

<https://doi.org/10.52150/2522-9117-2024-38-710-730>

УДК 621.774.36: 532.001.57

С. В. Білодієнко¹, д.т.н., проф., ORCID 0000-0002-5768-594X

І. А. Мазур¹, к.т.н., доц., ORCID 0000-0003-2177-7110

В. Д. Добряк², к.т.н., провідний інженер

Д. Ю. Угрюмов³, технічний директор

Ю. Д. Угрюмов², к.т.н., провідний інженер

¹ *Український державний університет науки і технологій*

² *ДП «Український інститут по проектуванню металургійних заводів»*

³ *ТОВ «Морська Сюрвейерська Компанія»*

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ГІДРАВЛІЧНОГО ГАЛЬМА ФОРГОЛЛЕРА ПОДАВАЛЬНОГО АПАРАТА ПІЛГРИМОВОГО СТАНА

Анотація. Подавальний апарат є одним з основних частин обладнання пілгримового стана, робота якого визначає не тільки продуктивність, но і якість труб які прокочуються. Однією з основних проблем працюючих подавальних апаратів є незадовільне гальмування рухомих мас при задаванні гільзи на дорні у валки пілгримового стана, що призводить до значної швидкості зустрічі гільзи з валками, яка досягає 1–2 м/с. Це в значній мірі збільшує динамічні навантаження в головній лінії стана і обмежує його продуктивність. Загальним недоліком відомих пристроїв гальмування є імпульсне підвищення тиску рідини в гідравлічному гальмі. Метою роботи є мінімізація сили гальмування рухомих частин форголлера у межах припустимих прискорень, шляху і часу. В роботі мінімізація сили гальмування досягається за рахунок постійності тиску рідини в камері гальмування гідрогальма на всьому шляху гальмування. Розглянуто два варіанта гідравлічного гальма, у якого кінетична енергія рухомих частин при гальмуванні поглинається роботою тертя гальмівної рідини при перетіканні із камери гальмування у водяну камеру. В першому варіанті перетікання рідини із камери гальмування у водяну здійснюється через дроселюючі канали в тілі шпинделя. В другому варіанті перетікання рідини здійснюється через змінну кільцеву щілину, яка утворена циліндричною поверхнею утулки гальмування і криволінійною поверхнею шпинделя на ділянці гальмування. Профіль дроселюючих каналів і криволінійна утворююча поверхні шпинделя апроксимуються прямими лініями, що значно спрощує їх виготовлення. Профілі каналів і криволінійні утворюючі для всіх труб, які прокатуються, достатньо близькі один до одного, що дозволяє весь сортамент розділити на дві групи і для кожної групи призначити один профіль каналів або криволінійних утворюючих. За допомогою гідродинамічної теорії виконано моделювання роботи двох

© Видавець Інститут чорної металургії ім. З. І. Некрасова НАН України, 2024



Ця стаття відкритого доступу за ліцензією CC BY-NC-ND 4.0
<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/legalcode.uk>

варіантів гідравлічного гальма і визначені їх переваги та недоліки. Пристрій гальмування по першому варіанту має перевагу, яка полягає в тому, що шпіндель і втулка гальмування центруються по контактній поверхні, но має той недолік, що більш трудомісткі в виготовленні чим шпіндель з конічними поверхнями на ділянці гальмування. Для перевірки і уточнення отриманих результатів в роботі необхідно проведення фізичного моделювання роботи гідравлічного гальма по двом варіантам.

Ключові слова: труба, пільгерстан, подавальний апарат, форголлер, гідрогальмо, пневмогальмо, камера гальмування, плунжер, водяна камера, дросельний клапан, тиск рідини, час гальмування, шлях гальмування.

Посилання для цитування: Моделювання роботи гідравлічного гальма форголлера подавального апарата пілігримового стана / С. В. Білодіденко, І. А. Мазур, В. Д. Добряк, Д. Ю. Угрюмов, Ю. Д. Угрюмов // *Фундаментальні та прикладні проблеми чорної металургії*. 2024. Вип. 38. С. 710-730. <https://doi.org/10.52150/2522-9117-2024-38-710-730>.

Вступ. Одним з основних факторів, які впливають на продуктивність пільгерстана і всієї установки в цілому, а також на якість труб є стабільна і надійна робота подавального апарата.

При цьому повітряний циліндр (форголлер) повинен забезпечити відповідну величині рухомих мас розрахункову швидкість нахату гільзи в валки і одночасно точне кантування гільзи на кут 90° , пристрій гальмування – плавне гальмування гільзи за рахунок протитиску в камері гальмування без сповзання гільзи з дорна і з мінімальною швидкістю зустрічі гільзи з валками, а механізм подачі – стабільну величину подачі метала в валки.

