

УДК 621.923.5

М.М. Підгаєцький, доц., канд. техн. наук, К.К.Щербина, асист.

Кіровоградський національний технічний університет

Лінеаризація статичної характеристики дроселюючого гідророзподільника СРРР

В статі розглядаються процес лінеаризації статичної характеристики дроселюючого гідророзподільника для забезпечення безінерційності в умовах перехідного процесу. Наведено динамічний аналіз дроселюючого гідророзподільника на підставі існуючих статичних досліджень, в результаті, якого визначено, що навантажувальна характеристика має непрямолінійний характер і призводить до наявності інерційності в умовах перехідного режиму. При проведенні лінеаризації статичної навантажувальної характеристики дроселюючого гідророзподільника вдалося усунути інерційність в умовах перехідного режиму. Після лінеаризації статичної характеристики дроселюючого гідророзподільника визначено, що він відповідає умовам використання в системах регулювання радіального розміру.

лінеаризація, дроселюючий гідророзподільник, навантажувальна характеристика, інерційність, система регулювання радіального розміру

М.М. Подгаецкий, доц., канд. техн. наук, К.К. Щербина, асист.

Кировоградский национальный технический университет

Линеаризация статической характеристики дроселирующего гидрораспределителя СРРР

В статье рассматривается процесс линеаризации статической характеристики дроселирующего гидрораспределителя для обеспечения безинерционности в условиях переходного процесса. Представлен динамический анализ дроселирующего гидрораспределителя на основе существующих статических исследований, в результате чего определено, что нагрузочная характеристика имеет не прямолинейный характер и приводит к инерционности в условиях переходного режима. При проведении линеаризации статической нагрузочной характеристики дроселирующего гидрораспределителя удалось избежать инерционности в условиях переходного режима. После линеаризации статической характеристики дроселирующего гидрораспределителя определено, что он отвечает условиям использования в системах регулирования радиального размера.

лінеаризація, дроселюючий гидрораспределитель, нагрузочная характеристика, инерционность, система регулирования радиального размера

В системах регулювання радіального розміру в процесі хонінгування отворів з гідравлічним приводом використовують для керування дроселюючі гідророзподільники, котрі забезпечують гнучке регулювання величини об'ємної подачі робочої рідини [1,2].

У зв'язку з тим, що системи регулювання радіального розміру працюють в умовах перехідного режиму, як зазначалося в попередніх роботах, слід розглядати дроселюючий гідророзподільник також в умовах перехідного режиму.

Розглянемо детальніше типовий дроселюючий гідророзподільник, який використовується в системах регулювання радіального розміру (СРРР) (рис.1) [1,2].

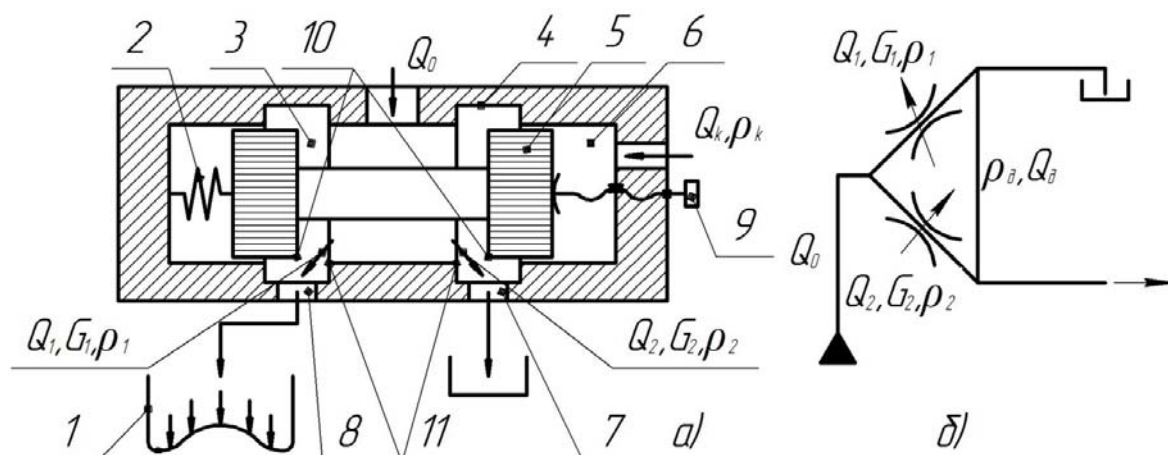
Усі види дроселюючих гідророзподільників, являють собою місцеві гідравлічні супротиви, у зв'язку з цим об'ємна подача робочої рідини визначається за наступним рівнянням [1]:

$$Q_{др} = \mu_{др} U_{др} \sqrt{2\rho_{др} / \tau}, \quad (1)$$

де $\mu_{др}$ – коефіцієнт витрат робочої рідини;

$U_{др}$ – площа дроселюючої щілини;

$\rho_{др}$ – перепад тиску в дроселюючому гідророзподільнику;
 τ – щільність рідини.



