

УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТОЧНОСТІ СИСТЕМ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ ПОДАЧІ ПОВІТРЯ У ДОМНИ

Г. І. Канюк

Доктор технічних наук, професор, завідувач
кафедрою, декан енергетичного факультету*

М. А. Попов

Здобувач*

О. М. Близниченко

Асистент*

E-mail: art-studio_diana_@ukr.net

О. В. Андрєєв

Доцент*

*Кафедра теплоенергетики і енергозбереження
Українська інженерно-педагогічна академія
вул. Університетська, 16, м. Харків, Україна, 61003

Статтю присвячено вирішенню важливої науково-технічної задачі удосконалення методів забезпечення точності автоматичного регулювання подачі повітря у домни на основі структурно-параметричного синтезу та оптимізації уніфікованих мультиплікативних автоматичних регуляторів, побудованих на основі розв'язання зворотної задачі динаміки турбокомпресора, що включають удосконалену систему метрологічного забезпечення. На підставі досліджень розроблено нормативно-методичний документ (проект стандарту) галузевого рівня

Ключові слова: турбокомпресорний агрегат, система автоматичного регулювання, подача повітря, метрологічне забезпечення

Статья посвящена решению важной научно-технической задачи совершенствования методов обеспечения точности автоматического регулирования подачи воздуха в домны на основе структурно-параметрического синтеза и оптимизации унифицированных мультипликативных автоматических регуляторов, построенных на основе решения обратной задачи динамики турбокомпрессора, включающих усовершенствованную систему метрологического обеспечения. На основании исследований разработан нормативно-методический документ (проект стандарта) отраслевого уровня

Ключевые слова: турбокомпрессорный агрегат, система автоматического регулирования, подача воздуха, метрологическое обеспечение

1. Вступ

Металургія є однією з основних галузей сучасної цивілізації і в значній мірі визначає рівень технічного і економічного розвитку країн і промислових регіонів. Одним з найбільш складних і енергоємних видів металургійного виробництва є доменна виплавка чавуну. При цьому, в науково-технічному плані, важливими і актуальними завжди були й залишаються три основні завдання: раціональна організація і максимальна автоматизація технологічного процесу; підвищення якості виплавленого чавуну; зниження витрат енергії і палива на випуск продукції.

Інтенсивність і ефективність процесу доменної плавки і якість чавуну істотно залежать від стабільності кількості повітря, що подається турбокомпресорними агрегатами на колошники доменних печей. Ця стабільність забезпечується електрогідролічною системою автоматичного регулювання (ЕГСР), яка підтримує постійну задану витрату повітря при зміні тиску над колошником шляхом відповідної зміни частоти обертання турбіни. В існуючих ЕГСР зазвичай використовуються традиційні промислові ПІД - регу-

лятори. Такі регулятори мають високу чутливість до зміни параметрів системи і не забезпечують відповідної адаптивного самонастроювання коефіцієнтів регулятора. Існуючі системи автоматичного регулювання подачі повітря у домни не забезпечують точності подачі повітря в необхідних межах (2-3% від номінального значення). Це призводить до зниження інтенсивності і ефективності процесу плавки, збільшення витрати коксу, погіршення якості чавуну. При цьому економічні втрати в масштабах України складають до 1 млрд. грн. на рік. Вирішення проблеми ускладнюється відсутністю системної науково-технічної бази, нормативної документації та ефективного метрологічного забезпечення для створення прецизійних ЕГСР подачі повітря в домни. Відповідно, розробка і наукове обґрунтування цих питань є важливим та актуальним науково-технічним завданням.

2. Мета і завдання досліджень

Мета роботи полягає в поліпшенні техніко-економічних показників і якості технологічного процесу до-

менної виплавки чавуну шляхом удосконалення методів, що забезпечують високі показники статичної та динамічної точності автоматичного регулювання подачі повітря в доми.

З метою підвищення якості електрогідравлічного виконавчого механізму запропоновано удосконалену уніфіковану схему електрогідравлічного виконавчого механізму САР частоти обертання турбоагрегату (рис. 1), що включає прецизійний електрогідравлічний виконавчий механізм на основі сервомотору високого тиску, здатного безпосередньо, без проміжних механізмів, передавати необхідне робоче зусилля на траверсу з регулюючими клапанами, та компактного пропорційного сервоклапану з високою полосою пропускання, що дає можливість забезпечити високу статичну і динамічну точність регулювання і легко інтегрується в мікропроцесорну систему керування.

$$J_{пр} \ddot{\phi} + |M_{ст}| \text{sign}\{\dot{\phi}\} + k_{жт} \dot{\phi} + C_{св} (\phi_k - \phi_T) = K_{мпр}^{раб} P_{по} + K_{мн\Sigma} G_n^2, \quad (2)$$

де ω - частота обертання ротора турбокомпресорного агрегату, рад/с; $M_{кр}$ - обертальний момент на валу компресора Н/м; P_H, T_H - значення тиску і температури повітря на вході в компресор, Па, К; P_K, T_K - параметри повітря на виході на виході з компресора, Па, К; R - газова постійна повітря Дж/кг·К; Z_H і Z_K - коефіцієнти стисливості повітря; Q_K - об'ємна подача компресора, м³/с; S_H і S_K - площі перерізів патрубків на вході і на виході з компресора; C_p - питома теплоємність повітря, Дж/кг·К; ϕ та ϕ_T - кути повороту ротора турбокомпресора і турбіни, рад; $J_{пр}$ - приведений момент інерції ротора, кг·м²; $M_{ст}$ і $k_{жт}$ - значення моменту сухого тертя і коефіцієнта рідкого тертя в опорах ротора, Н·м, Н·м/с; $C_{св}$ - крутильна жорсткість зв'язку роторів компресора і турбіни, Нм/рад;