З моменту винаходу пілігримової прокатки і до теперішнього часу продовжуються дослідження і удосконалення як окремих вузлів, так і подавальних апаратів в цілому.

В даний час, багато прогресивних рішень реалізовано в сучасних апаратах фірм «Mannesmann-Demag» (Німеччина), «Innse» (Італія), «ITWH» (Німеччина).

Подавальні апарати, які експлуатуються в Україні на трубопрокатному агрегаті (ТПА) 5–12" ПрАТ «Інтерпайп НТЗ», мають цілий ряд недоліків, котрі в сучасних умовах знижують конкурентоспроможність цього агрегату. Одним з основних недоліків подавальних апаратів, які експлуатуються на ТПА 5–12" ПрАТ «Інтерпайп НТЗ» є неефективне гальмування рухомих мас при подачі гільзи у валки, що призводить до значних динамічних навантажень на головну лінію привода пілігримового стана, обмежуючи швидкість прокатки і знижуючи продуктивність стана. Вказаний недолік зумовлений недосконалістю конструкції системи гідравлічного

гальмування рухомих частин форголлера разом з гільзою і дорном. На умови гальмування істотно впливає величина рухомих мас, яка досягає 10 – 12 т. При цьому відомо, що на закордонних подавальних апаратах величина рухомих мас суттєво нижча, приблизно на 30 – 40%.

Робота валків пілігримового стана міцно пов'язана із зворотно-поступальним рухом гільзи, яка прокочується, за допомогою подавального апарата. Період прокатки гільзи чергується з періодами холостого ходу валків. В період холостого ходу подавальний апарат виконує спочатку розгін (накат) гільзи по напрямку до валків, а потім її гальмування перед зустріччю з валками.

П. Т. Емельяненко в роботі [1] сформулював вимоги до подавальних апаратів. Відзначимо ті з них, котрих стосується дана робота: по-перше, бажано, щоб регулювалась дія гальмування, що дозволить, при різних умовах, досягти найменшої, практично можливої кінцевої швидкості, по-друге, пристрій гальмування не повинен збільшувати масу рухомої системи.

Перші (1895 р.) пристрої гальмування були пружинні. Вони мали обмежений термін експлуатації і супроводжувались великим шумом при роботі. Пізніше з'явилися пневматичні пристрої гальмування, які не забезпечували ефективного гальмування рухомих частин, перегрівалися і втрачали герметичність. Тому на практиці найбільше застосування отримали апарати з гідравлічним гальмуванням [2].

Дослідники подавальних апаратів [3] дійшли висновку, що існуючі конструкції подавальних апаратів з пневматичним приводом і гідравлічним гальмуванням мають недолік, який полягає в ненадійній роботі і неможливості регулювання режиму гальмування. Були розроблені декілька типів автоматичних пристроїв гальмування з регульованим режимом гальмування [4], но практичної реалізації вони не отримали. На промислових станах десятки років працюють пристрої гальмування, які складаються з профільованої втулки гальмування, шпинделя або плунжера з похилим уступом, що входить в втулку гальмування і утворює рухому стінку камери гальмування. Загальним недоліком вказаних пристроїв гальмування є імпульсивне підвищення тиску рідини в камері гальмування [3], при якому графік тиску представляє собою трикутник з основою, рівною шляху гальмування, і висотою порядку 10 МПа та вище. Пікове значення тиску рідини в камері гальмування обумовлює пікове значення сили гальмування, що діє на каретку подавального апарата і гідроциліндри переміщення каретки. Це призводить до збільшення подачі гільзи у валки, що є причиною браку труб по різностінності, бугористості, закатам і пробінам.

В роботі [5] показано, що на величину шляху гальмування рухомих

мас оказує вплив не лише величина, но і форма імпульсу сили гальмування. Показано, що найбільше зниження максимуму сили гальмування досягається при прямокутному графіку цієї сили. Во вказаній роботі, а також в роботі [6] удосконалення режиму гальмування досягається застосуванням пружино-гідравлічного буфера, який зсуває максимум сили гальмування до кінця шляху гальмування, знижує величину цього максимуму і накопичує потенційну енергію, яку віддає рухомих частинам подавального апарата в початковий період прокатки, як би допомагаючи валкам здійснювати відкочування рухомих частин.

Пружино-гідравлічний буфер в поєднанні зі ступінчастим зазором між втулкою гальмування і шпинделем (плунжером) дозволяє для всіх типорозмірів труб, які прокатуються, від діаметра $\varnothing 168$ мм до діаметра $\varnothing 377$ мм знизити максимум сили гальмування на $25 \div 47\%$ і зменшити швидкість зустрічі гільзи з валками на $20 \div 23\%$.

В жодній з розглянутих робіт не досягнута сталість тиску рідини в камері гальмування на всьому шляху гальмування, а відповідно, і сили гальмування.

