

## Література

1. Борисенко К.С. Взрывы в компрессорных установках. -К.: Наукова думка. -1973. -102с.
2. Терехов А.Л. Борьба с шумом на компрессорных станциях. -Л.: Недра. -1985. -150с.
3. Любчик Г.Н., Микулин Г.А., Марченко Г.С. и др. Особенности эмиссии NOx и CO в горелках на базе трубчатых модулей // Энергетика : економіка, технології, екологія. 2001. - № 4. - С. 59 – 63.
4. Шелковский Б.И., Патыченко А.С., Захаров В.П. Утилизация и использование вторичных энергоресурсов компрессорных станций.

ва, при якому температурний напір по його товщині стає квазіпостійним і інтенсивність

5. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника / Балластов А.М., Брод-нянский В.М., Голубев Б.П. и др. - М.: Энергоатомиздат. - 1983. - С. 552.
6. Карп И.Н., Говдяк Р.М. Калапунь И.М. и др. Эффективное производство энергии на компрессорных станциях магистральных газопроводов // Экологические и ресурсосберегающие. - 2002. - № 3. - С. 12.-22.
7. Лойцянский Л.Г. Механика жидкостей газов. - М.: Наука, 1973, 906 с.

УДК 62.592.113

## ОЦІНЮВАННЯ ТЕПЛОВИХ ВТРАТ ГАЛЬМІВНИХ ШКІВІВ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ БУРОВИХ ЛЕБІДОК (частина друга)

О. І. Вольченко, Д. О. Вольченко, Л. І. Криштопа

ІФНТУНГ, 76019, Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42464  
e-mail: [admin@ifdtung.if.ua](mailto:admin@ifdtung.if.ua)

*Расчетно-экспериментальным методом определены тепловые потери с помощью различных видов теплообмена от поверхностей тормозных шкивов ленточно-колodочных тормозов буровых лебедок и проиллюстрированы пути интенсификации их охлаждения.*

*The account-experimental method defines heat losses with the help of different sorts of heat change from surfaces of brake cone of the band-block brakes of drilling hoists and the ways of they intensification are illustrated.*

- М.: Недра. - 1991. - 160 с.

У першій частині публікації наведено критичний аналіз визначення теплоти від поверхонь гальмівного шківа, яка поглинається його тілом та передається іншим елементам, акумулюється та розсіюється у навколишнє середовище. Запропоновано метод визначення теплових втрат від поверхонь гальмівного шківа у лабораторно-промислових умовах.

Стрічково-колодкове гальмо бурової лебідки у більшості випадків працює у режимі повторно-короткочасних гальмувань. При такому режимі роботи за цикл ( $t_{\text{ц}} = t_{\text{г}} + t_{\text{о}}$ ) теплота, що генерується на поверхнях тертя фрикційних вузлів, частково йде на нагрівання зовнішніх та внутрішніх пар тертя, частково відводиться від їхніх поверхонь в оточуюче середовище (випромінюванням та вимушеною конвекцією у деталях та вузлах, що дотикаються до стрічки та шківа). Температура елементів тертя при цьому від циклу до циклу зростає до досягнення встановленого [1] та критичного [2] значення. Перший стан наступає тоді, коли теплота, що генерується на внутрішніх парах тертя за час  $t_{\text{г}}$ , буде рівною кількості теплоти, що відводиться в оточуюче середовище та у спряженні з елементами тертя деталі. Другий стан є характерним лише для обою гальмівного шкі-

теплообміну його поверхонь дещо знижується.

Переходимо до розробленого методу оцінки теплових втрат гальмівними шківими бурових лебідок шляхом нагрівання та охолодження їхніх ободів у лабораторних та промислових умовах. При цьому попередньо вводимо деякі уточнення щодо визначення кількості теплоти, яка втрачається їхніми ободами при радіаційному, кондуктивному, природному та вимушеному конвективному теплообміні. Після цього встановлюємо закономірності зміни температур робочої поверхні гальмівних шківів, які перебувають у статичному та динамічному стані.