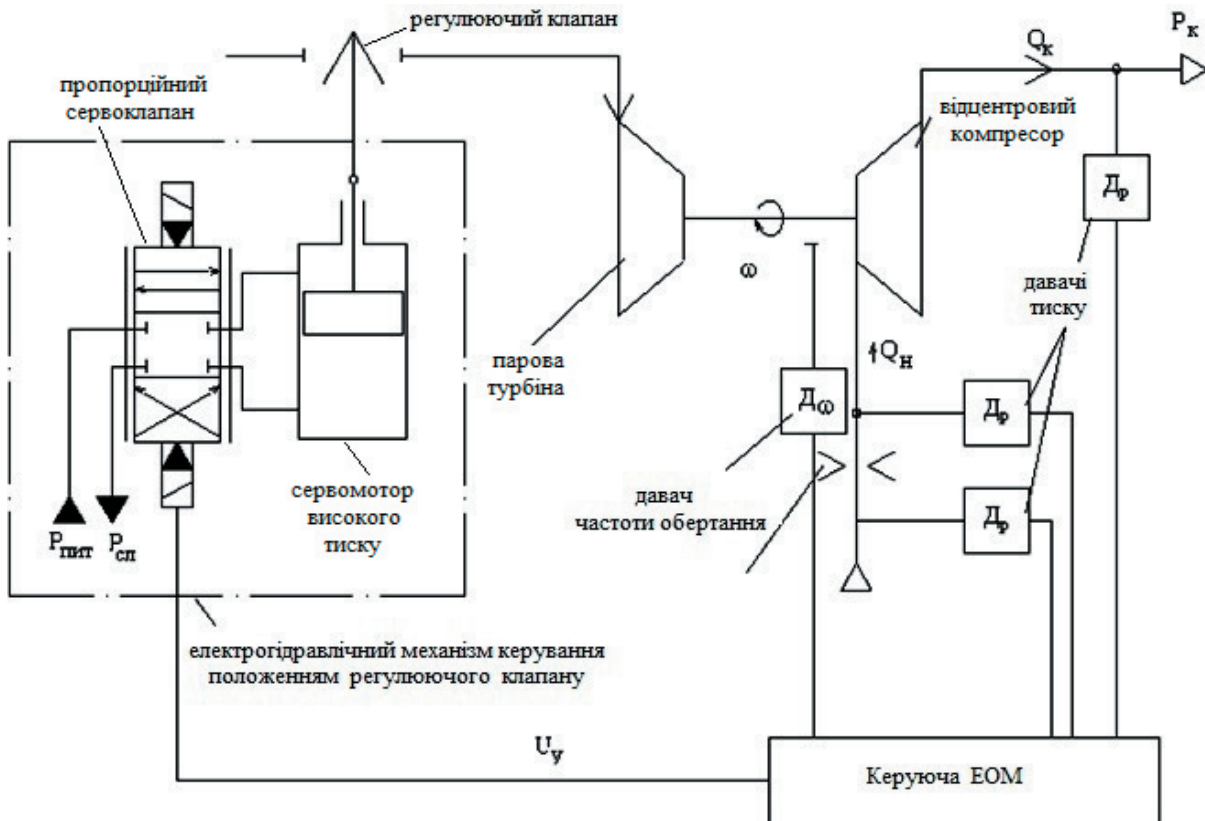


Рис. 1. Принципова схема електрогідравлічного виконавчого механізму САР частоти обертання турбоагрегату

Для вирішення завдань аналізу і синтезу прецизійних регуляторів розроблено математичні моделі турбокомпресорного агрегату [1] і виконавчого механізму електрогідравлічної системи регулювання подачі повітря. Математичні моделі відцентрового компресору і парової турбіни представлені рівняннями стиснення повітря в компресорі:

$$\omega M_{кр} = \frac{P_k}{Z_k R T_k f_2(Q_k, \omega)} \left\{ \left(C_p T_H \ln \frac{P_k}{P_H} \right) Q_k + 0,5 \left[\frac{1}{S_k^2} - \left(\frac{P_k}{P_H} \cdot \frac{Z_k}{Z_H} \cdot \frac{T_k}{T_H S_H} \right)^2 \right] Q_k^2 \right\}, \quad (1)$$

та динаміки ротора турбокомпресора

$P_{по}$ - тиск пари на вході в соплову решітку турбіни, Па; G_n^2 - масова витрата пари через турбіну, кг/с.

Математична модель виконавчого механізму ЕГСР представлена передавальною функцією електромеханічного перетворювача сервоклапана

$$W_{змн}(S) = \frac{X_s(S)}{U_y(S)} = \frac{K_{змн}}{(T_s S + 1)(T_m^2 S^2 + 2\xi_m T_m S + 1)}, \quad (3)$$

рівняннями динаміки гідродвигуна (сервомотора)

$$\begin{cases} Q_{гд1} = S_{п1} \frac{dX_{п1}}{dt} + C_{гд1} P_{гд1} + C_{гд1} (P_{гд1} - P_{гд2}) + \left(\frac{V_{гд1}}{\chi} + \frac{F_{п1}^2}{C_{оп}} \right) \frac{dP_{гд1}}{dt}, \\ Q_{гд2} = (S_{п1} - S_{шт}) \frac{dX_{п1}}{dt} + C_{гд2} P_{гд2} + C_{гд2} (P_{гд1} - P_{гд2}) + \\ + \left(\frac{V_{гд2}}{\chi} + \frac{F_{шт}^2}{C_{оп}} \right) \frac{dP_{гд2}}{dt}, \\ T_{п1}^2 \ddot{X}_{п1} + 2\xi_{п1} T_{п1} \dot{X}_{п1} + X_{п1} = K_{п1}^{хл} \Delta P, \\ T_{д1}^2 \ddot{X}_{д1} + 2\xi_{д1} T_{д1} \dot{X}_{д1} + X_{д1} = (K_{п1}^{хл} P_{гд1} - K_{п2}^{хл} P_{гд2}) + X_{п1}, \\ T_{н1}^2 \ddot{X}_{н1} + 2\xi_{н1} T_{н1} \dot{X}_{н1} + X_{н1} = K_{хл}^{хн} X_{д1}, \end{cases} \quad (4)$$

і рівнянням витрати пари через регулюючий клапан турбіни:

$$Q_{кл} = K_{QS}^{кл} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{вх}^{кл} - P_{вых}^{кл})} X_{см} \quad (8)$$

У рівняннях (3) – (8):

$Q_{гд1}$ і $Q_{гд2}$ – витрати робочої рідини через порожнини гідродвигуна, м³/с; $X_{п1}$ – переміщення поршня, м; $P_{гд1}$ і $P_{гд2}$ – тиски в робочих порожнинах, Па; $V_{гд1}$, $V_{гд2}$, $S_{п1}$, $S_{шт}$ – обсяги та ефективні площі поршневої і штокової порожнин гідродвигуна, відповідно, м³ і м², $X_{з}$ – переміщення золотника сервоклапана, м; $P_{у}$ – керуюча напруга, В; $K_{амп}$ – статичний коефіцієнт посилення сервоклапана, м/В; $T_{з}$ та $T_{м}$ електрична і механічна постійні часу сервоклапана, с; $X_{д1}$ – переміщення гідродвигуна, м; $P_{гд1}$ та $P_{гд2}$ – тиски в робочих порожнинах гідродвигуна, м; $T_{д1}$, $T_{к1}$, $T_{н1}$ – постійні часу робочого органу, корпусу гідродвигуна і навантаження, с; $\xi_{д1}$, $\xi_{к1}$, $\xi_{н1}$ – відповідні коефіцієнти демпфювання; $Q_{кл}$ – об'ємна витрата пари через регулюючий клапан турбіни, м³/с; $X_{см}$ – переміщення клапана, м; $P_{вх}^{кл}$ і $P_{вых}^{кл}$ – тиски пари на вході і на виході з регулюючого клапана, Па; ρ – щільність пари, кг/м³; $K_{QS}^{кл}$ – коефіцієнт витрати.

