

УДК 681.513.52

ДОСЛІДЖЕННЯ БАГАТОПАРАМЕТРИЧНИХ ТА ФАЗИ РЕГУЛЯТОРІВ НА ОСНОВІ РОЗРОБЛЕНОЇ ІМІТАЦІЙНОЇ МОДЕЛІ ВІДЦЕНТРОВОГО НАГНІТАЧА ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНОГО АГРЕГАТУ*А.І. Лагойда**ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська 15, тел. (0342) 504521,
e-mail: lahoidaandrii@gmail.com*

У статті на основі газодинамічних характеристик відцентрового нагнітача, характеристик антипомпажного клапана, виконавчого механізму та моделі динаміки нагнітача синтезовано у програмному продукті Matlab імітаційну модель відцентрового нагнітача газоперекачувального агрегату. Розроблена імітаційна модель відцентрового нагнітача дає змогу імітувати помпажні явища у відцентровому нагнітачі газоперекачувального агрегату.

На основі розробленої імітаційної моделі проведено дослідження з багатопараметричними та фазі регуляторами.

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

В статье на основе газодинамических характеристик центробежного нагнетателя, характеристик антипомпажного клапана, исполнительного механизма и модели динамики нагнетателя синтезировано в программном продукте Matlab имитационную модель центробежного нагнетателя газоперекачивающего агрегата. Разработанная имитационная модель центробежного нагнетателя позволяет имитировать помпажные явления в центробежном нагнетателе газоперекачивающего агрегата.

На основе разработанной имитационной модели проведено исследование с многопараметрическими и фазы регуляторами.

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

On the basis of the gas-dynamic characteristics of a centrifugal supercharger, performance surge valve, actuator and blower dynamics model synthesized in the software product Matlab simulation model of a centrifugal supercharger pumping unit. The developed simulation model to simulate the centrifugal compressor surge phenomena in the centrifugal supercharger pumping unit. Based on the developed simulation model the study of the multivariable and fuzzy regulators has been conducted.

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

Вступ.

На перших етапах нагнітачів втрати від непередбачених зупинок, через відсутність антипомпажного захисту була досить мала. Виконання функцій з відкриття простих стандартних вентилів на байпас залежала тільки від розрахунку вентилів на перепади тиску. Питання захисту вирішувалося простим перепуском газу в атмосферу без застосування складних механізмів байпаса.

З ростом продуктивності збільшувалися втрати від такого способу захисту і регулювання. У крайніх випадках це були нерегульований розгін ротора і входження в повну зону помпажу.

Проблема ускладнювалася тим, що кожен стрибок в продуктивності нагнітача вимагав підвищення швидкодії антипомпажного клапана (АПК), при цьому кількість функцій, які він повинен був виконувати, збільшувалась.

Однією з специфічних функцій в арматурі, які повинен виконувати АПК, є можливість регулювання при високих і змінних перепадах тисків за дуже короткий час. Залежно від технологічного процесу, газодинамічних характеристик нагнітача цикл помпажу міг варіюватися від декількох секунд до десятків мілісекунд, впродовж якого система антипомпажного регулювання (АПР) повинна не тільки ідентифікувати помпаж, критичне

наближення до межі помпажу і швидкість наближення робочої точки компресора до лінії помпажу, але і забезпечити спрацювання АПК для припинення розвитку помпажу. У даному випадку актуальним стає розроблення імітаційної моделі, що дасть 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) виконується, в основному, шляхом зміни частоти обертання силової турбіни газотурбінного двигуна. В аварійних режимах, коли нагнітач входить в помпажну зону, застосовують дроселювання шляхом перепуску частини газу із нагнітальної лінії на вхід компресора через АПК, який встановлений на байпасі. Тому важливим є створення систем автоматичного антипомпажного керування. Однак синтез системи керування неможливо здійснити без побудови адекватної математичної моделі (ММ) нагнітача. Математичному опису нагнітача присвячений ряд робіт [1, 2]. Всі вони мають певні недоліки, основними з яких є відсутність ММ нагнітача і відповідно складність застосування наведених там

результатів при побудові систем керування компресом. Відомі роботи зарубіжних авторів, присвячені математичному моделюванню динаміки нагнітача, наприклад, [3–6], однак наведені там моделі не враховують наявність АПК і не дозволяють досліджувати динаміку нагнітача при перепуску частини стисненого газу з нагнітання на всмоктування. Узагальнений опис динаміки помпажних явищ представлений також в роботі [7], однак теж без врахування байпасу з АПК. Синтезу системи автоматичного регулювання (САР) помпажу присвячені роботи [8–10], однак приводом АПК є електродвигун.

Постановка завдань. Метою даної роботи є розробка імітаційної моделі ВН ГПА, яка дасть змогу імітувати помпажні явища у ВН ГПА, а отже проводити на її основі різноманітні дослідження в тому числі з багатопараметричними та фази регуляторів.

Виклад основного матеріалу. Динамічна ММ заснована на використанні диференціальних рівнянь нерозривності, кількості руху та енергії. Як правило, при побудові динамічної ММ, що дозволяє проводити аналіз робочого процесу в системі «нагнітач – мережа за нагнітачем» (рис. 1) [3].

