри налаштування								
	K_p	K_i	K_{D1}	K_{D2}	K_{D3}	K_{p1}	K_{p2}	K_{D1}	K_{D2}
ПД	88.2359	0.0894	6.6289	-	-	-	-	-	-
ПДД2	1607.6	3.66e-5	0.0087	5.269e-11	-	-	-	-	-
ПДД2Д3	963	2.64e-5	5.7e-6	5.568e-16	9.445e-9	-	-	-	-
ПДД2	-	-	-	-	-	1.364e+3	-	0.8860	7.3660e-6
ПДПД	-	-	-	-	-	521	136	0.0132	0.0880
ПД-фазі	1024	2.52e-9	8.96e-6	-	-	-	-	-	-

Таблиця 4 - Показники якості перехідних процесів при зниженні витрати в трасі до 0,65

Тип регулятора	Показники якості перехідного процесу	
	час, с	перерегулювання
ПД	2,62	0%
ПДД2	2,31	0%
ПДД2Д3	1,96	0%
ПДД2-фазі	1,92	0%
ПІ-фазі	1,84	0%
ПДД2	1,77	0%
ПДПД	1,56	0%
ПД з фазі-блоком	1,41	0%

Таблиця 5 - Параметри налаштування розроблених регуляторів при зниженні витрати в трасі до 0,6

Регулятор	Параметри налаштування								
	K_p	K_i	K_{D1}	K_{D2}	K_{D3}	K_{p1}	K_{p2}	K_{D1}	K_{D2}
ПД	92.3556	0.6254	7.2154	-	-	-	-	-	-
ПДД2	1457.4	2.65e-5	0.0145	4.223e-11	-	-	-	-	-
ПДД2Д3	989	4.654e-5	3.98e-6	2.896e-16	9.456e-9	-	-	-	-
ПДД2	-	-	-	-	-	3.1235e+3	-	0.658	7.5990e-6
ПДПД	-	-	-	-	-	521	310	0.0067	0.0230
ПД-фазі	964	1.56e-9	7.85e-6	-	-	-	-	-	-

Таблиця 6 - Показники якості перехідних процесів при зниженні витрати в трасі до 0,6

Тип регулятора	Показники якості перехідного процесу	
	час, с	перерегулювання
ПД	2,66	0%
ПДД2	2,37	0%
ПДД2Д3	2,10	0%
ПДД2-фазі	1,98	0%
ПІ-фазі	1,89	0%
ПДД2	1,84	0%
ПДПД	1,64	0%
ПД з фазі-блоком	1,47	0%

В результаті імітаційного моделювання визначено регулятор, який значно підвищив швидкодію досліджуваної системи антипомпажного керування.

Висновки. В результаті проведеного аналізу режимів роботи відцентрового нагнітача газоперекачувального агрегату при змінах витрати в мережі за допомогою імітаційної моделі визначено, що ПД з фазі-блоком

автоматичного налаштування коефіцієнтів забезпечує найкращі показники якості.

1. Грейтцер Е. М. Помпаж и вращающийся срыв в осевых компрессорах / Е. М. Грейтцер. // Экспериментальные результаты и сравнение с теорией. Энергетические машины и установки. - 1976. - С. 73-96.

2. Moor F. K. A theory of rotating of multistage compressor / F. K. Moor // J. Eng. Gas Turbines Power Trans ASME. - 1984. - 106. - P. 313 - 349.

3. Moor F. K. A theory of post-stall transients in axial flow compressor / F. K. Moor, E. M. Greitzer // J. Eng. Gas Turbines Power Trans ASME. - 1986. - 108(1). - P. 68 - 76.

4. Greitzer E. M. Surge and rotating stall in axial flow compressor: Part 1. Theoretical compression System model / E. M. Greitzer // J. Eng. Gas Turbines Power Trans ASME. - 1976. - 98. - P. 190 - 198.

5. Казакевич В. В. Автоколебания (помпаж) в компрессорах / В. В. Казакевич. - М.: Машиностроение, 1974. - 265 с.

6. Цебенко М. В. Математические модели устранения помпажа в центробежном компрессоре / М. В. Цебенко, А. В. Садовой, Р. С. Волянский // Вісник КДУ ім. М. Остроградського. - 2010. - Випуск 4(63). - С. 167 - 169.

7. Садовой А. В. Динамическая модель электромеханической системы «центробежный компрессор - приводной двигатель» / А. В. Садовой, М. В. Цебенко, Д. А. Нагорный // Вісник НТУ «ХПІ». - 2014. - №15(1058). - С. 134-140.

8. Волянська Л. Г. Динаміка втрати газодинамічної стійкості в осьовому компресорі / Л. Г. Волянська // Вісник НАУ. - 2005. - № 3. - С. 104 - 107.

9. Семенцов Г. Н. Розробка імітаційної моделі відцентрового нагнітача газоперекачувального агрегату з врахуванням байпасу / Г. Н. Семенцов, А. І. Лагойда, М. І. Козуляк. // Технологический аудит и резервы производства. - 2016. - №5/2(31). - С. 4-9.

10. Савченко Е. Н. Антипомпажный регулирующий клапан центробежного нагнетателя природного газа / Е. Н. Савченко, А. И. Сидорец, И. И. Сидорец // Вісник Сум ДУ. Серія «Технічні науки». - 2009. - №4. - С. 83-89.

11. Семенцов Г. Н. Антипомпажне керування газоперекачувальним агрегатом із застосуванням багатопараметричних регуляторів / Г. Н. Семенцов, А. І. Лагойда. // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. - 2014. - №4/8(70). - С. 34-39.

Поступила в редакцію 17.05.2018 р.

Рекомендували до друку: докт.техн.наук,
проф. Семенцов Г. Н., докт. техн. наук, проф.
Олійник А. П.