Ідентифікація параметрів моделі сервоклапана (3) проводилася за результатами експериментів. Розрахункові та експериментальні характеристики електро-механічного перетворювача сервоклапана наведені на рис. 2, 3.

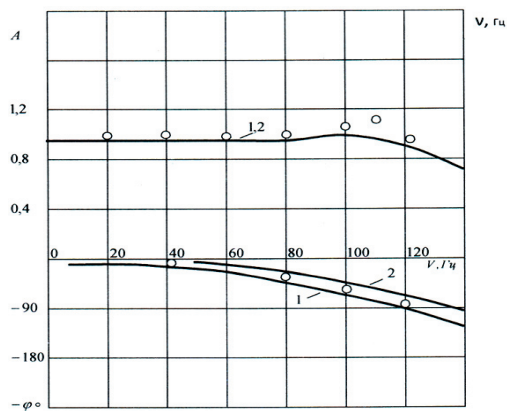


Рис. 2. Частотні характеристики сервоклапану УЕГ.С-63: о – експеримент; 1 – $T_{з} = 3,9 \cdot 10^{-4}$ с; $T_{м} = 1,33 \cdot 10^{-3}$ с; $\xi_{м} = 0,5$, розрахунок; 2 – $T_{з} = 0$; $T_{м} = 1,33 \cdot 10^{-3}$ с; $\xi_{м} = 0,5$, розрахунок

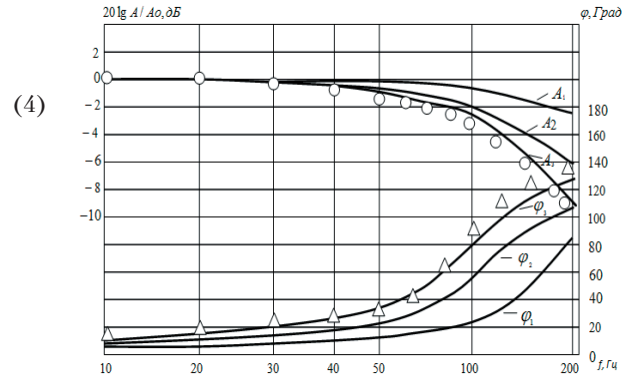


Рис. 3. Представлення математичної моделі сервоклапану УЕГ.СВ-100 типовими динамічними ланками: о – АЧХ, експеримент; Δ – ФЧХ, експеримент; А – АЧХ, розрахунок; φ – ФЧХ, розрахунок: 1 – аперіодичне звено, $T_a = 4,2 \cdot 10^{-3}$ с; 2 – коливальна ланка, $T_k = 6,2 \cdot 10^{-3}$ с, $\xi_k = 1$; 3 – послідовне з'єднання аперіодичної ($T_a = 2 \cdot 10^{-3}$ с) та коливальної ($T_k = 6 \cdot 10^{-3}$ с, $\xi_k = 1$) ланок

З метою ідентифікації і визначення параметрів розроблених моделей проведено експериментальні дослідження САР продуктивності турбокомпресорного агрегату [2, 3] домни об'ємом 3000 м³. У процесі досліджень вимірювалися частота обертання ротора турбокомпресора, об'ємна продуктивність і витрата стисненого повітря.

Вимірювання швидкості обертання здійснювалося приладами, які входять у комплект багатоканальної автоматизованої системи віброзахисту та діагностики ІТ12РЕ виробництва НВП «Вимірювальні технології» (Росія).

Витрата повітря визначалась по вимірюваному перепаду тисків на торцевій діафрагмі з діаметром отвору 1556 мм при перепаді тисків 400 кгс/м² і номінальному значенні витрати 320000 Нм³/год. Для вимірювання тисків використовувалися давачі тиску типу «Метран 100» мембранного типу, що забезпечують безперервне перетворення вимірюваного тиску у вихідний цифровий сигнал.

Межа допустимої основної похибки датчиків «Метран» – від 0,25 до 1%.

Деякі результати вимірювань приведені на рис. 4 і 5.

З цих результатів витікає, що часи перехідних процесів зміни частоти обертання і продуктивності турбокомпресора становлять близько 30 с; значення постійної, змінної і сумарної похибок регулювання витрати повітря складають, відповідно, 3,5; 6,9 і 10,4%.

Отримані результати дозволили виконати повну ідентифікацію параметрів математичної моделі турбокомпресорного агрегату і виконавчого механізму системи регулювання (1) – (8) і, відповідно, використати її для вирішення задачі синтезу прецизійного регулятора подачі повітря.

В основу структурно-параметричного синтезу прецизійних регуляторів покладено нову класифікацію загальних структур прецизійних САР, які можуть ефективно використовуватися для структурно-параметричного синтезу конкретних систем управління турбокомпресорних агрегатів.

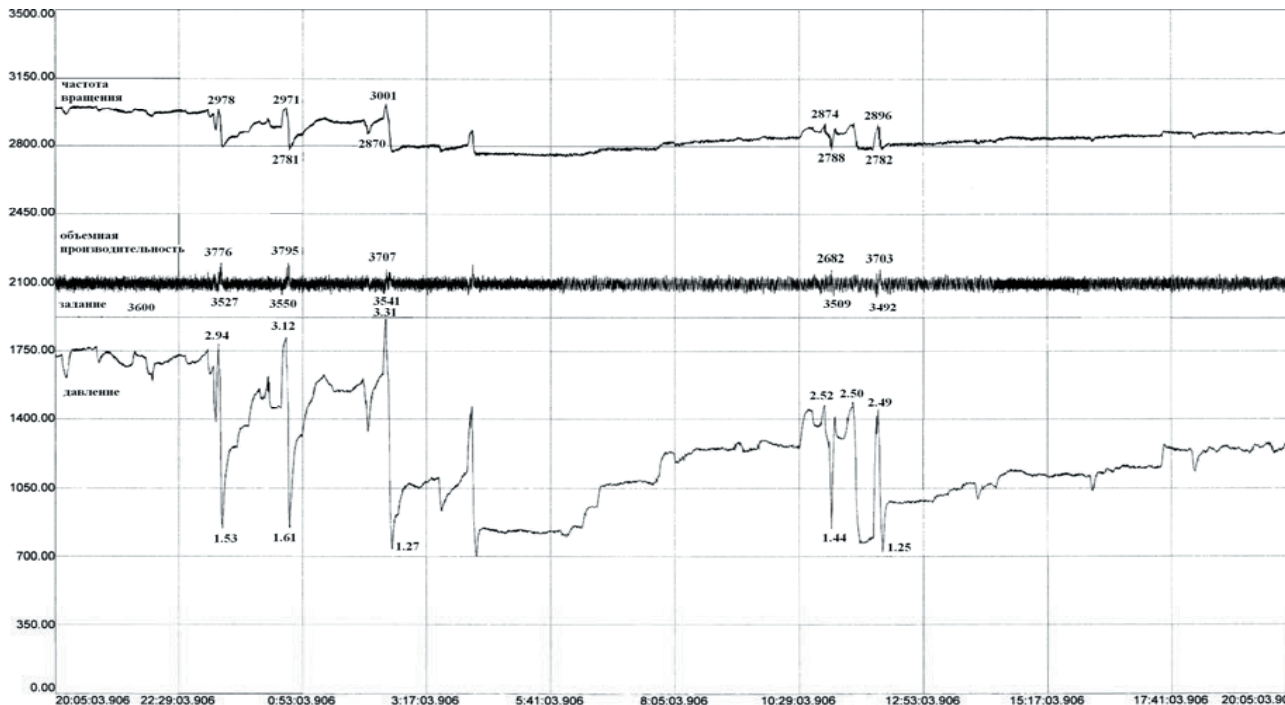


Рис. 4. Экспериментальные характеристики САР турбокомпрессорного агрегата (режим № 2)