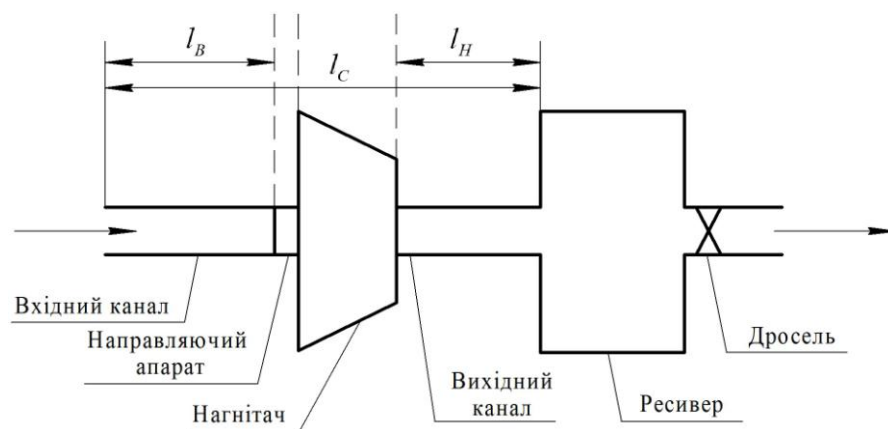


Рисунок 1 - Схематичне представлення системи «нагнітач – мережа за нагнітачем»

Для опису динаміки нагнітача у роботі використана модель Мура-Грейтцера [3]:

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

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

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

$\dot{\Phi}'_T$ – відносна масова витрата мережі;

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;

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

U – тангенціальна швидкість в середньому діаметрі;

R – середній радіус нагнітача;

t – реальний час;

$\dot{\Psi}_n(\dot{\Phi})$ – газодинамічна характеристика нагнітача на номінальному режимі.

З врахуванням перепуску газу через АПК, оскільки $\dot{\Phi}'_T = \dot{\Phi}_T + \dot{\Phi}_{АПК}$, рівняння (1) можна записати у такий спосіб:

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

де: $\dot{\Phi}_{АПК}$ – відносна масова витрата газу через АПК;

$\dot{\Phi}_T$ – відносна масова витрата в магістраль газогону.

При використанні для моделювання моделі Мура-Грейтцера [3], як правило, вона доповнюється узагальненою кубічною газодинамічною характеристикою нагнітача (рис. 2).

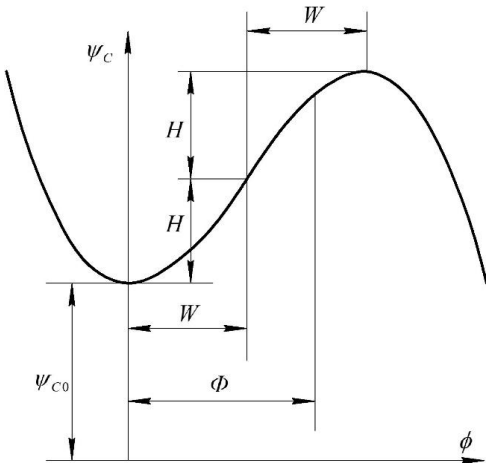


Рисунок 2 - Універсальна безрозмірна кубічна газодинамічна характеристика нагнітача В [3] запропоновано наступну залежність:

$$\dot{\Psi}_n(\dot{\Phi}) = \psi_{c0} + H \left(1 + \frac{3}{2} \left(\frac{\dot{\Phi}}{W} - 1 \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{\dot{\Phi}}{W} - 1 \right)^3 \right), \quad (3)$$

де ψ_{c0} – стиснення при відсутності витрати;

W – півширина газодинамічної характеристики;

H – піввисота газодинамічної характеристики.

Нами запропоновано наступну залежність:

$$y = a + bx^n + cx^{n+1} + \dots + kx^{m+1},$$

де n - порядок полінома ($n = 1, 2, 3, \dots, m$);

a, b, c, \dots, k - константи.

Використання описаної вище ММ Мура-Грейтцера дозволяє моделювати робочий процес у системі «нагнітач – мережа за нагнітачем» у зривній області робочих режимів в першому і другому квадрантах характеристики.

Для нагнітача ГПА-Ц1-16С/76-1,44 базава приведена газодинамічна характеристика для номінального режиму роботи була доповнена симетричною ділянкою в області нестійкої роботи нагнітача. Далі характеристика табульована і приведена до відносних координат у відповідності з такими залежностями:

$$\dot{\Phi} = \frac{\Phi_{np}}{\Phi_0} \text{ – відносна витрата через нагнітач}$$

за умов всмоктування;

Φ_0 – об’ємна витрата через нагнітач за умов всмоктування на номінальному режимі;

$$\dot{\Psi}_n = \frac{\Psi_{np}}{\Psi_0} \text{ – відносна ступінь стиснення у}$$

нагнітачі за умов всмоктування;

Ψ_0 – ступінь стиснення у нагнітачі за умов всмоктування на номінальному режимі ($\dot{n}_{np} = 1$).

Апроксимація розширеної газодинамічної характеристики для першого та другого квадрантів здійснена регресійною моделлю у вигляді полінома 5-го порядку:

$$\dot{\Psi}_n(\dot{\Phi}) = \sum_{i=0}^5 c_i \cdot \dot{\Phi}^i, \quad (4)$$

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 складає – 1,5 %.

Регулюючий орган (кульового типу з перфорованою решіткою) є безінерційним елементом, і його властивості визначаються витратною характеристикою. Для кульового АПК виробництва СМНВО ім. Фрунзе (м. Суми) вибираємо лінійну залежність витрати через клапан під кутом повороту решітки 5 град. Графік цієї залежності наведений на рис. 3 [11].

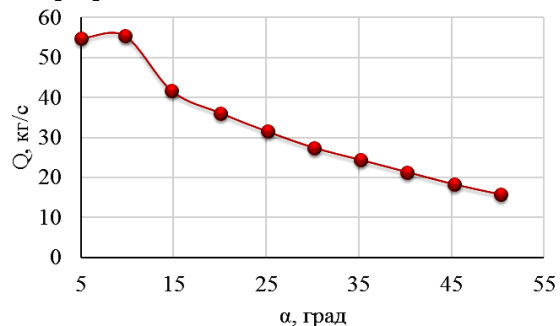


Рисунок 3 - Графік залежності витрати від кута повороту решітки

Характеристика апроксимована поліномом 5 степеня і з врахуванням переходу до відносної витрати з приведенням до входу нагнітача має вигляд:

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

де $\dot{\Phi}_{АПК} = \frac{Q}{Q_0}$ – відносна витрата через АПК за умов всмоктування;

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

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

органу (РО) (кут повороту);

α_{\max} – максимальний хід РО;

b_i – коефіцієнти полінома ($b_0 = 0,22996$; $b_1 = 0,1589$; $b_2 = -4,1187$; $b_3 = 11,4529$; $b_4 = -12,735$; $b_5 = 5,144$).