1 – ОФНД; 2 – пружина зворотної дії; 3 – робоча порожнина 4- корпус; 5 – золотник; 6 – керуюча порожнина; 7 – магістраль зливу; 8 – магістраль напору; 9 – упор регулювання; 10 – кромки золотника; 11 – кромки корпусу. Q_0 – об’ємна подача живлення; Q_1 – об’ємна подача в напірній магістралі; Q_2 – об’ємна подача в зливній магістралі; Q_k – об’ємна подача керування; Q_d – об’ємна подача діагоналі; G_1 – гідравлічна провідність магістралі напору; G_2 – гідравлічна провідність магістралі зливу; ρ_1 – тиск в напірній магістралі; ρ_2 – тиск в зливній магістралі; ρ_k – тиску керування; ρ_d – тиск в діагоналі.

а) принципова схема; б) схема приведена до гідравлічного містка

Рисунок 1 – Схема дроселюючого гідророзподільника

В загальному випадку коефіцієнт витрат залежить від форми проточної частини дроселюючої частини. В динаміці величина витрат робочої рідини буде визначатися за наступним рівнянням [1]:

$$\mu_{др} = \frac{dx_3}{d\rho_{др}}, \quad (2)$$

де x_3 – переміщення золотника;

$\rho_{др}$ – перепад тиску в дроселюючому гідророзподільнику;

Отримане значення витрат робочої рідини підставимо в рівняння 1 за яким, визначимо в подальшому передавальну функцію дроселюючого гідророзподільника в динаміці.

$$Q_{др} = \frac{dx_3}{d\rho_{др}} U_{др} \sqrt{2\rho_{др} / \tau}. \quad (3)$$

Для отримання передавальної функції дроселюючого гідророзподільника, яка відповідає рівнянню (3) необхідно визначити початкові умови для $Q_{др}(0)$, $x_3(0)$ та знайти перетворення за Лапласом. Отже отримаємо наступне рівняння:

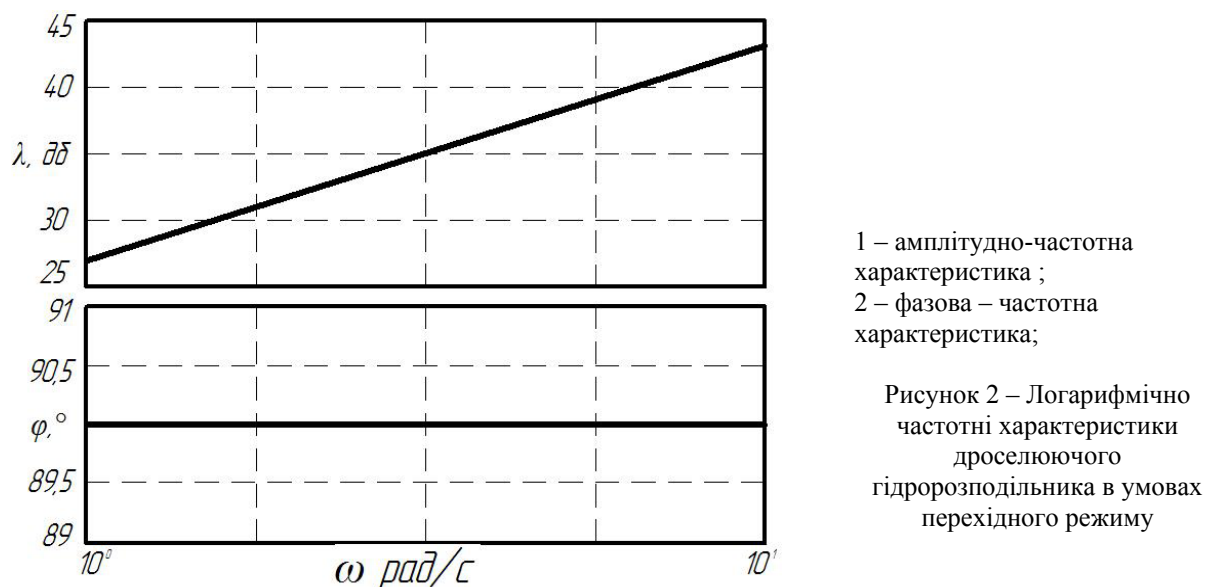
$$Q_{др} = (U_{др} \sqrt{2\rho_{др} / \tau}) p x_3 - (U_{др} \sqrt{2\rho_{др} / \tau}) x_3(0). \quad (4)$$