В даній роботі за допомогою моделювання роботи гідравлічного гальма запропонованої конструкції зроблена спроба наблизитися до вирішення цієї задачі.

Основна частина. На рис. 1 показано форголлер подавального апарата з пневматичним розгоном і пневмогідравлічним гальмуванням. Термін «форголлер» зустрічається в книзі П. Т. Емельяненко [1] і в німецькій технічній літературі. Форголлером називають повітряний циліндр у зборі з поршнем і штоком, що називається шпинделем або плунжером при відсутності поршня, механізмом кантування, пристроєм гальмування. Форголлер закріплений на каретці, котра приводиться в рух за допомогою гідроциліндрів. Існують конструкції, коли корпус форголлера слугує кареткою.

Форголлер, зображений на рис. 1, складається з водоохолоджуємого повітряного циліндра 7, поршня 6 зі шпинделем 2, дрилі 8 з храповим механізмом 10, водяної камери 5, втулки гальмування 4, дорнового замка 1. Дриль 8 кінематично зв'язаний з поршнем і шпинделем за допомогою дрильної гайки і гвинтової нарізки. На повітряному циліндрі встановлені електропневматичний клапан 9 швидкого скидання і автоматичного заповнення повітрям, зворотний і дросельний клапани пневматичного гальма. В середній частині шпиндель має уступ під кутом 45° при зменшенні діаметра з $\varnothing 550$ мм до $\varnothing 360$ мм, який утворює рухоми стінку камери гальмування, коли цей уступ входить всередину втулки гальмування. Між камерою гальмування і водяною камерою є

канали, в котрих встановлено три клапани: два зворотних і один дросельний. Дросельний клапан 3 може пропускати воду з камери гальмування 11 в водяну камеру 5, коли відбувається гальмування рухомих частин форголлера і він відкритий, а зворотні клапани закриті. При накаті рухомих частин уступ шпинделя виходить з камери гальмування, вода потрапляє в камеру гальмування крізь зворотні клапани і частково крізь дросельний клапан, якщо він відкритий.

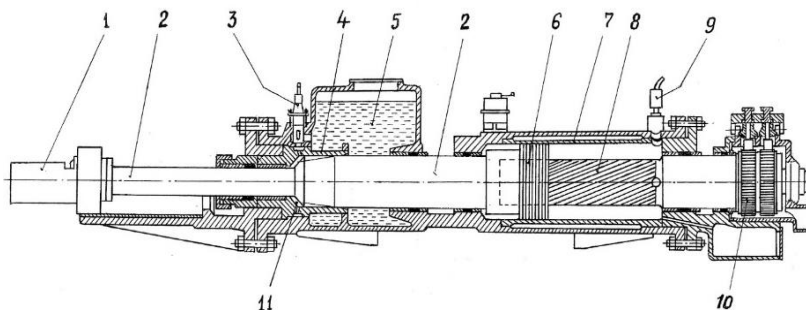


Рисунок 1 – Форголлер подавального апарата з пневматичним розгоном і пневмогидравлічним гальмуванням рухомих частин: 1 – дорновий замок; 2 – шпиндель (шток); 3 – дросельний клапан; 4 – втулка гальмування; 5 – водяна камера; 6 – поршень; 7 – повітряний циліндр; 8 – дріль; 9 – електропневматичний клапан швидкого скидання і автоматичного заповнення; 10 – храповий механізм; 11 – камера гальмування

Гальмування рухомих частин подавального апарата, який зображено на рис. 1, відбувається за рахунок витікання гальмівної рідини крізь кільцевий зазор, утворений криволінійною внутрішньою поверхнею втулки гальмування і циліндричною поверхнею шпинделя. Недоліком такого пристрою гальмування є, по-перше, пікове значення тиску гальмівної рідини, а по-друге, складність виготовлення і ремонту втулки гальмування з криволінійною внутрішньою поверхнею. Тому як перший варіант, розглянемо пристрій гальмування з циліндричною внутрішньою поверхнею втулки гальмування і циліндричною поверхнею шпинделя, постаченого дроселючими клапанами на ділянці гальмування.

Так як пневматичне гальмо мало впливає на процес гальмування [3], будемо вважати, що він не бере участі в роботі форголлера і в нашому розрахунку не враховується.