Як виконавчий механізм (ВМ) АПК використовують поршневі пневматичні приводи та електроприводи. Проте на компресорних станціях частіше застосовують поршневі приводи односторонньої дії. З метою покращення їх динамічних характеристик вони комплектуються позиціонерами та бустерами. 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 рис. 4. Після апроксимації отримали функцію передачі ВМ у вигляді аперіодичної ланки

першого порядку з точністю, достатньою для практичного використання (<2,5 %).

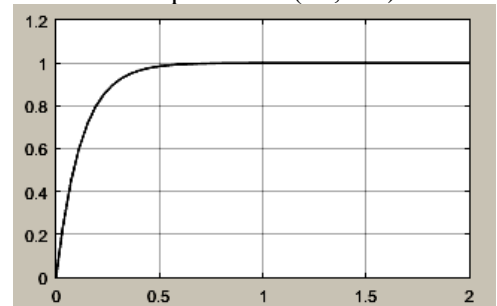


Рисунок 4 - Перехідна характеристика приводу АПК кульового типу

З врахуванням переходу до безрозмірного часу отримали:

$$W(s) = \frac{1}{100,56s + 1}. \quad (6)$$

Таким чином, рівняння (6) описує динамічні властивості АПК на байпасній лінії з врахуванням прийнятих вище припущень.

На основі системи рівнянь (2) та рівняння газодинамічної характеристики (4) в пакеті Simulink синтезована імітаційна модель нагнітача (рис. 5, 6).

Для дослідження системи «нагнітач – мережа за нагнітачем – АПК» попередня імітаційна модель доповнена динамікою перетоку через АПК з врахуванням характеристики АПК (5), динаміки приводу (6) (рис. 7). Шляхом зміни витрати в мережі нагнітач виведений в зону помпажу, і зміною частки перепуску газу через АПК явище помпажу долається. Результати досліджень показані на рисунку 8.