Таким чином, дроселюючий гідророзподільник має один вхід x_3 переміщення золотника дроселюючого гідророзподільника та один вихід у вигляді $Q_{др}$ об’ємної подачі робочої рідини.

Визначимо передавальну функцію від x_3 до $Q_{др}$. Для її отримання скористаємося рівнянням (5), а для цього прийемо, що початкові умови $x_3(0)=0$, тож наступне рівняння передавальної функції:

$$W_{др} = \frac{Q_{др}}{x_3} = U_{др} \sqrt{2\rho_{др} / \tau p} . \quad (5)$$

Використовуючи отримане рівняння передавальної функції побудуємо логарифмічно-частотну характеристику процесу функціонування дроселюючого гідророзподільника (3).



Отримана логарифмічно частотні характеристика засвідчує про те, що, дроселюючий гідророзподільник добре пропускає сигнали великих частот та погано - малих частот. У зв'язку з тим, що система регулювання радіального розміру працює в зоні малих переміщень, як зазначалося в попередніх роботах, у відповідності до цього і дроселюючий гідророзподільник також здійснює мікропереміщення.

Отже необхідно здійснити лінеаризацію нелінійності характеристики витрат робочої рідини, яка є джерелом поганого пропуску сигналу малих частот дроселюючого гідророзподільника.

З метою побудови гідравлічних характеристик доцільно розглядати розподільник у вигляді містка, який складається із двох регулюємих дроселів та діагоналі (рис.1).

В дросельному розподільнику в роботі задіяні два вікна, які мають гідравлічні провідності G_1 і G_2 .

Таким чином, за допомогою дводросельного розподільника здійснюється дроселювання рідини в напрямку робочої камери ОФНД.

При нейтральному положенні золотника втрати живлення $Q_{др}$ дорівнюють максимальним втратам в діагоналі, які мають місце при максимальному сигналі керування, при $x_0 = x_{max}$.

Особливість повнопроточного розподільника полягає в тому, що на всьому діапазоні зміни вхідного сигналу керування $x_{min} \leq x_3 \leq x_{max}$ в роботі приймають обидва керуючих дроселя G_1 і G_2 .

При збільшенні вхідного сигналу x_3 провідність G_2 збільшується, а провідність G_1 зменшується.

Навантажувальна характеристика розподільника визначається законом зміни площини U_p перерізу потоку рідини внаслідок переміщення золотника x_3 . Ця характеристика має назву статичної характеристики розподільника [3, стр.25-28]. Її реалізація здійснюється відповідним підбором форми взаємного розміщення робочих кромок 10 та 11 золотникової пари.

Для подальшого аналізу статичної характеристики необхідно дотримання ряду умовностей, в тому числі:

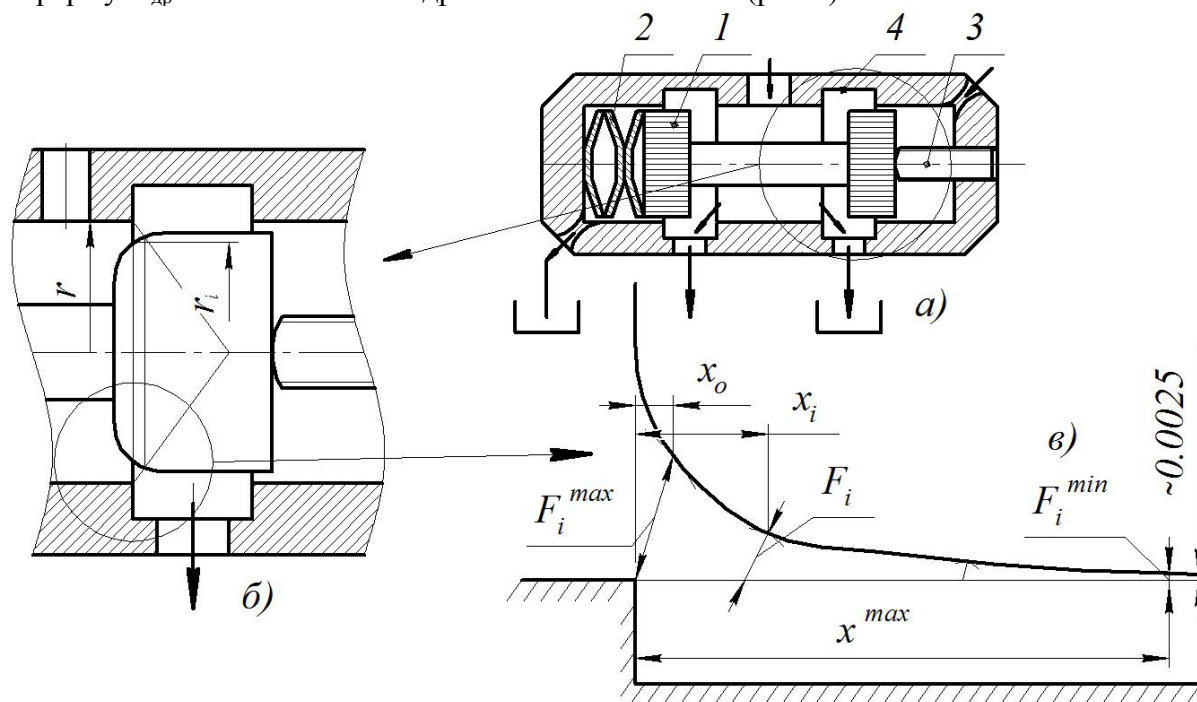
- розподільник працює в системі з постійним значенням втрат робочої рідини, Q ;

- рух робочої рідини із щільністю γ відбувається в режимі турбулентної автомодельності, тобто тиск дроселювання $p_{др}$ пропорційний квадрату швидкості потоку, що визначається втратою рідини $Q_{др}$ [3, 4].

- коефіцієнт гідравлічного опору дроселюючого отвору $\mu_{др}$ не залежить від числа Рейнольдса [3,4].

- радіальний зазор в спряженні корпус-золотник не враховується.

Запропоновані умовності дозволяють використати квадратичну залежність поміж площиною прохідного перерізу $U_{др}$ та тиском дроселювання $p_{др}$ [3]. Отже, розглянемо дроселюючий гідророзподільник з дотриманням того, площа прохідного перерізу $U_{др}$ змінюється за квадратичною залежністю (рис.3).



1 – золотник; 2 – комплект тарілчастих пружин; 3 – рухомий упор; 4 – корпус; r – радіус корпусу; r_i – радіус i -тої твірної усіченого конуса; x_0 – початкове положення кромки золотника; x_i – i -те положення кромки золотника; x^{max} – кінцеве положення кромки золотника; F_i^{max} – максимальна довжина твірної щілини; F_i^{min} – мінімальна довжина твірної щілини; F_i – i -та довжина твірної щілини

а) конструктивне виконання; б) місце контакту золотника і корпусу; в) форма кромки золотника

Рисунок 3 – Дроселюючий гідророзподільник з активною щілиною у вигляді усіченого конуса

Перетворимо рівняння 1 в квадратичну залежність:

$$Q^2 = \mu_{др}^2 * U_{др}^2 \frac{2\rho_{др}}{\tau}. \quad (6)$$

З формули 6 виведемо квадратичну залежність між тиском $\rho_{др}$ та площею дроселюючої щільни $U_{др}$:

$$\rho_{др} = 0.5Q^2 \frac{\tau}{\mu_{др}^2 * U_{др}^2} \tag{7}$$

Прийняті припущення дозволяють представити графічну квадратичну залежність за рівнянням 6

При цьому її доцільно представити у вигляді графіку, який складається із двох суміжних по осі абсцис характеристик: навантаження $\rho_{др}$ та площі дроселюючої щільни $U_{др}$ рис.5