Механізм гідравлічного гальмування полягає в тому, що кінетична енергія рухомих частин форголлера поглинається роботою рідинного тертя при перетіканні води із камери гальмування в водяну камеру крізь дроселючі канали в шпинделі. При цьому для визначеності задаємося

постійною шириною $b = 40$ мм, кількістю каналів $n = 24$ шт, постійною величиною шляху гальмування $S_T = 420$ мм [7], постійністю прискорення гальмування a_T , а відповідно, і сили гальмування на всьому шляху S_T . Змінну глибину y дроселюючого каналу будемо знаходити як функцію поточного шляху гальмування x : $y=f(x)$. При цьому втулка гальмування має постійний на шляху гальмування внутрішній діаметр. Розрахункова схема передбачає, що при гальмуванні рухомих частин, коли уступ шпинделя входить во втулку гальмування, гальмівна рідина витікає із камери гальмування тільки крізь дроселюючі канали. Витоками рідини крізь кільцевий зазор між шпинделем і втулкою гальмування зневажаємо. Зворотні клапани і дросельний клапан, встановлені в каналах, що з'єднують камеру гальмування з водяною камерою, закриті.

Витрату гальмівної рідини, яка витискається уступом шпинделя із камери гальмування, напишемо наступним чином:

$$Q_x = v_x \cdot (F_{шт} - \sum F_k), \quad (1)$$

де v_x – змінна швидкість рухомих частин на шляху гальмування, яка змінюється від $v_{нач}$ при вході уступу шпинделя во втулку, до нуля в кінці шляху гальмування; $F_{шт}$ – площа міделя¹ уступу шпинделя; $\sum F_k$ – сумарна площа перетину дроселюючих каналів, яка змінюється від максимуму в момент входу уступу шпинделя во втулку гальмування, до нуля на прикінці шляху гальмування.

Змінну швидкість знаходимо за виразом:

$$v_x = \sqrt{v_{нач}^2 - 2 \cdot a_T \cdot x}, \quad (2)$$

де, a_T – постійне на шляху гальмування прискорення; x – змінний шлях гальмування, який змінюється від нуля до $S_T = 420$ мм.

Сумарну площу перетину дроселюючих каналів представимо наступним чином:

$$\sum F_k = n \cdot b \cdot y. \quad (3)$$

Для рівноуповільненого руху рухомих частин при гальмуванні прискорення визначається за формулою:

¹ Площа міделя – найбільший за площею поперечний переріз тіла, що рухається у воді чи повітрі.

$$a_T = \frac{v_{\text{нач}}^2}{2 \cdot S_T} . \quad (4)$$

Витрата рідини, яка витікає із камери гальмування крізь дроселюючі канали, визначається по відомій формулі [8]:

$$Q_y = \mu \cdot \sum F_k \cdot \sqrt{\frac{2(p_T - p_B)}{\rho}} , \quad (5)$$

де, μ – коефіцієнт витрати рідини крізь дроселюючий канал; p_T – тиск рідини в камері гальмування; p_B – тиск рідини в водяній камері; $\rho = 9810 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$ – густина води, яка використовується в якості гальмівної рідини.

Справедливо наступне співвідношення, яке витікає з 2-го закону Ньютона:

$$p_T - p_B = \frac{m_{\text{пч}} \cdot a_T}{F_{\text{шт}}} , \quad (6)$$

де, $m_{\text{пч}}$ – маса рухомих частин форголлера.

Прирівнюємо витрати з формул (1) і (5), підставляючи в них вираження (2), (3), (4), (6) і в результаті перетворень отримаємо:

$$y = \frac{F_{\text{шт}}}{n \cdot b + \mu \cdot n \cdot b \cdot \sqrt{\frac{m_{\text{пч}}}{\rho \cdot F_{\text{шт}} \cdot (S_T - x)}}} . \quad (7)$$

Для того щоб по формулі (7) розрахувати глибину y дроселюючого канала, необхідно знати величину коефіцієнта витрати рідини μ . Із курсу гідравліки відомо [9], що при витіканні рідини крізь отвори з великими числами Рейнольдса ($Re > 100000$) коефіцієнт витрати рідини дорівнює $\mu = 0,61$. При витіканні з малими числами Рейнольдса коефіцієнт витрати рідини μ залежить від цього числа. Припускаючи, що в нашому випадку число Рейнольдса буде великим, приймаємо коефіцієнт витрати рідини $\mu = 0,61$. В подальшому ми уточнимо число Рейнольдса.

В табл. 1 наведено маси і початкові швидкості рухомих частин форголлера, котрі використовуються для розрахунків та взяті нами з роботи [7]. Відмітимо, що рухомі частини форголлера включають маси

дорна, гільзи яка прокочується, дорнового кільця, дорнового замка, з'єднувального ніпеля і шпинделя з поршнем.