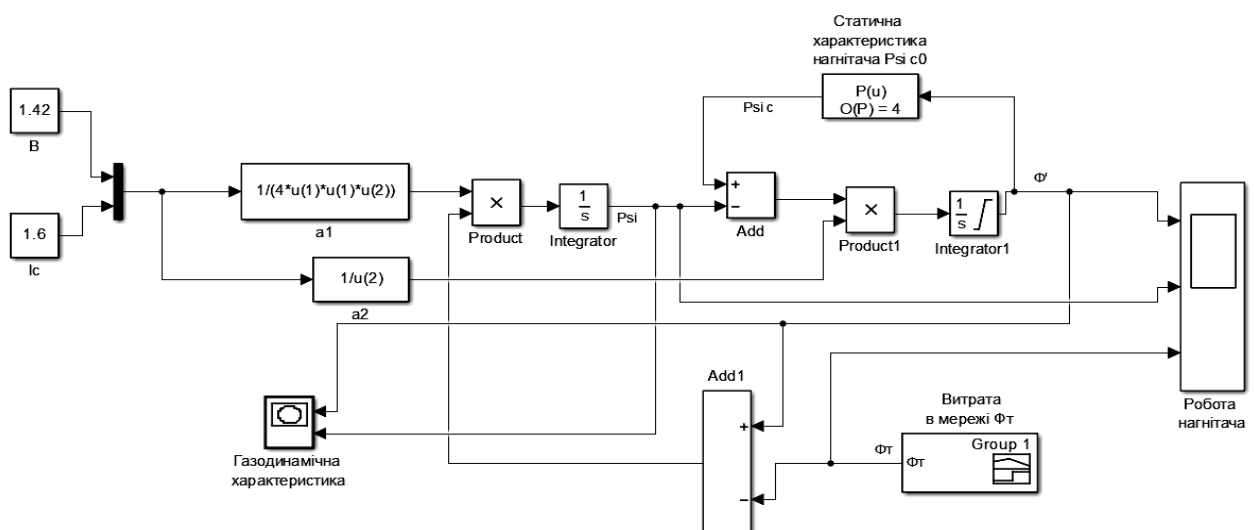


Рисунок 5 - Simulink-модель для дослідження помпажу

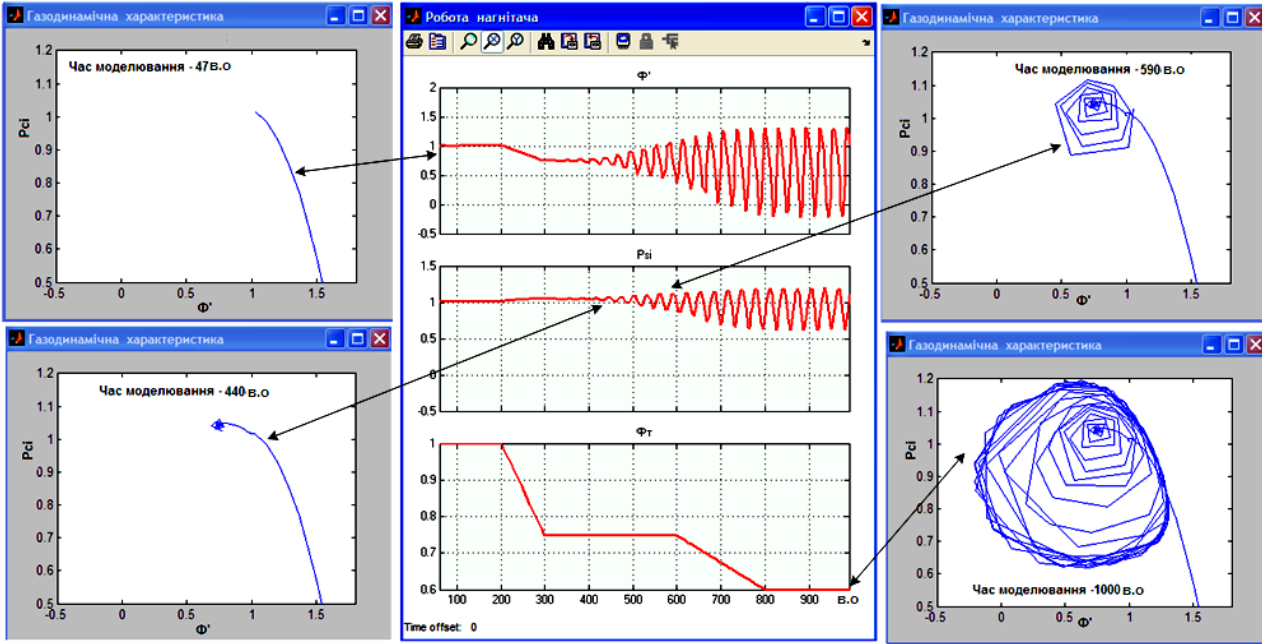


Рисунок 6 - Результати моделювання процесу зародження та розвитку помпажу

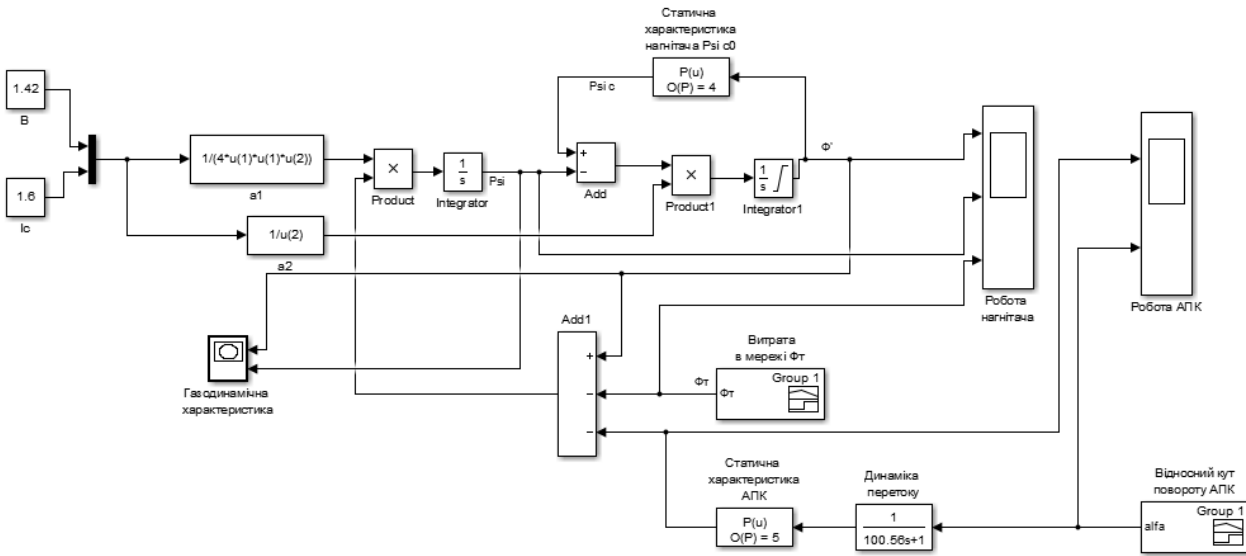


Рисунок 7 - Дослідження впливу АПК на помпаж

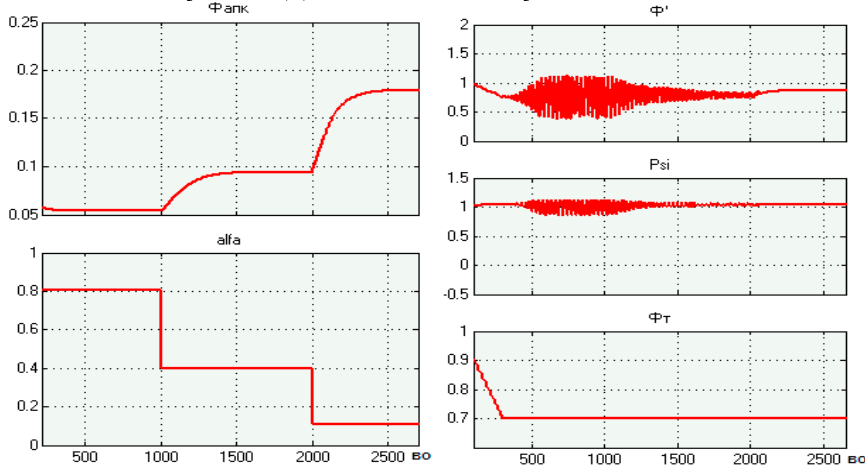


Рисунок 8 - Дослідження роботи АПК «нагнітач - мережа за нагнітачем - АПК»

На рисунку 9 показана імітаційна модель для дослідження АПК з використанням регулятора, який включений у контур зворотнього зв'язку стабілізації витрати газу через нагнітач.

Результати моделювання показані на рис. 10. При значному різкому зниженні витрати в трасі Φ_T регулятор спочатку відкриває АПК і долає явище помпажу, а при відновленні споживання в трасі АПК закривається.