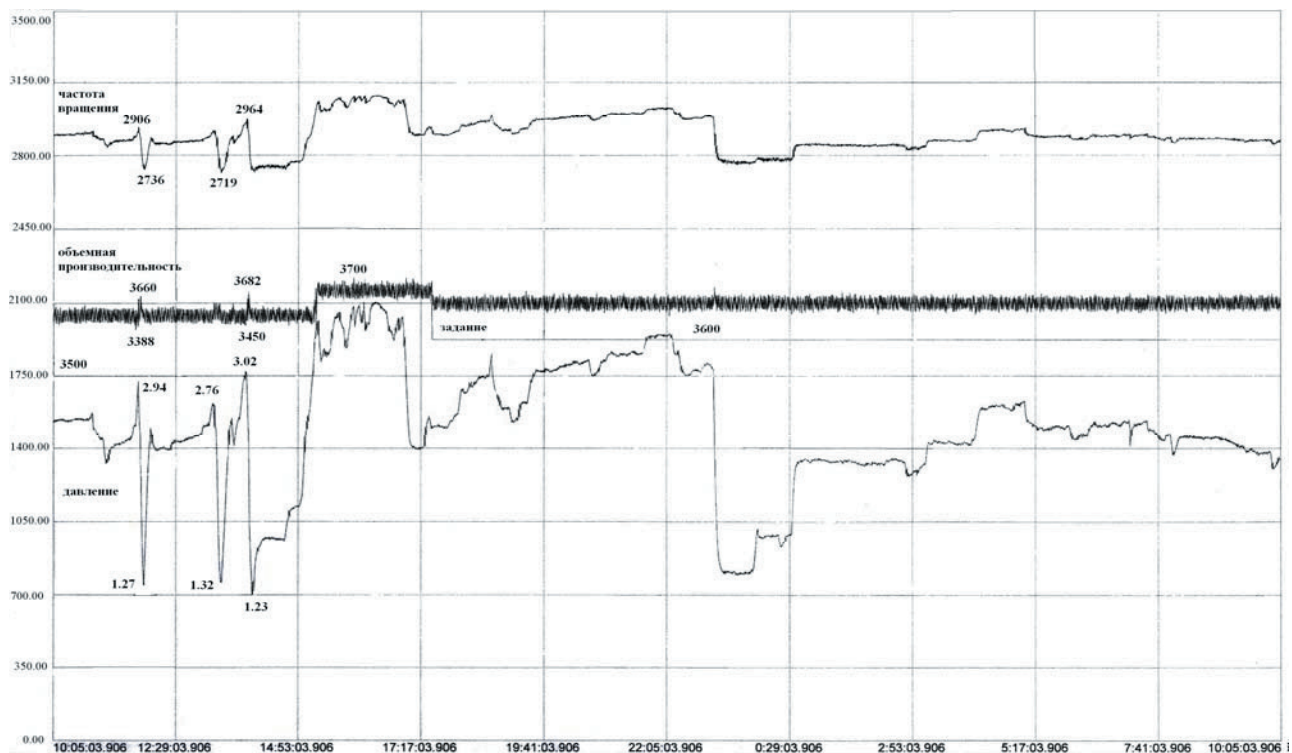


Рис. 5. Экспериментальные характеристики САР турбокомпрессорного агрегата (режим № 5)

Загальну структуру запропонованої класифікації представлено на рис. 6.

На основі аналізу результатів попередніх досліджень в області синтезу прецизійних електрогідравлічних САР виділено сегмент найбільш ефективних структур САР, здатних забезпечити високу точність управління (рис. 6), до якої відносяться:

- САР з мультиплікативними регуляторами;

- САР з регуляторами, побудованими на основі рішення зворотних задач динаміки керованих об'єктів;

- САР з еталонними моделями (спостерігачами стану) об'єктів управління.

Найбільш ефективні варіанти прецизійних САР можуть бути отримані на основі комбінації наведених вище видів.