Таблиця 1 – Маси і початкові швидкості рухомих частин форголлера при прокатці труб на пілігримовому стані 5–12"

Параметр	Розмір труби, мм								
	Ø 168×8	Ø 178×8	Ø 194×8	Ø 219×8	Ø 245×8	Ø 273×8	Ø 324×8	Ø 355×8	Ø 377×9
$m_{пч},$ Н·с ² /м	7584	7692	8010	8681	9287	10000	11208	11607	12593
$V_{нач},$ м/с	5,43	5,33	4,81	5,19	5,16	5,11	4,70	4,43	4,48

З використанням даних $F_{шт} = 0,135 \text{ м}^2$ і $m_{пч}$ із табл. 1 по формулі (7) розрахували глибину у дроселюючих каналів на різних відстанях $x = 0 \text{ м}$, $x = 0,1 \text{ м}$, $x = 0,2 \text{ м}$, $x = 0,3 \text{ м}$, $x = 0,4 \text{ м}$ від початку шляху гальмування (див. табл. 2).

Таблиця 2 – Глибина у (мм) дроселюючих каналів на різних відстанях x (м) від початку шляху гальмування

Труба, мм	Шлях гальмування x , м				
	0	0,1	0,2	0,3	0,4
Ø 168×8	43	39	34	27	12,4
Ø 178×8	43	39	34	26,8	12,3
Ø 194×8	42,4	38,5	33,5	26	12
Ø 219×8	41	37	32	25,5	11,7
Ø 245×8	40	36	31,6	24,8	11
Ø 273×8	39	35	30,7	24	10,9
Ø 324×8	37,6	34	29,4	22,9	10,4
Ø 355×8	37	33,5	29	22,6	10,2
Ø 377×9	36	32,5	28	21,8	9,8

По даним табл. 2 на рис. 2 в масштабі 1:4 побудовані поздовжні профілі дроселюючих каналів. Аналіз табличних значень u і графічного відображення (рис. 2) дозволяє зробити наступні висновки:

- всі дев'ять профілів дроселюючих каналів апроксимуються двома прямими відрізками. Перший відрізок від кромки уступу до відмітки 0,3 м; другий відрізок – від відмітки 0,3 м до відмітки 0,42 м;
- весь сортамент труб, який прокочується, можна розділити на дві групи і для кожної з них встановить один профіль дроселюючого каналу;

- в кожній групі приймається як загальний для всіх труб цієї групи самий найменший по глибині у профіль каналу.

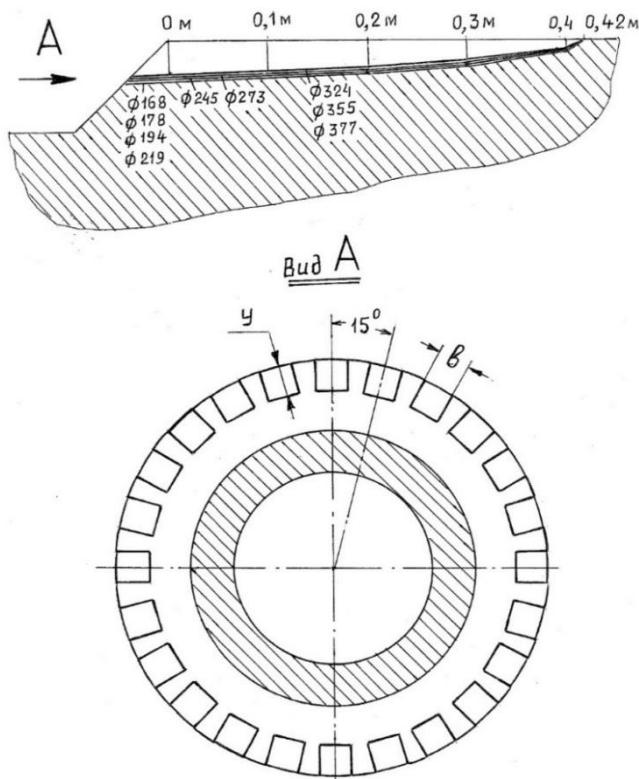


Рисунок 2 – Поздовжній профіль дроселюючих каналів

До першої групи входять труби діаметром від $\varnothing 168$ мм до $\varnothing 245$ мм включно. Для всіх труб цієї групи приймається один профіль дроселюючого каналу з глибиною $y = 40$ мм при $x = 0$. Це канал для труби діаметром $\varnothing 245$ мм. При прокатці інших труб цієї групи, у яких глибина y каналів більше 40 мм, шлях гальмування рухомих частин до повної зупинки був би меншим $S_T = 420$ мм, що неприпустимо щонайменше з двох причин: неузгодженість роботи валків і подавального апарата (порушення синхронізації); збільшення прискорення при гальмуванні, котре може викликати сповзання гільзи з дорна. Тому для цих труб потрібно забезпечити скидання гальмівної рідини крізь дросельний клапан, який встановлений в каналі,

з'єднуючим камеру гальмування і водяну камеру (рис. 3). Ступінь відкриття дросельного клапана визначається дослідним шляхом таким чином, щоб швидкість рухомих частин на прикінці шляху гальмування $S_T = 420$ мм була мінімальною.