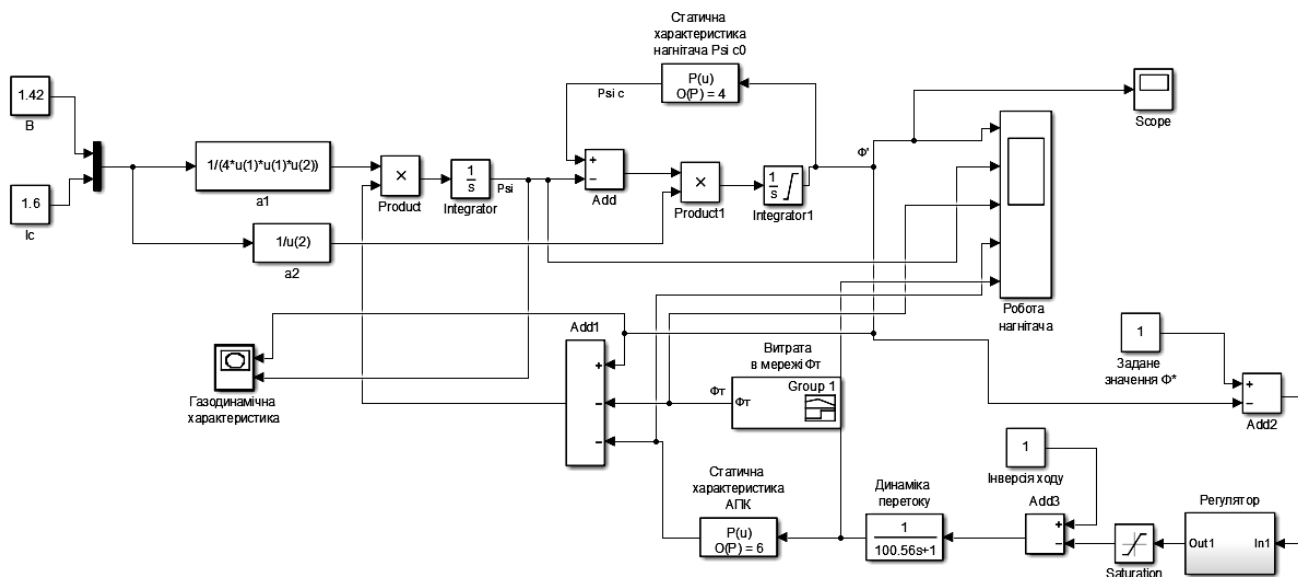


Рисунок 9 - Simulink-модель для дослідження помпажу з доповненнями

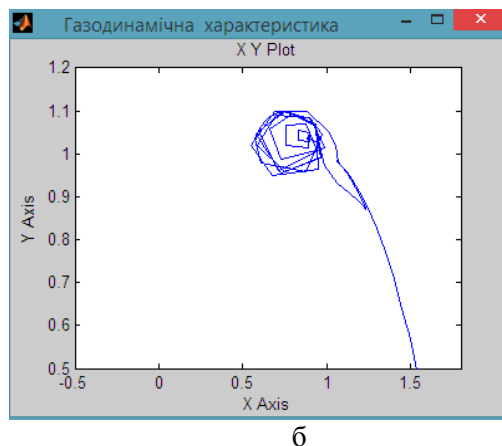
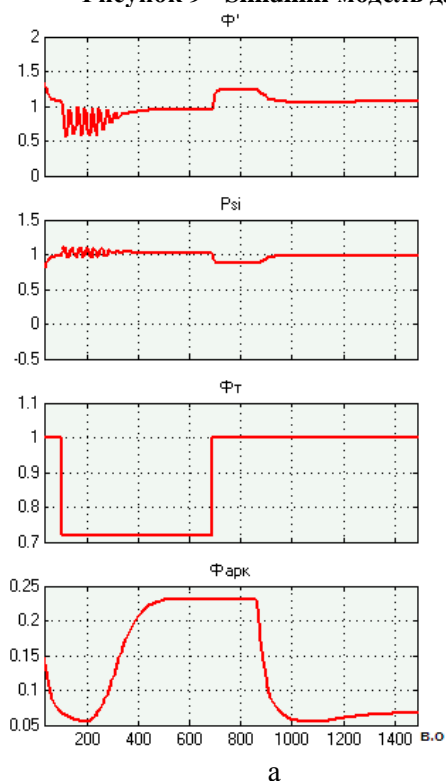


Рисунок 10 - Інтерпретація роботи САР в різних точках імітаційної моделі: а – реакція системи; б – газодинамічна характеристика

На основі розробленої імітаційної моделі проведено дослідження з багатопараметричними [12] та фазі регуляторами [13] при зниженні витрати в трасі Φ_T , яке наведено на рисунку 11.

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 з відповідними регуляторами наведені на рисунках 12-19 та у таблицях 1 та 2.