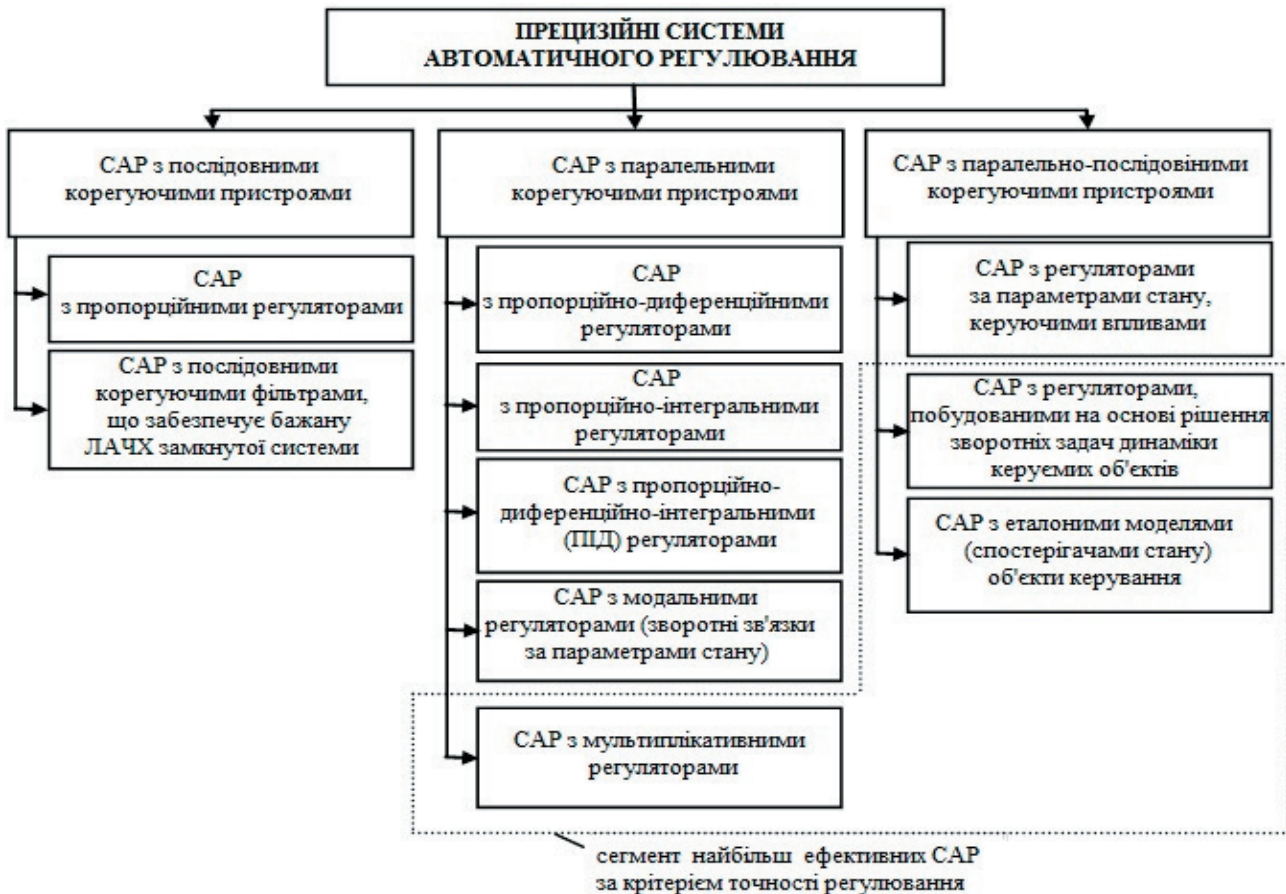


Рис. 6. Класифікація прецизійних САР

Для перевірки ефективності сформульованої наукової гіпотези виконано структурно-параметричний синтез прецизійної САР продуктивності турбокомпресорного агрегату, що забезпечує подачу повітря в домну [4, 5]. З метою підвищення статичної та динамічної точності САР запропоновані:

- ефективна конструкція електрогідравлічного виконавчого механізму, (рис. 1), що включає двокаскадний пропорційний електрогідравлічний підсилювач (сервоклапан) і гідроциліндр, шток якого безпосередньо з'єднаний з клапанною траверсою;

- прецизійна система вимірювання об'ємної витрати повітря, що включає мікропроцесорний модуль корекції систематичних похибок і еталонну модель-спостерігач (фільтр Калмана), яка обчислює в реальному масштабі часу значення витрати повітря у повітропроводі;

- ефективні алгоритми управління, що забезпечують компенсацію усіх видів статичних і динамічних помилок.

Для синтезу алгоритмів керування на базі вихідної математичної моделі (1) – (8) отримано спрощену лінеаризовану модель турбокомпресора [6]. Структурну схему, що відповідає спрощеній математичній моделі, наведено на рис. 7. Чисельні значення параметрів структурної схеми ідентифіковані за результатами експериментальних досліджень.

При структурному синтезі використано принцип мультиплікативного керування, заснований на побудові автономних контурів управління окремими елементами. Цей принцип дає можливість спрощення струк-

тури, параметричного синтезу та настройки параметрів регулятора. Структуру мультиплікативного регулятора наведено на рис. 8. Він включає чотири автономні контури керування: положенням золотника сервоклапану, положенням гідродвигуна (сервомотора), частотою обертання турбіни і продуктивністю компресора.

Вимірювальний блок при цьому включає давачі положення золотника (D_{xz}) і гідродвигуна ($D_{хгд}$), частоти обертання ротора турбокомпресора (D_{ω}), об'ємної продуктивності компресора (D_{Qk}) і тиску в напірному повітропроводі (D_{pk}).

З метою підвищення точності регулювання по основному параметру (витраті повітря) запропоновано електронну систему корекції (компенсації) систематичних похибок вимірювача витрати, яка заснована на порівнянні фактичних показань з прецизійною градувальною характеристикою [7] і введених відповідної коригуючої поправки в вимірювальний сигнал.

Вимірювання положення, тиску і частоти обертання може здійснюватися з досить високою точністю [8], а точне вимірювання витрати повітря може становити значну технічну проблему не тільки через систематичні похибки, але і внаслідок шумів і випадкових похибок, обумовлених змінами режиму руху, пульсаціями тиску і утворенням вихрових зон в потоці. З метою відокремлення цих похибок від спектра основного сигналу запропоновано використання у вимірювальній схемі фільтру Калмана - Бюси (спостерігача стану, заснованого на реалізації у мікропроцесорній системі керування у реальному часі еталонної моделі процесу).