До другої групи входять труби діаметром від $\varnothing 273$ мм до $\varnothing 377$ мм. В цій групі саму малу глибину $У$ дроселюючого каналу має труба діаметром $\varnothing 377$ мм. Тому профіль дроселюючого каналу труби діаметром $\varnothing 377$ мм приймається для всієї групи. Тоді при прокатці труб діаметрами $\varnothing 273$ мм $\varnothing 324$ мм, $\varnothing 355$ мм потрібне скидання гальмівної рідини шляхом відкриття дросельного клапана (рис. 3) на величину, яка визначається дослідним шляхом.

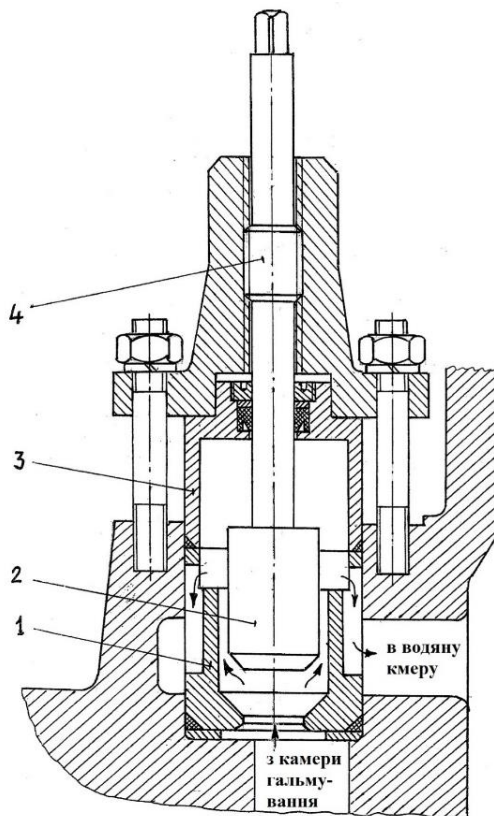


Рисунок 3 – Дросельний клапан: 1 – стакан; 2 – клапан; 3 – манжетниця; 4 – гвинт

Зараз, маючи розміри дроселюючих каналів, уточнимо число Рейнольдса по формулі:

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d_r}{\nu}, \quad (8)$$

де v – середня швидкість витікання рідини крізь перетин канала; d_r – гідравлічний діаметр перетину канала; $\nu = 0,0101 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ – кінематична в'язкість води при температурі $20 \text{ }^\circ\text{C}$.

Методика визначення числа Рейнольдса наступна:

1. Визначаємо прискорення гальмування по формулі (4);
2. Визначаємо миттєва витрата рідини, що витісняється уступом шпинделя із камери гальмування по формулі (1);
3. Визначаємо середня швидкість витікання гальмівної рідини крізь дроселюючі канали з вираження:

$$v = \frac{Q_x}{\sum F_k}; \quad (9)$$

4. Визначаємо гідравлічний діаметр перетину канала з вираження:

$$d_r = \frac{2 \cdot b \cdot y}{b + y}; \quad (10)$$

5. Визначаємо число Рейнольдса за формулою (8).

Число Рейнольдса розраховано на початку ($x = 0$), середині ($x = 0,2 \text{ м}$), після $2/3$ шляху ($x = 0,3 \text{ м}$) і на прикінці ($x = 0,4 \text{ м}$) шляху гальмування. Розрахунок виконано для двох типорозмірів труб діаметром $\varnothing 245 \text{ мм}$ і діаметром $\varnothing 377 \text{ мм}$. Результати розрахунків представлені в табл. 3.

Як бачимо з табл. 3, на всіх етапах гальмування рухомих частин форголлера має місце турбулентний режим витікання гальмівної рідини крізь дроселюючі канали шпинделя, так як число Рейнольдса значно перевищує 100000 . Відповідно, коефіцієнт витрати $\mu = 0,61$ прийнятий нами правильно.

Експериментально встановлені припустимі прискорення при гальмуванні рухомих частин за умови сповзання гільзи з дорна [3]. У період затравки гільзи ці прискорення мають мінімальні значення і складають $35 \div 40 \text{ м/с}^2$. В нашому випадку прискорення гальмування для труби діаметром $\varnothing 245 \text{ мм}$ склало $a_T = 31,7 \text{ м/с}^2$, а для труби діаметром $\varnothing 377 \text{ мм}$ – $a_T = 23,9 \text{ м/с}^2$. Для періоду сталої прокатки

припустимі прискорення гальмування значно перевищують прискорення у період затравки.