Перед реалізацією усіх етапів методу, що пропонується, визначають вагові та термодинамічні параметри рідкого металу (див. табл.1), який використовується для нагрівання обода гальмівного шківа, повну вагу гальмівного шківа разом з рідким металом, що заповняв його порожнини. Нагрівання шківів відбувається за допомогою 12-ти електронагрівачів, кожен з яких має потужність  $P_{\text{e}} = 2,0$  кВт, і розміщений з кроком через  $60^{\circ}$  з обох боків торців кожного обода шківа.

На першому етапі методу нагрівання, визначаємо кількість теплоти, яка відводиться від поверхонь гальмівного шківа в оточуюче середовище за допомогою радіаційного та природ-

ного конвективного теплообміну. Для цього у лабораторних умовах нагріваємо повністю теп-

**Таблиця 1 – Вагові та термодинамічні параметри рідкого металу, що використовують для нагрівання ободу гальмівного шків**

Склад рідкого металу	Вміст компонентів у сплаві, %	Густина $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Маса компонентів у сплаві $m$ , кг	Температури		$c$ , Дж/кг <sup>°C</sup>	$\lambda$ , Дж/кг <sup>°C</sup>	$Q_{п}$ , кДж
				плавлення, $t_{п}$ , °C	кипіння, $t_{к}$ , °C			
Sn	30,0	7290	37,95	231,8	2275,0	222,1	51,04	1936,85
Zn	20,0	7130	25,29	419,4	905,7	383,6	127,1	3213,98
Ga	50,0	6095	63,25	29,8	2250,0	381,1	52,12	3296,4

**Таблиця 2 – Теплові характеристики при нагріванні рідкого металу та обода шків залежно від часу процесу**

№ n/n	Час, $\tau$ , с	Теплота		Об'ємна температура $t$ , °C
		$Q_{н}^*$ , кДж	$Q_{ен}^*$ , кДж	
1	249	3378,80	5976,76	100
2	389	7602,32	9327,21	200
3	608	11825,80	14614,51	300
4	749	16049,30	17964,96	400
5	1022	20272,81	24529,39	500
6	1162	24496,31	27879,84	600
7	1276	28719,81	30624,42	700
8	1467	32943,31	35208,07	800
9	1597	37166,81	38328,29	900
10	1795	41390,31	43080,04	1000

\*Примітка.  $Q_{н}^*$  – кількість теплоти, яка передається від нагрітого рідкого металу до тіла гальмівного шків;  $Q_{ен}^*$  – кількість теплоти, яку віддають електронагрівачі рідкому металу.

лоізольований від оточуючого середовища гальмівний шків та гальмівний шків, у якому теплоізолювано лише поверхню виступу, яка дотикається до фланця барабана лебідки.

Загальна кількість теплоти, яка передається від нагрітого рідкого металу до тіла гальмівного шків, визначається залежністю

$$Q_{н} = P_{н} \cdot n \cdot \tau, \quad (1)$$

де:  $P_{н}$  – потужність одного електронагрівача;  $n$  – кількість нагрівачів;  $\tau$  – час роботи нагрівачів.

При цьому розподіл загальної кількості теплоти між шківом та рідким металом до плавлення останнього у порожнині за умови, що прирости їхньої температури знаходять зі співвідношення

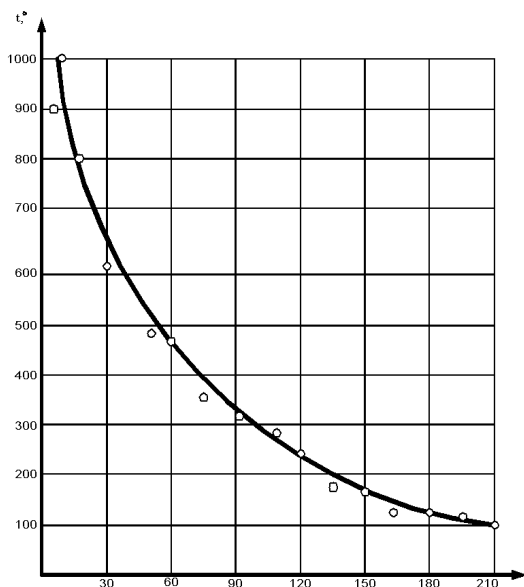
$$\frac{m_{р.м.}}{m_{ш}} = \frac{c_{ш}}{c_{р.м.}}, \quad (2)$$