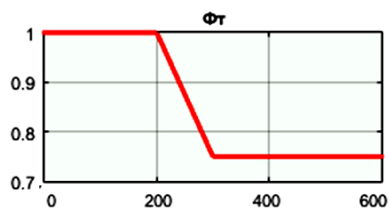


Рисунок 11 - Зниження витрати в трасі Φ_T

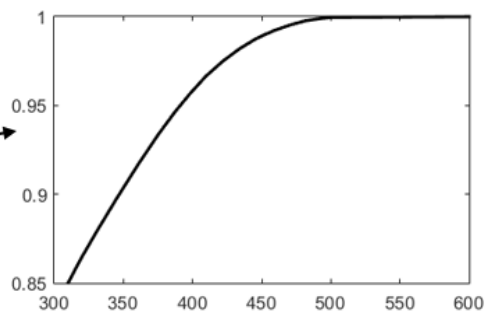
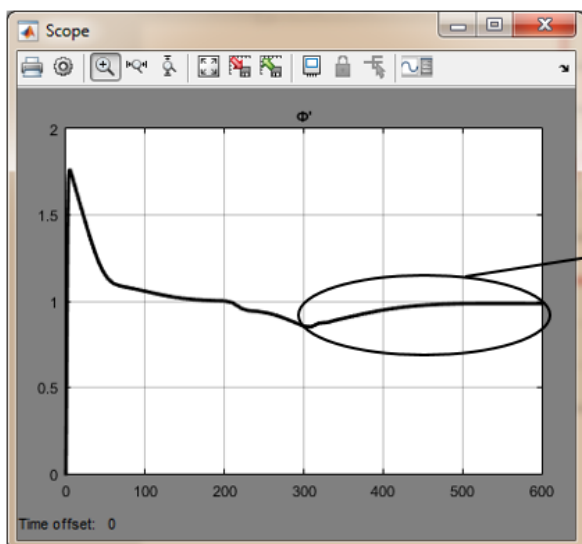


Рисунок 12 - Імітаційне моделювання перехідних процесів з ПІД-регулятором

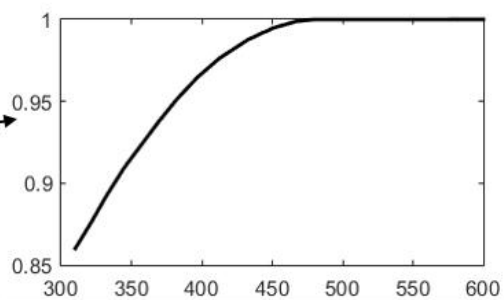
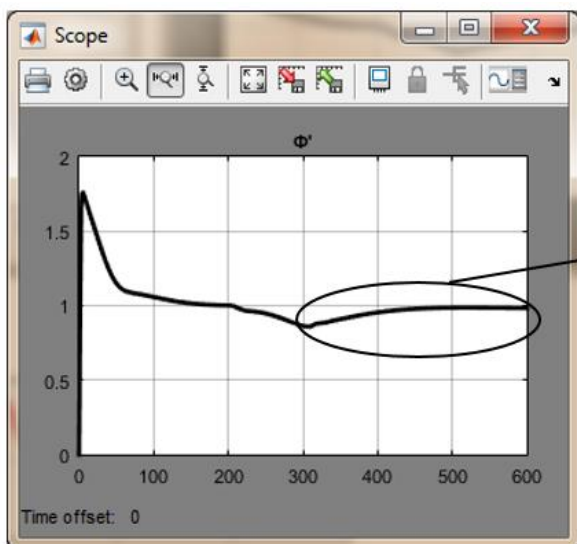