Таблиця 3 – Значення параметрів a_T , v_x , Q_x , v , d_T і Re на різних відстанях x від початку шляху гальмування

Параметри	Шлях гальмування x , м			
	0	0,2	0,3	0,4
Прискорення гальмування, a_T , м/с ²	$\frac{31,7}{23,9}$			
Миттєва швидкість рухомих частин, v_x , м/с	$\frac{5,16}{4,48}$	$\frac{3,73}{3,24}$	$\frac{2,758}{2,39}$	$\frac{1,12}{0,97}$
Миттєва витрата рідини, Q_x , м ³ /с	$\frac{0,498}{0,45}$	$\frac{0,39}{0,35}$	$\frac{0,306}{0,27}$	$\frac{0,139}{0,122}$
Середня швидкість витікання рідини крізь дроселюючі канали, v , м/с	$\frac{12,97}{13,02}$	$\frac{12,87}{13,02}$	$\frac{12,85}{12,92}$	$\frac{13,16}{12,98}$
Гідравлічний діаметр перетину каналу, d_T , м	$\frac{0,04}{0,038}$	$\frac{0,035}{0,033}$	$\frac{0,0306}{0,0282}$	$\frac{0,017}{0,016}$
Число Рейнольдса, Re	$\frac{513600}{489800}$	$\frac{445990}{425400}$	$\frac{389320}{360740}$	$\frac{221500}{205630}$

Примітка: в чисельнику наведено значення параметру для труби $\varnothing 245$ мм, а в знаменнику – для труби $\varnothing 377$ мм.

Відповідно, за умови відсутності сповзання гільзи з дорна розглянутий пристрій гальмування цілком прийнятний.

Час гальмування рухомих частин форголлера складає істотну частину (близько 65%) часу наката, яке напряму пов'язано з кутовою швидкістю валків пілігримового стану. Тому збільшення часу гальмування – це зниження продуктивності стану.

В розглянутому пристрої гальмування час гальмування визначається по формулі:

$$t_T = -\frac{v_{\text{нач}}}{a_T} + \frac{1}{a_T} \cdot \sqrt{v_{\text{нач}}^2 + 2 \cdot a_T \cdot S_T}; \quad (11)$$

– для труби $\varnothing 245$ мм

$$t_T = -\frac{5,16}{31,7} + \frac{1}{31,7} \cdot \sqrt{5,16^2 + 2 \cdot 31,7 \cdot 0,42} \cong 0,07 \text{ с};$$

– для труби $\varnothing 377$ мм

$$t_T = -\frac{4,48}{23,9} + \frac{1}{23,9} \cdot \sqrt{4,48^2 + 2 \cdot 23,9 \cdot 0,42} \cong 0,08 \text{ с}.$$

Порівняння з часом гальмування рухомих частин для таких же самих труб, наведених в роботі [7], де $t_T = 0,16$ с для труби діаметром $\varnothing 245$ мм і $t_T = 0,188$ с для труби діаметром $\varnothing 377$ мм, показує, що при використанні розглянутого пристрою гальмування з'явиться можливість вести прокатку на більш високих обертах валків пілігримового стана.

Вирішуючи задачу гідравлічного гальмування рухомих частин форголлера, ми зневажали витокami гальмівної рідини крізь кільцевий зазор між шпинделем і втулкою. Зараз, коли визначені всі розміри і кінематичні параметри, можна оцінити витрату гальмівної рідини на витокi. В цьому випадку значення коефіцієнта витрати μ згідно роботі [8] дорівнює значенню $\mu = 0,62$. Для цього скористаємося формулою (5):

$$Q = \mu \cdot F \cdot \sqrt{\frac{2(p_T - p_B)}{\rho}},$$

де F – площа кільцевого зазору яка визначається з вираження:

$$F = \delta \cdot L.$$

Тут δ – радіальний зазор; L – довжина зазору.

Якщо внутрішній діаметр $\varnothing 550$ мм втулки гальмування розточений з полем допуску по H12 ($+0,7$ мм), а діаметр шпинделя, який входить во втулку гальмування, виконаний з полем допуску по d11 ($-0,26$ мм / $-0,70$ мм), то максимальний радіальний зазор між втулкою і шпинделем (при їх концентричному розташуванні) складе $\delta = 0,7$ мм. Довжину щілини

розрахуємо $L = \pi \cdot D_{\text{шп}} - 24 \cdot 40 = 3,14 \cdot 550 - 960 = 767$ мм .