де:  $m_{р.м.}$ ,  $m_{ш}$  – маса : рідкого металу та гальмівного шків;  $c_{р.м.}$ ,  $c_{ш}$  – теплоємність матеріалу шків та рідкого металу. Співвідношення, визначене з виразу (2), дорівнює

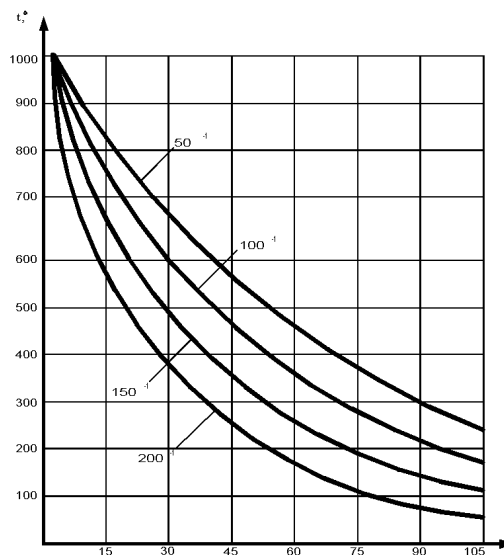
$$\frac{m_{р.м.}}{m_{ш}} = \frac{460,9}{328,85} = 1,4.$$

Отже, із загальної кількості теплоти, що виділяється електронагрівачами, близько 70% йде на нагрівання шків, а 30% лише на нагрівання рідкого металу до стану його плавлення.

У табл. 2 представлені розрахунково-експериментальні дані згідно з тепловими характеристиками рідкого металу та гальмівного шків залежно від часу протікання процесів їхнього нагрівання.



**Рисунок 1 а – Залежність поверхньої температури гальмівного шківa бурової лебідки У2-5-5 від часу природного конвективного охолодження**



**Рисунок 1 б – Залежність поверхньої температури гальмівного шківa бурової лебідки У2-5-5 від часу вимушеного конвективного охолодження**

На другому етапі даного методу нагрівання визначаємо кількість теплоти, яка відводиться від гальмівного шківa кондуктивним теплообміном у фланець барабана лебідки через поверхню виступу, що контактує з ним. Для цього у промислових умовах змінюють один з гальмівних на буровій лебідці на шків, у якого теплоізолювано його виступ з боку фланця барабана. Після цього шляхом циклічних гальмувань доводять поверхню температуру шківa (без теплоізолюваної поверхні виступу) до температури 1000 °С, а потім її порівнюють з поверхневою температурою другого шківa. Різниця між поверхневими температурами двох шківів складає втрати на кондуктивний теплообмін.

Третій етап методу природного охолодження гальмівного шківa бурової лебідки полягає в тому, що у промислових умовах шківи нагрівають до температури 1000 °С, а відтак їх зупиняють, і вони у нерухомому стані охолоджуються природним шляхом до  $t=(40 - 60) \text{ }^\circ\text{C}$  за певний проміжок часу.

Експериментальні дані, що стосуються залежності поверхньої температури нерухомого шківa бурової лебідки У2-5-5 від часу природного охолодження, яка аналітично описується емпіричною формулою  $t = 1651,862 - 297,0857 \cdot \log \tau$ , зображені на рис. 1а.

Четвертий етап методу вимушеного природного охолодження гальмівного шківa бурової лебідки полягає в тому, що у промислових умовах гальмівні шківи нагрівають кілька разів до температури 1000 °С, а відтак із постійною

частотою обертання їх примусово охолоджують.

Експериментальні дані залежності поверхньої температури шківa бурової лебідки У2-5-5 при різній частоті обертання його обода від часу вимушеного охолодження, представлені на рис. 1 б, носять також експоненціальний характер.

Зупинимося коротко на конструктивних особливостях гальмівних шківів. На рис. 2 а, б зображені гальмівні шківи 1 без та з ребордою 3, які не мають ніяких охолоджувальних пристроїв. Такі шківи не здатні за короткий строк відводити теплоту, яка генерується на робочих поверхнях 2, а відтак акумулюється в їхнє тіло та оточуюче середовище.