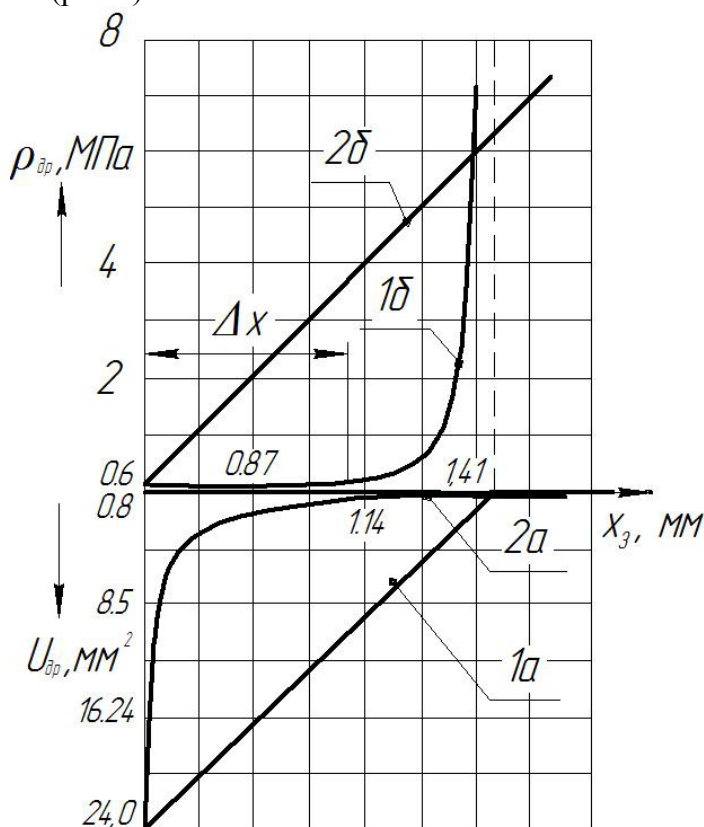
Якщо задається лінійна характеристика дроселювання (пряма 1а), яка перетинає вісі координат в точках $U_{др} = U_{max}$, $x_3 = x_{max}$, то відповідно її навантажувальна характеристика визначається кривою другого порядку 1б з початковою ординатою ρ_0 та вертикальною асимптотою $x_3 = x_{max}$.

Після відповідних математичних перетворень отримаємо рівняння залежності падіння тиску $\rho_{др}$ в діагоналі від величини переміщення золотника x_3 .

$$\rho_{др} = \frac{1}{\sqrt{x_{max} - x_i} \mu_{др}^2 * U_{др}^2} \tag{8}$$

де x_{max} – максимальне значення переміщення золотника;
 x_i – поточне положення переміщення золотника.

Відповідно до рівняння (8) побудована навантажувальна характеристика лінія 1б (рис.4)



$U_{др}$ - площа дроселюючої щільни;
 x_3 - переміщення золотника;
 $\rho_{др}$ - падіння тиску дроселюючої щільни;
 Δx - зона не чуттєвості розподільника;
 1а - лінійна зміна площі дроселювання;
 1б - криволінійна навантажувальна характеристика;
 2а - криволінійна (гіперболична) зміна площі дроселювання;
 2б - лінійна навантажувальна характеристика.

Рисунок 4 – Статичні характеристики дроселюючого розподільника

Така навантажувальна характеристика має значну зону нечуттєвості в межах Δx_3 , або має значну гідравлічну інерційність.

Усунути гідравлічну інерційність можливо шляхом створення нелінійної характеристики дроселювання (лінія 2а). При цьому навантажувальна характеристика (лінія 2б) має лінійну залежність з відсутністю зони нечуттєвості.

Визначимо рівняння довжини і-тої твірної дроселюючої щілини

$$F_i = \frac{U_{op}}{\pi r(1 + U_{op})}. \quad (9)$$

Отриманий робочий профіль золотника у в залежності від величини його переміщення буде характеризуватися наступним рівнянням:

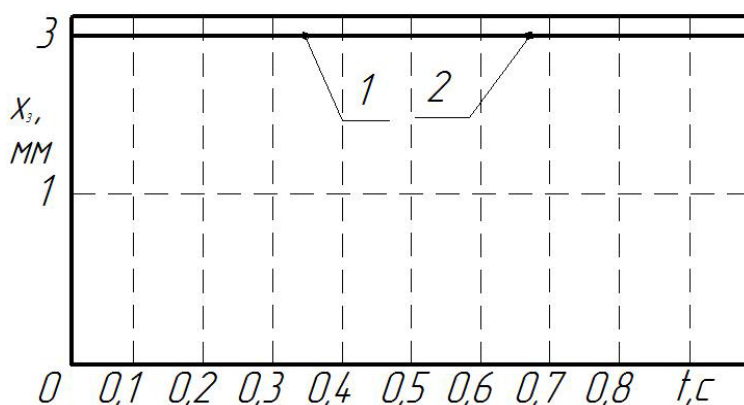
$$y = 0.04x_s^2 - 0,237x_s + 0,468. \quad (10)$$

Таким чином, за рахунок лінеаризації характеристики дроселювання з лінійної на нелінійну, можливо забезпечити безінерційність роботи дроселюючого розподільника.