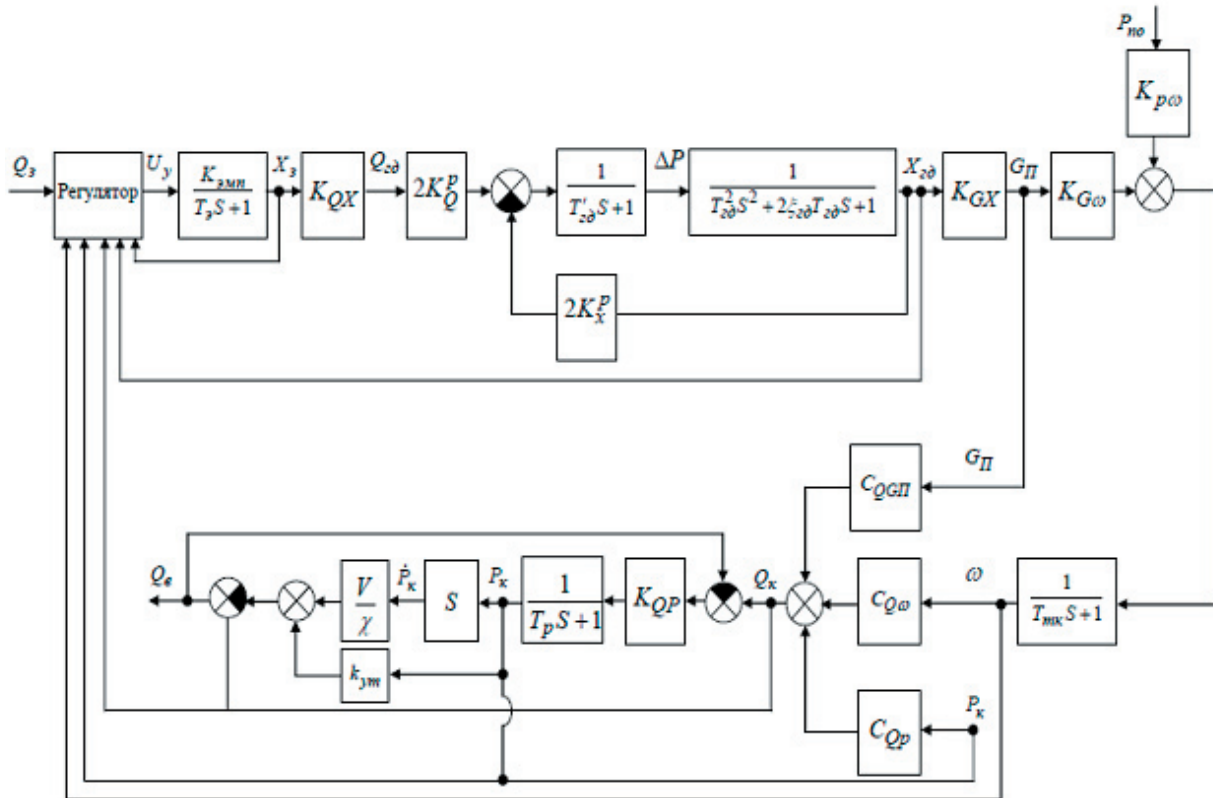


Рис. 7. Структурна схема турбокомпресорного агрегату

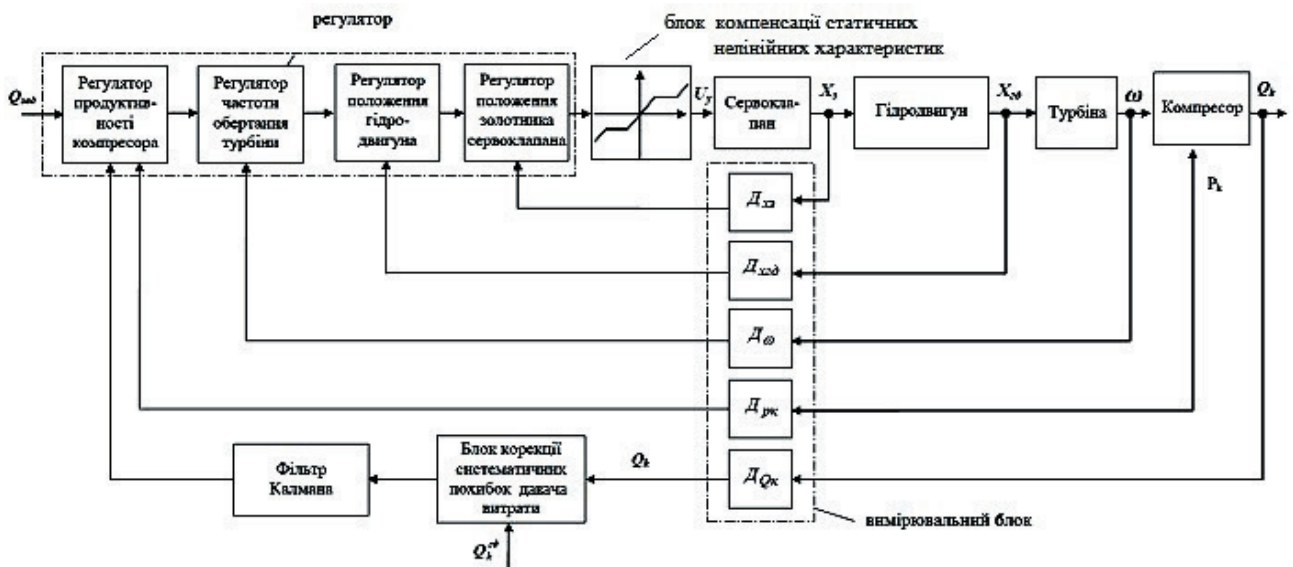


Рис. 8. Загальна функціональна схема САР продуктивності турбокомпресорного агрегату з прецизійним мультиплікативним регулятором

На основі циклу теоретичних та експериментальних досліджень доведено, що найбільш ефективні алгоритми управління і регулятори для прецизійних САР можуть бути синтезовані на основі рішення зворотних задач динаміки керованого об'єкта. Такі алгоритми забезпечують високу швидкість систем, надійну компенсацію помилок, обумовлених астатизмом будь-якого порядку, мають уніфіковану і просту в практичній реалізації структуру, є робастними (тобто

малочутливими до зміни параметрів об'єкта в процесі експлуатації), здатні забезпечувати ефективне управління з використанням тільки одного вимірюваного сигналу – вихідного регульованого параметра. Виходячи з цього, представляється доцільним синтезувати всі автономні контури загального мультиплікативного регулятора (рис. 8) на основі рішення зворотних задач динаміки відповідних елементів. У відповідності зі структурною схемою об'єкта регулювання (рис. 7),

загальна структура мультиплікативного регулятора (рис. 8) включає три контури управління об'єктами першого динамічного порядку (сервоклапан, турбіна і компресор) і один контур управління об'єктом третього динамічного порядку (гідродвигун). Структурні схеми таких автономних регуляторів наведено на рис. 9.

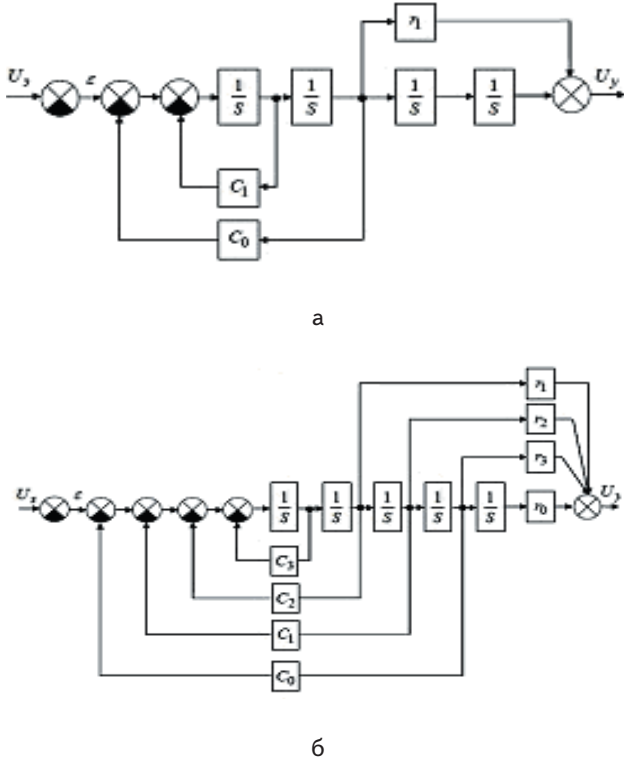


Рис. 9. Структурні схеми астатичних регуляторів, побудованих на вирішенні зворотних задач динаміки: а - для динамічного об'єкту першого порядку; б - для динамічного об'єкту третього порядку

Синтез фільтра Калмана (еталонної моделі-спостерігача) для оцінки вільної від випадкових збурень складової вимірювального сигналу витрати повітря в повітропроводі виконувався таким чином.