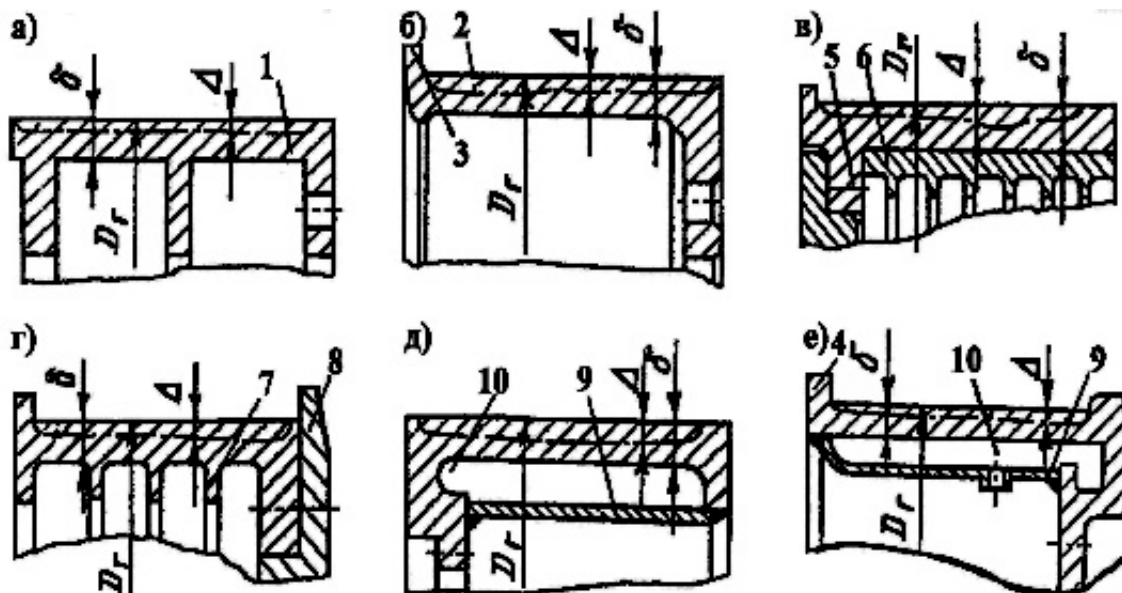
На рис. 2 в, г зображено біметалевий гальмівний шків з ребордою та ребрами жорсткості та гальмівний шків з ребордою та ребрами жорсткості. Перший гальмівний шків має конструктивну особливість - з боку його неробочої поверхні запресовано алюмінієвий циліндр 6. Даний матеріал має три важливі властивості, що дають йому переваги перед литою сталлю: великий коефіцієнт теплопровідності; акумулювання теплоти; відведення її шляхом конвективного та кондуктивного теплообміну.

З рис. 2 г випливає, що друга реборда шківa утворена виступом фланця 8 барабана. Наявність ребер жорсткості у обох типах гальмівних шківів дозволяє також мати розвинену поверхню теплообміну, яка інтенсифікує від них як природну, так і вимушену конвекцію.

Гальмівні шківи без та з ребордами, а також камерами для водяного охолодження зображені на рис. 2 д, е. Конструкція другого типу шківa має дві реборди 4, які служать напра-

вляючими для фрикційних накладок гальмівної стрічки. У камерах 10 даних шківів циркулює проточна вода, яка примусово охолоджує їхній обід. Шківні таких типів успішно застосовуються у бурових лебідках, що експлуатуються у районах з помірним та жарким кліматом при бурінні з великим числом спуско-підйомних операцій.

Зі збільшенням товщини обода шківа кількість теплоти, яку сприймає накладка та коефіцієнт розподілу теплових потоків, зменшується. Зменшення коефіцієнта розширення теплових потоків спостерігається і в міру збільшення кількості теплоти, що генерується. Це можливо пояснити тим, що з ростом  $Q$  роль приливу та внутрішнього оребрення створює



$D_r$  – діаметр робочої поверхні шківа;  $\delta$  – товщина обода шківа;  $\Delta$  – величина спрацювання робочої поверхні шківа; 1, 2 – гальмівний шків та його робоча поверхня; 3, 4 – реборди; 5 – виступ; 6 – алюмінієвий ребристий циліндр; 7- ребра жорсткості шківа; 8 – фланець барабана лебідки; 9, 10 – кожух та камери для водяного охолодження