Рисунок 13 - Імітаційне моделювання перехідних процесів з ПІД2-регулятором

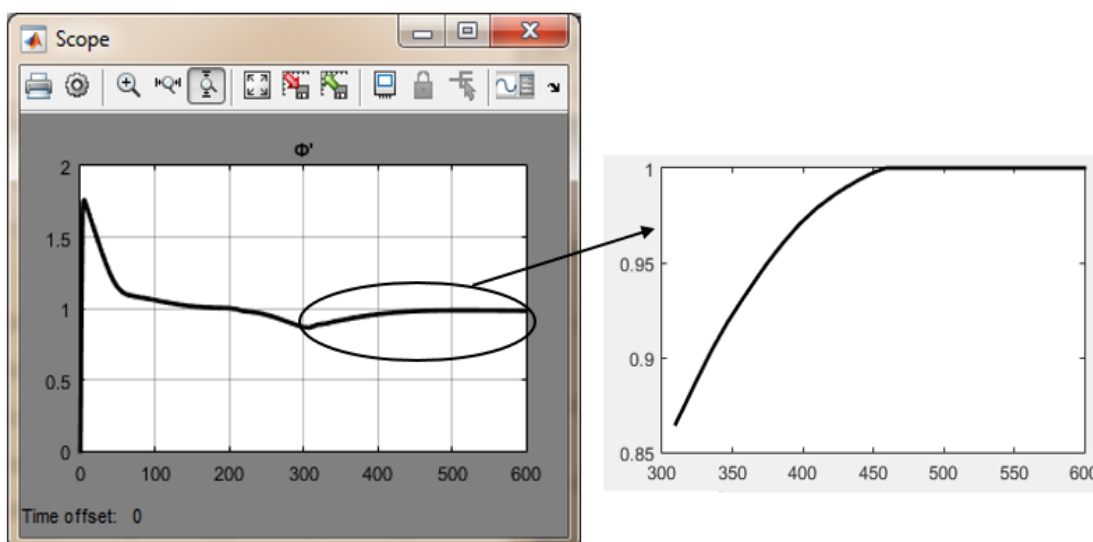


Рисунок 14 - Імітаційне моделювання перехідних процесів з ПДД2Д3-регулятором

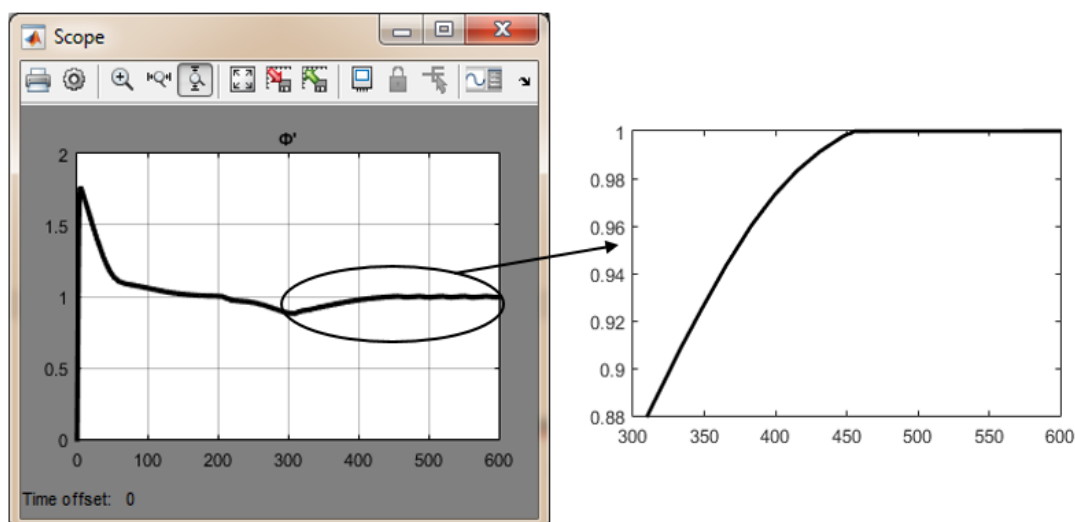


Рисунок 15 - Імітаційне моделювання перехідних процесів з ПДД2-фазі-регулятором

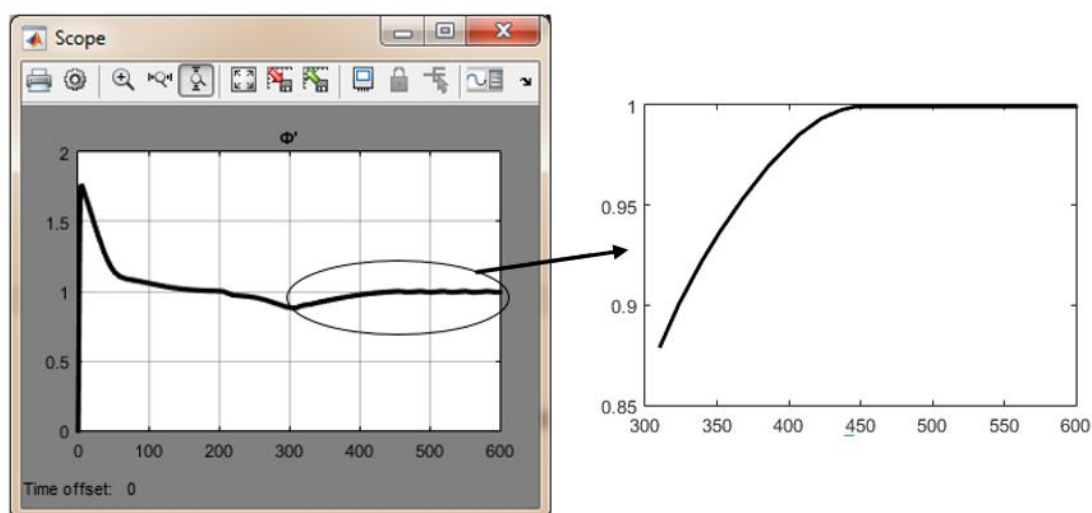


Рисунок 16 - Імітаційне моделювання перехідних процесів з ПІ-фазі-регулятором

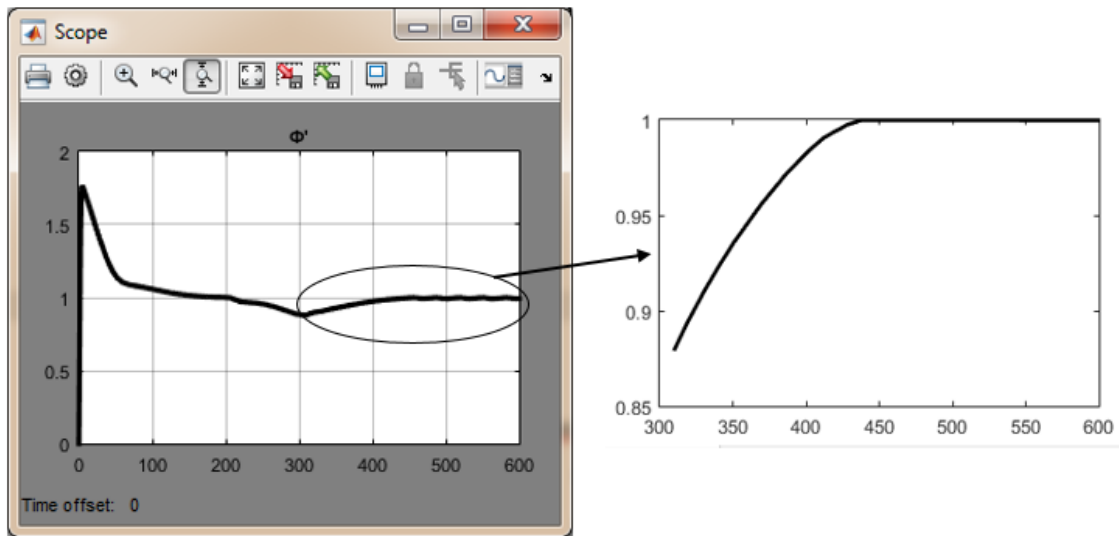


Рисунок 17 - Імітаційне моделювання перехідних процесів з ПДІ2-регулятором

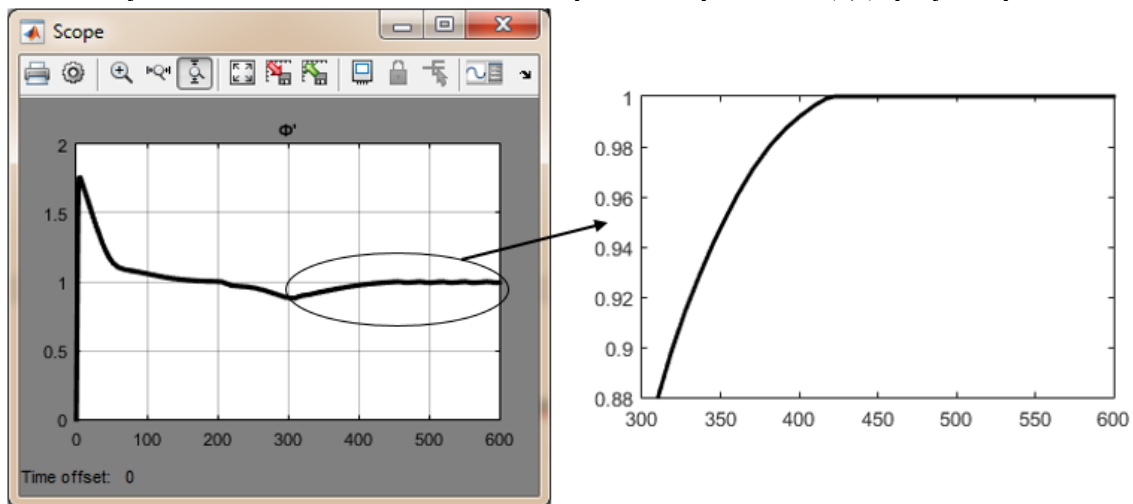


Рисунок 18 - Імітаційне моделювання перехідних процесів з ПДІ-регулятором

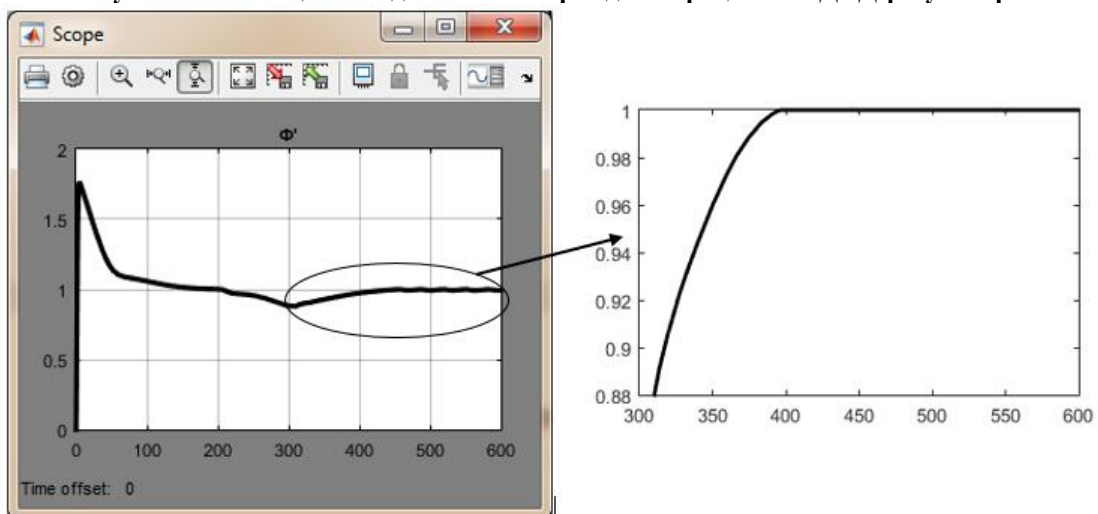


Рисунок 19 - Імітаційне моделювання перехідних процесів з ПДІ-регулятором з фазі-блоком автоматичного налаштування коефіцієнтів

Таблиця 1 -Параметри налаштування розроблених регуляторів

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

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

В результаті імітаційного моделювання розроблено метод синтезу регуляторів, які значно підвищили швидкодію досліджуваної системи антипомпажного керування.

Висновки. В результаті проведених досліджень визначено статичну математичну модель відцентрового нагнітача газоперекачувального агрегату, математичну модель антипомпажного клапана та перехідну характеристику приводу антипомпажного клапана на основі яких синтезовано імітаційну модель відцентрового нагнітача газоперекачувального агрегату та проведено моделювання з багатопараметричними та фазі регуляторами.