Математична модель повітропроводу представляється у вигляді:

$$T_p \dot{P}_k + P_k = K_{QP}(Q_k - Q_v), \quad (9)$$

де T_p та K_{QP} – відповідні значення постійної часу і статичного коефіцієнта передачі повітропроводу.

Значення тиску (P_k) і витрати повітря (Q_k) доступні для безпосереднього виміру за допомогою давача тиску і вимірника витрати, встановленого на виході з компресора.

У відповідності із загальною методикою синтезу спостерігачів стану, рівняння (9) представлено у типовій диференційно-матричній формі:

$$\hat{P}_k = (A - K)\hat{P}_k + B(Q_k - \hat{Q}_v) + KP_k; \quad (10)$$

або

$$\hat{P}_k = A\hat{P}_k + K(P_k - \hat{P}_k) + B(Q_k - \hat{Q}_v), \quad (11)$$

де $A = -1/T_k$; $B = K_{QP}/T_k$ – скалярні елементи матриць об'єкта та керування, K – скалярний елемент матриці вагових коефіцієнтів спостерігача стану (фільтра Калмана).

Структурну схему фільтра, відповідну рівнянням (10), (11) наведено на рис. 10.

Такий фільтр на основі наявних реальних вимірювальних сигналів тиску (P_k) і витрати (Q_k), що розвиваються турбокомпресором, забезпечує отримання розрахункового значення витрати повітря в повітропроводі (\hat{Q}_v), вільного від випадкових збурень і перешкод.

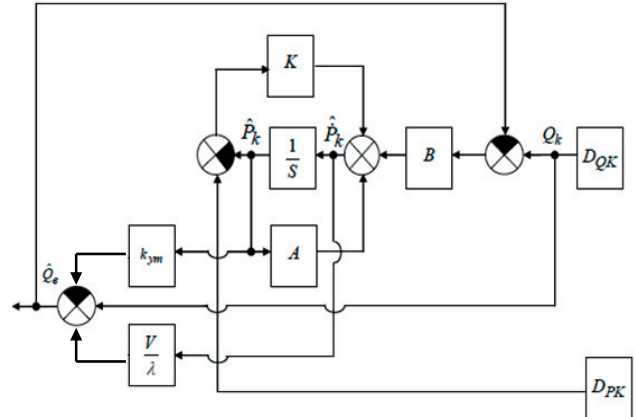


Рис. 10. Структурна схема фільтра Калмана (еталонної моделі-спостерігача) для повітропроводу

Для компенсації негативного впливу на точність роботи електрогідравлічного виконавчого механізму статичних нелінійних характеристик (позитивних перекриттів золотника, сухого тертя, люфтів, нечутливості) у регуляторі положення сервоклапана використовується блок корекції статичних нелінійних характеристик, що забезпечує високі значення загального коефіцієнта підсилення в області малих сигналів і «зону стабілізації» (роботу з нульовим коефіцієнтом підсилення) в області переходу до номінального значення коефіцієнту підсилення з метою збереження стійкості системи (рис. 8).

Запропонована структура регулятора забезпечує компенсацію всіх основних видів похибок САР продуктивності турбокомпресора, обумовлених астатизмом і статичними нелінійними характеристиками елементів виконавчого механізму, систематичними і випадковими похибками каналу вимірювання регульованої величини (витрати повітря).

Параметричний синтез регуляторів виконувався на основі узагальнених універсальних методик оптимізації, отриманих на основі методів розв'язання зворотних задач динаміки.

При цьому за критерій оптимізації приймался мінімум інтегралу від добутку абсолютного значення похибки на час, що забезпечує оптимальне співвідношення статичної та динамічної точності регулювання.

На основі цього критерію отримані співвідношення для визначення оптимальних параметрів універсальних регуляторів для об'єктів першого і третього порядків (рис. 9):

$$\begin{bmatrix} c_0 \\ c_1 \\ r_0 \\ r_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & b_0 & 0 \\ a_0 & 0 & 0 & b_0 \\ a_1 & a_0 & 0 & 0 \\ 1 & a_1 & 0 & 0 \end{bmatrix}^{-1} \times \begin{bmatrix} a_{H0} \\ a_{H1} \\ a_{H2} \\ a_{H3} - a_0 \end{bmatrix};$$

$$\begin{bmatrix} c_0 \\ c_1 \\ c_2 \\ c_3 \\ r_0 \\ r_1 \\ r_2 \\ r_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & b_0 & 0 & 0 & 0 \\ a_0 & 0 & 0 & 0 & b_1 & b_0 & 0 & 0 \\ a_1 & a_0 & 0 & 0 & b_2 & b_1 & b_0 & 0 \\ a_2 & a_1 & a_0 & 0 & 0 & b_2 & b_1 & b_0 \\ a_3 & a_2 & a_1 & a_0 & 0 & 0 & b_2 & b_1 \\ 0 & a_3 & a_2 & a_1 & 0 & 0 & 0 & b_2 \\ 0 & 0 & a_3 & a_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & a_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^{-1} \times \begin{bmatrix} a_{H0} \\ a_{H1} \\ a_{H2} \\ a_{H3} \\ a_{H4} \\ a_{H5} - a_0 \\ a_{H6} - a_1 \\ a_{H7} - a_2 \end{bmatrix};$$

де a_i, b_i - параметри передавальних функцій об'єктів керування;

a_{H0} - параметри стандартних характеристичних поліномів, що відповідають прийнятому критерію оптимізації.

На основі отриманих результатів розроблено проєкт нормативно-методичного документу на створення прецизійної системи автоматичного регулювання продуктивності турбокомпресора.

3. Висновки

1. Виконано аналіз існуючого нормативно-методичного забезпечення САР турбоагрегатів, показано, що до теперішнього часу відсутня системна нормативно-технічна і нормативно-методична база для створення прецизійних САР турбокомпресорів, що забезпечують високу точність подачі повітря у технологічні системи.

2. Вперше запропоновано класифікацію прецизійних САР подачі повітря на основі їх систематизації за принципами і алгоритмами керування з виділенням сегменту найбільш ефективних систем.

3. З метою структурного синтезу прецизійного регулятора розроблено математичну модель турбокомпресорного агрегату, що враховує основні функціональні зв'язки і параметри, визначені всі чисельні значення параметрів розробленої моделі за результатами оціночних розрахунків та ідентифікації експериментальних характеристик.

4. З метою спрощення процедури структурного синтезу, практичної реалізації та налагодження запропоновано структуру чотирьохконтурного мультиплікативного регулятора, що включає автономні контури керування положенням золотника сервоклапана, положенням гідродвигуна, частотою обертання турбіни і продуктивністю турбокомпресора.

На основі рішення зворотної задачі динаміки об'єкту керування запропоновані уніфіковані структурні схеми алгоритмів керування всіма виділеними автономними контурами.

5. Для оцінки вільної від випадкових збурень складової вимірювального сигналу витрати повітря в повітропроводі виконано структурно-параметричний синтез фільтра Калмана (еталонної моделі-спостерігача).