Рисунок 2 а, б, в, г, д, е – Гальмівні шківні бурових лебідок та їхні конструктивні особливості: а, б – гальмівні шківні без та з ребордою; в – біметалевий гальмівний шків з ребордою та ребрами жорсткості; г – гальмівний шків з ребордою та ребрами жорсткості (у зборі з фланцем барабана); д, е – гальмівні шківні без та з ребордами та камерами для водяного охолодження

Таблиця 3 – Різні типи гальмівних шківів з конструктивними особливостями та їхні площі поверхонь теплообміну

Гальмівні шківні	Площі поверхонь, що беруть участь у різних видах теплообміну в оточуюче середовище та фланець барабана лебідки, м <sup>2</sup>				Маса шківна, кг	Співвідношення: маса ребер / маса шківа
	А*	Б*	В*	Г*		
Тип I	1,128	1,440	0,290	1,354	602	0,321
Тип II	1,071	1,776	0,372		461	
Тип III	1,131	1,697	0,312	0,924	581	0,227
Тип IV	1,024	1,492	0,466	0,531	502	1,151
Тип V	1,134	1,913	0,202		450	
Тип VI	1,083	1,971	0,364		489	
Тип VII	1,139	1,658	0,356		454	
Тип VIII	1,139	1,878	0,356		470	

\*\*Примітка. А\*– полірована поверхня шківа; Б\*– матова поверхня шківа; В\*– поверхня шківна, яка стикається з поверхнею фланця барабана; Г\*– поверхня ребер.

У табл. 3 для розглянутих типів шківів (I – VI), зображених на рис. 2 а, б, в, г, д, та е, а також для шківа, представленого у першій частині публікації (тип VII) та для гладкого шківа зі спеціальними ребордами (тип VIII), проілюстровані площі поверхонь їхнього теплообміну.

такий же вплив на розподіл теплових потоків, як і збільшення товщини обода шківа.

Одночасно зі збільшенням маси, в якій розподіляється теплота, збільшується поверхня тепловіддачі обода гальмівного шківа за рахунок

нок теплоорозсіюючої поверхні його бічних стінок.

Примусове охолодження практично не підвищує фрикційні властивості матеріалів, але дає змогу знизити температуру на поверхні тертя і тим зменшити зношування та руйнування робочої поверхні обода гальмівного шківів.

Таким чином, виходячи зі сказаного, в основу конструювання гальмівних шківів треба

гальмівного шківів, Вт/м<sup>2</sup>·°C; Δt – температурний градієнт між робочою поверхнею обода шківів та торцем його виступу, °C; I<sub>1</sub>(mΔR), I<sub>0</sub>(mΔR) – функція Бесселя уявного аргументу.

Розрахунки виконувались за таких ви-

**Таблиця 4 – Кількість теплоти, що витрачається на нагрівання гальмівного шківів бурової лебідки та охолодження його поверхонь різними видами теплообміну за однакові проміжки часу**

t <sub>п</sub> , °C	t <sub>о</sub> , °C	Q <sup>***</sup> , МДж	τ = τ <sub>о</sub> , с	Q <sub>1</sub> <sup>***</sup> , кДж	Q <sub>2</sub> , кДж	Q <sub>3</sub> , кДж	Q <sub>4</sub> , кДж	ΣQ, кДж	Q – ΣQ
100	20	9,355	249,0	1262,0	95,12	0,3	1,32	1358,74	7,996
500	20	34,89	1022,0	5170,0	390,0	1,23	5,40	5566,63	29,323

\*\*\* Примітка. Q – кількість теплоти, що витрачається на нагрівання гальмівного шківів; Q<sub>1</sub>, Q<sub>2</sub>, Q<sub>3</sub>, Q<sub>4</sub> – кількість теплоти, що відводиться від поверхонь гальмівного шківів радіаційним, кондуктивним, вимушеним та природним конвективним теплообміном

закладати принцип, згідно з яким, по можливості виключати масивні вузли, що заважають вільному розширенню менш масивних нагрітих деталей. Крім цього, чим вищою є теплопровідність матеріалу обода гальмівного шківів, тим рівномірніше відбувається його прогрівання і тим нижчими будуть теплові напруження за тих самих умов.