1. *Aben E. H. Bifurcation analysis of surge and rotating stall in axial flow compressors / E. H. Aben, P. K. Houpt, W. M. Hosny // Journal of Turbomachinery. - 1993. - № 115. - P. 724-817.* 2. *Gravdahl J. T. Modeling and Control of surge and rotating stall in compressor / J. T. Gravdahl // Journal of Turbomachinery. - 1998. - № 152. - P. 544-615.* 3. *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. 4. *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.* 5. *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.* 6. *Greitzer E. M. Surge and rotating stall in axial flow compressor: Part I. Theoretical compression System model / E. M. Greitzer // J. Eng. Gas Turbines Power Trans ASME. - 1976. - 98. - P. 190 - 198.* 7. *Казакевич В. В. Автоколебания (помпаж) в компрессорах / В. В. Казакевич. - М.: Машиностроение, 1974. - 265 с.* 8. *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.* 9. *Садовой А. В. Динамическая модель электромеханической системы*

«центробежный компрессор - приводной двигатель» / А. В. Садовой, М. В. Цабенко, Д. А. Нагорный // Вісник НТУ «ХП». -2014. - №15(1058). - С. 134-140. 10. Волянська Л. Г. Динаміка втрати газодинамічної стійкості в осьовому компресорі / Л. Г. Волянська // Вісник НАУ. - 2005. - № 3. - С. 104 - 107. 11. 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. 12. Семенцов Г. Н. Антипомпажное 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. 13. Семенцов Г. Н. Удосконалення оптимального керування газоперекачувальним агрегатом на основі багатопараметричних регуляторів / Г. Н. Семенцов, А. І. Лагойда. // Нафтогазова енергетика. - 2015. - №1(23). - С. 61-68.

Поступила в редакцію 07.11.2016 р.

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