Тобто, рівняння передавальної функції буде мати вигляд:

$$W_{др} = \frac{Q_{др}}{x_s} = \mu_{op} F_i U_{op} \sqrt{2\rho_{op} / \tau}. \quad (11)$$

Використовуючи отримане рівняння передавальної функції дроселюючого гідророзподільника після лінеаризації побудуємо перехідну характеристику (рис.5)



1 – вхідна величина $x_s=f(t)$;
2 – вихідна величина $Q_{др}=f(t)$;

Рисунок 5 – Перехідна характеристика дроселюючого гідророзподільника

Отримана перехідна характеристика засвідчує відсутність інерційності в умовах перехідного режиму функціонування дроселюючого гідророзподільника, що підтверджується співпадінням вхідної та вихідної величини.

Отже, за рахунок проведеної лінеаризації статичних характеристик дроселюючого гідророзподільника вдалося забезпечити вимоги безінерційності та можливість використання обумовленого гідророзподільника в СРРР.

Список літератури

1. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмоститом. Учеб. для машиностроительных вузов. М. Машиностроение 1976.
2. Куликов С.И. Хонингование. Справочное пособие / С.И. Куликов, В.А. Романчук, Ф.Ф. Ризванов, Ю.М. Евсеев. / М.: Машиностроение, 1973. с.168.
3. Хохлов В.А. Электрогидравлический привод, изд-во «Наука», М., 1966.
4. Лещенко В.А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением, изд-во «Машиностроение», М., 1975.
5. Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики. М.: Машиностроение, 1979.-232с.

Mikhail Podgaetskiy, Kirill Scherbina

Kirovograd National Technical University

Linearization of the static characteristic throttle hydrodistributor systems of regulation of the radial size

Research of process of correction of static description throttle hydrodistributor systems of regulation of the radial size of honing head due to the change of form of throttle crack.

Considered process of linearization of static description throttle hydrodistributor roviding of the fast-response functioning in the conditions of transient. A dynamic analysis is resulted throttle hydrodistributor on the basis of existent static researches, as a result, which certainly, that loading description has unrectilineal character and results in the presence of inertance in the conditions of transient behavior. During the leadthrough of linearizing of static loading description throttle hydrodistributor it was succeeded to remove an inertance in the conditions of transient behavior. Linearization succeeded to be changed due to structural perfection of form of throttle crack.

After linearization of static description of throttle hydrodistributor certainly, that it answers the terms of the use in the systems of adjusting of radial size honing head.

linearization, throttle hydrodistributor, loading description, fast-response, systems of regulation of the radial size

Одержано 04.03.14

УДК 621.733:621.783

Б.Б. Кришкін, доц., канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Аналіз можливої газопроникності сталевих труб газопроводів під час рекуперативного підігрівання природного газу

У статті описано методику оцінки ймовірності підсмоктування водяної пари з внутрішнього простору рекуперативних теплообмінних апаратів, які можуть використовуватися для підігрівання природного газу на теплових електростанціях

тепло, рекуператор, труба, газопроникність, дифузія, швидкість, температура

Б.Б. Крышкин, доц., канд. техн. наук

Кировоградский национальный технический университет

В статье описана методика определения возможности просачивания водяных паров из внутреннего пространства рекуперативных теплообменных аппаратов, которые могут использоваться для подогрева природного газа на тепловых электростанциях

тепло, рекуператор, труба, газопроницаемость, диффузия, скорость, температура

У зв'язку з нагальною потребою зменшення споживання природного газу та впровадженню енергозаощаджувальних технологій свого часу було розроблено та представлено інноваційний проект, що стосується зменшення витрат газу на теплогенеруючих підприємствах шляхом ефективної рекуперації тепла.

Відповідна експертна комісія утрималася від позитивного відгуку. У висновку експертної комісії щодо цього проекту було зазначено, зокрема, наступне:

© Б.Б. Кришкін, 2014