При оцінці теплових втрат від поверхонь гальмівного шківів використовувались залежності (2 та 3) при радіаційному та природному конвективному теплообміні, наведені у попередній статті. Тепловий потік при кондуктивному виді теплообміну від виступу обода шківів у фланець барабана лебідки оцінюється залежністю

$$Q_2 = 2\pi R \lambda \delta \Delta t m I_1(m\Delta R) / I_0(m\Delta R), \quad (3)$$

де: ΔR – висота виступу обода гальмівного шківів з боку фланця барабана лебідки, м; δ – товщина виступу обода шківів, м;

$m = \sqrt{2\alpha_p / (\lambda\delta)}$ ,  $\frac{1}{m}$  – параметр, у якому

$$\alpha_p = c_2 A_2 \left[ \left( \frac{273 + t_p}{100} \right)^4 - \left( \frac{273 + t_o}{100} \right)^4 \right], \quad (4);$$

де: α<sub>p</sub> – коефіцієнт радіаційного випромінювання від вільної поверхні виступу обода шківів, Вт/м<sup>2</sup>·°C<sup>4</sup>; A<sub>2</sub> – площа полірованої поверхні виступу обода гальмівного шківів, м<sup>2</sup>; t<sub>п</sub>, t<sub>о</sub> – температури: робочої поверхні обода гальмівного шківів та оточуючого середовища, °C; λ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу обода

хідних даних: ΔR = 0,22 м; δ = 0,028 м; λ = 45,4 Вт/м·°C; c<sub>2</sub> = 5,45 Дж/м<sup>2</sup>·°C<sup>4</sup>; A<sub>2</sub> = 0,356 м<sup>2</sup>.

Визначення кількості теплоти, яка розсіюється від поверхонь гальмівного шківів бурової лебідки при вимушеному конвективному теплообміні відбувалося за такої залежності:

$$Q_3 = \alpha_2 A_4 (t_p - t_o) \tau, \quad (4)$$

де: α<sub>2</sub> – коефіцієнт тепловіддачі при вимушеній конвекції від поверхні гальмівного шківів при його вільному обертанні; α<sub>2</sub> = 6,14 · v<sup>0,28</sup>; v – середня лінійна швидкість обертання робочої та бічних кільцевих поверхонь гальмівного шківів.

Розрахунки виконувались за таких вихідних умов: n=50 хв<sup>-1</sup> та α<sub>2</sub> = 17,36 Вт/м·°C; n=100 хв<sup>-1</sup> та α<sub>2</sub> = 29,84 Вт/м·°C; n=150 хв<sup>-1</sup> та α<sub>2</sub> = 40,35 Вт/м·°C; n=200 хв<sup>-1</sup> та α<sub>2</sub> = 51,23 Вт/м·°C; A<sub>4</sub> = 3,153 м<sup>2</sup>; t<sub>п</sub> = 100; 500 °C; t<sub>о</sub> = 20 °C; τ = 10 с.

Результати розрахунків за залежностями для оцінки теплових втрат від поверхонь гальмівного шківів при радіаційному та природному конвективному теплообміні наведені у попередній публікації і за залежностями (3) та (4) представлені у табл. 3.

Аналіз даних наведених у табл.3, дає підстави констатувати: кількість теплоти, що відводиться від поверхонь гальмівного шківів при температурі на його робочій поверхні 100 °C при природному конвективному теплообміні більша, ніж при вимушеному через те, що α<sub>1</sub> був більшим, ніж α<sub>2</sub>.

За ефективністю види теплообміну розташовуються так: радіаційний, кондуктивний, вимушений та природний конвективний. При охолодженні поверхонь гальмівного шківа радіаційний теплообмін реалізується разом з кондуктивним або вимушеним конвективним, або природним конвективним теплообміном.