6. З метою підвищення точності вимірювання витрати повітря запропоновано запатентований спосіб компенсації систематичних похибок давача шляхом порівняння в електронному мікропроцесорному блоці фактичних значень витрати зі значеннями еталонної градуовальної характеристики.

7. Запропоновано запатентований спосіб компенсації похибок САР, обумовлених статичними нелінійними характеристиками виконавчого механізму (нечутливість, сухе тертя, люфти), шляхом використання в контурі управління змінного коефіцієнта підсилення з «горизонтальною зоною стабілізації».

8. Запропоновано уніфіковані структурні схеми прецизійних регуляторів для САР продуктивності турбокомпресорного агрегату, що забезпечують компенсацію всіх основних видів статичних і динамічних похибок.

9. Виконано параметричний синтез запропонованих уніфікованих регуляторів, отримані універсальні матричні співвідношення для визначення оптимальних параметрів за критерієм мінімуму інтеграла від добутку абсолютного значення помилки на час.

10. Вперше розроблено системне нормативно-методичне забезпечення (проєкт стандарту) з створення прецизійних САР продуктивності турбокомпресорних агрегатів.

Сукупність наукових розробок є основою для створення сучасних прецизійних систем автоматичного керування продуктивністю турбокомпресорних агрегатів, які забезпечують підвищення якості технологічних процесів в різних областях техніки (зокрема - процесів подачі повітря в домни).

Детальні результати досліджень по окремих напрямках опубліковано в роботах [1 – 14].

Література

1. Канюк, Г.И. Проблемы повышения точности систем автоматического регулирования турбокомпрессорных агрегатов [Текст]: сб. тез. II-международной научно-технической конференции «Качество технологий – качество жизни», 15 – 19 сентября 2010г. / Г.И. Канюк, М. А. Попов. – Судак, 2010. – С. 81–82.
2. Канюк, Г.И. Экспериментальные исследования системы автоматического регулирования производительности турбокомпрессорного агрегата доменной печи [Текст]: сб. тез доповідей XLIV наукової практичної конференції науково-педагогічних працівників, науковців, аспірантів та співробітників академії. 4.1. Секція: “Теплоенергетичні установки”, 17–20 грудня 2010г. / Г.И. Канюк, А.В. Андреев, Л.И. Загребельная, М.А. Попов. – Харків: УПА, 2010. – С. 35.

3. Канюк, Г.И. Математическая модель электрогидравлической системы автоматического регулирования производительности турбокомпрес-сорного агрегата [Текст]: сб. наук. праць. Тематичний випуск : «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування» / Г.И. Канюк, С.Ф. Артюх, М.А. Попов // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2011. – №43. – С. 122–137.
4. Канюк, Г.И. Проблемы повышения точности систем автоматического регулирования турбокомпрессорных агрегатов, используемых в доменном производстве [Текст]: матер. VI Міжнар. наук.-практ. конф. «Наука в інформаційному просторі» Т.1: Наукові праці у галузях: біологія, медицина, геологія та географія, техніка, 16 – 17 вересня 2010 р./ Г.И. Канюк, М.А. Попов. – Дніпропетровськ: Біла К.О, 2010. – С.71–76.
5. Канюк, Г.И. Повышение технико-экономических показателей технологического процесса доменной выплавки чугуна путем усовершенствования системы автоматического регулирования и метрологического обеспечения процесса подачи воздуха [Текст]: сб. наук. праць. Тематичний випуск : «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування» / Г.И. Канюк , С.Ф. Артюх, М.А. Попов // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2011. – №54 . – С.100 – 108.
6. Канюк, Г.И. Основные направления повышения показателей качества электрогидравлических систем автоматического регулирования производительности турбокомпрессорных агрегатов доменных печей [Текст]: матер. XI научно-технической конференции молодых специалистов ПАО «АМК», 25 мая 2011г. / Г.И. Канюк, М.А. Попов. – Алчевск: 2011 – С. 57.
7. Канюк, Г.И. Повышение качества доменного производства путем усовершенствования системы автоматического регулирования и метрологического обеспечения процесса подачи воздуха [Текст]: сб. тез. IV-международной научно-технической конференции «Качество технологий – качество жизни», 15 – 19 сентября 2011г. / Г.И. Канюк, С.Ф. Артюх, М. А. Попов. – Судак: 2011 – С.11–13.
8. Канюк, Г.И. Основные направления повышения показателей качества электрогидравлических систем автоматического регулирования производительности турбокомпрессорных агрегатов доменных печей [Текст] / Г.И. Канюк, И.К. Кириченко, М.А. Попов // Вісник національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць – Тематичний випуск: Нові рішення в сучасних технологіях. – Харків.: НТУ «ХПІ» – 2010. – №46. – С.70–74.
9. Канюк, Г.И. Экспериментальные исследования систем автоматического регулирования производительности турбокомпрессорного агрегата доменной печи [Текст] / Г.И. Канюк, Т.Н. Пугачева, И.К. Кириченко, А.Р. Мисько, М.А. Попов // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2011 – №2/8(50). – С.20 – 25.
10. Попов, М. А. Повышение качества доменного производства путем усовершенствования системы автоматического регулирования и метрологического обеспечения процесса подачи воздуха [Текст]: сб. наук. праць «Якість технологій та освіти» / Попов, М. А. – Українська інженерно-педагогічна академія. – Харків: УІПА, 2011. – №2. – С. 37–46.
11. Электрогидравлический следящий привод [Текст] : пат. № 61431 Україна: F15B 9/03 (2006.01) / Канюк Г.І., Попов М.А., Артюх С.Ф., Близниченко О.М.; заявник та патентовласник Харків, Укр. інж-пед. академія; опубл. 25.07.2011 г. – Бюл. № 14. – 3с.
12. Электрогидравлический следящий привод с автономным регулятором положения сервоклапана [Текст] : пат. № 61448 Україна: F15B 9/03 (2006.01) / Канюк Г.І., Попов М.А., Артюх С.Ф., Близниченко О.М.; заявник та патентовласник Харків, Укр. інж-пед. академія; опубл. 25.07.2011 г. – Бюл. № 14. – 3с.
13. Электрогидравлический следящий привод с астатичным электронным регулятором [Текст] : пат. № 61432 Україна: F15B 9/03 (2006.01) / Канюк Г.И., Попов М.А., Артюх С.Ф., Близниченко О.М.; заявник та патентовласник Харків, Укр. інж-пед. академія; опубл. 25.07.2011 г. – Бюл. № 14. – 3с.
14. Канюк, Г.И. Эффективное управление электрогидравлическими следящими системами [Текст]: монографія / Г.И. Канюк , С.Ф. Артюх, Е.Н. Близниченко, М.А. Попов. – Харьков: Издательство «Точка». – 2012. – 120с.