Із аналізу кількості теплоти, що генерується у тілі гальмівного шківа та розсіюється його поверхнею за рахунок різних видів теплообміну випливає, що темп охолодження у десятки разів менший за темп нагрівання. Для усунення такої диспропорції у тепловому балансі гальмівного шківа теплоту, що генерується у процесі гальмування, необхідно відразу ж відводити від його робочої поверхні. Це досягається за рахунок застосування ефекту термо-

напружень в тілі труби біля шва. Нижче проаналізовано вплив ширини зони пластичних деформацій і їх перепаду по товщині труби на просторовий розподіл залишкових напружень в околі монтажного кільцевого шва МТ.

Для аналізу розподілу залишкових напружень у зварному з'єднанні труби моделюватимемо її круговою циліндричною оболонкою

### Література

1. Александров М.П. Грузоподъемные машины. – М.: Из-во МГТУ им. Н. Э. Баумана – Высшая школа, 2000. – 552 с.
2. Вольченко А. И. Тепловой расчет тормозных устройств. - Львов: Высшая школа,

УДК 622.692.4

## ОЦІНКА ВПЛИВУ ПЕРЕПАДУ ПЛАСТИЧНИХ ДЕФОРМАЦІЙ ПО ТОВЩИНІ ТРУБИ НА РОЗПОДІЛ ЗАЛИШКОВИХ НАПРУЖЕНЬ В ЗОНІ МОНТАЖНОГО ЗВАРНОГО ШВА МАГІСТРАЛЬНОГО ТРУБОПРОВОДУ

*А.В. Драгілев*

*Підприємство «Інжинірингові технології», Україна, 03151, м. Київ, вул. Волинська, 60, тел/факс 380-044-559-99-33, E-mail:kraft@krafst.com.ua*

*Исследовано влияние ширины зоны пластических деформаций и их градиента по толщине трубы на пространственное распределение остаточных напряжений в кольцевом сварном соединении магистрального трубопровода. Показано, что кольцевые и осевые остаточные напряжения на внутренней поверхности трубы с увеличением градиента пластических деформаций по ее толщине уменьшаются, а на внешней увеличиваются. При этом для малых перепадов этих деформаций по толщине трубы с увеличением ширины их зоны распределения кольцевые напряжения на внешней поверхности уменьшаются и достигают максимального значения на внутренней поверхности трубы.*

*Influence of the zone width of plastic deformations and their gradient pipe thickness on spatial distribution of residual stresses in the circumferential welded pipeline joint has been investigated. It is shown that hoop and axial residual stresses on the internal pipe surface decrease with the increase of gradient plastic deformations on its thickness, and increase on the external surface correspondingly. Herewith for small differences in these deformations in pipe thickness, hoop stresses on the external surface decrease with the increase of the zone width and reach the maximum value on the internal surface of the pipe.*

електричного охолодження.

Таким чином, запропоновано розрахунково-експериментальний метод за оцінкою складових теплового балансу гальмівного шківа, який дає змогу прогнозувати ще на стадії проектування його теплонавантаженість.

Відомо, що надійність зварних з'єднань труб суттєво впливає на термін безпечної експлуатації магістральних трубопроводів (МТ). Особливу увагу при обстеженні МТ приділяють монтажним зварним швам, оскільки вони є однією із головних причин виникнення аварій [1]. При цьому, враховуючи, що залишкові напруження є самозрівноваженими, важливою є інформація про зони розтягальних і стискальних

1987. – 133с.

3. Грошев А. М., Барахтанов Л. В., Успенский И. П. Расчет установившейся температуры элементов тормоза при повторно-кратковременном режиме. - М.: Из-в. высш. учебн. завед. МВ и ССО СССР: Машиностроение, №3, 1985. – С. 93-96.

4. Ильский А. М., Миронов Ю. В., Чернобыльский А. Г. Расчет и конструирование бурового оборудования. – М.: Недра, 1985. – 452 с.

завтовшки  $2h$  під дією поля локальних осесиметричних пластичних деформацій. Віднесемо трубу до триортогональної системи координат  $\alpha, \beta, \gamma$ , де  $\alpha = z/R$  – віднесена до радіуса середньої поверхні  $R$  координата вздовж твірної від осі шва (початок координат вибериено на осі шва),  $\beta$  – кутова координата,  $\gamma$  – відстань по товщині труби вздовж зовнішньої нормальні до її серединної поверхні.