Тоді, площа кільцевого зазору складе:

$$F = 0,7 \cdot 767 = 536,9 \text{ мм}.$$

Різниця тисків ($p_T - p_B$) знайдемо по формулі (6):

– для труби $\varnothing 245$ мм

$$p_T - p_B = \frac{9287 \cdot 31,7}{0,135} = 2180725 \text{ Па (Н/м}^2\text{)};$$

– для труби $\varnothing 377$ мм

$$p_T - p_B = \frac{12593 \cdot 23,9}{0,135} = 2229427 \text{ Па (Н/м}^2\text{)}.$$

Таким чином, витрата гальмівної рідини крізь кільцевий зазор в момент початку ($x = 0$) гальмування складе:

– для труби $\varnothing 245$ мм

$$Q = 0,62 \cdot 0,5369 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 2180725}{9810}} = 0,0070 \text{ м}^3/\text{с};$$

– для труби $\varnothing 377$ мм

$$Q = 0,62 \cdot 0,5369 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 2229427}{9810}} = 0,0071 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Порівняємо ці витрати з витратами гальмівної рідини крізь дроселючі канали при $x = 0$ для тих самих труб:

– для труби $\varnothing 245$ мм

$$\frac{Q}{Q_y} \cdot 100\% = \frac{0,0070}{0,498} \cdot 100\% = 1,4\% ;$$

– для труби $\varnothing 377$ мм

$$\frac{Q}{Q_y} \cdot 100\% = \frac{0,0071}{0,45} \cdot 100\% = 1,57\% .$$

Якщо зазор між втулкою і шпинделем нерівномірний по окружності, а змінюється від 2δ до нуля, то витрата крізь зазор збільшується у два рази, тобто стає 2,8% для труби $\varnothing 245$ мм і 3,14% для труби

Ø 377 мм.

Вище було розглянуто гідравлічне гальмо рухомих частин форголлера за рахунок роботи рідинного тертя при перетіканні гальмівної рідини із камери гальмування в водяну камеру крізь дроселюючі канали шпинделя при умові, що внутрішній діаметр втулки гальмування і зовнішній діаметр шпинделя на ділянці гальмування постійні. Дроселювання гальмівної рідини здійснюється за рахунок зміни глибини каналів на шпинделі.

Розглянемо варіант дроселювання гальмівної рідини за рахунок зміни кільцевої щілини між втулкою гальмування і шпинделем на ділянці гальмування. При цьому, як і в попередньому випадку, внутрішній діаметр втулки гальмування залишається постійним, а ширина кільцевої щілини змінюється за рахунок зміни діаметра шпинделя.

На відміну від попереднього випадку в даному варіанті будемо шукати залежність між змінним діаметром шпинделя і змінним шляхом гальмування. На рис. 4 показаний варіант пристрою гальмування зі змінним діаметром шпинделя на ділянці гальмування.

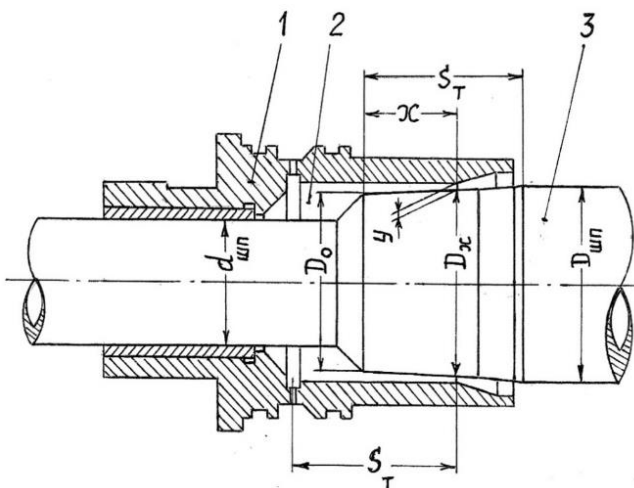


Рисунок 4 – Пристрій гальмування зі шпинделем змінного діаметра на ділянці гальмування: 1 – втулка гальмівна; 2 – камера гальмівна; 3 – шпиндель

Витрату гальмівної рідини, яка витискається шпинделем із камери гальмування, запишемо наступним чином:

$$Q_x = v_x \cdot F_x, \quad (12)$$

де v_x – змінна швидкість рухомих частин на шляху гальмування, яка змінюється від $v_{\text{нач}}$ в момент, коли діаметр D_0 шпинделя знаходиться в положенні $x = 0$, до нуля на прикінці гальмування, коли $x = 420$ мм; F_x – змінна площа міделя, який витискає рідину із камери гальмування визначається:

$$F_x = F_1 + F_2.$$

$$\text{Тут, } F_1 = \frac{\pi}{4} \cdot (D_0^2 - d_{\text{шт}}^2); \quad F_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (D_x^2 - D_0^2).$$

З урахуванням F_1 і F_2 площа міделя буде дорівнювати:

$$F_x = \frac{\pi}{4} \cdot (D_x^2 - d_{\text{шт}}^2). \quad (13)$$

Підставляємо в формулу (12) вираження (2), (13) і (4), отримаємо:

$$Q_x = \frac{\pi}{4} \cdot (D_x^2 - d_{\text{шт}}^2) \cdot v_{\text{нач}} \cdot \sqrt{1 - \frac{x}{S_T}}. \quad (14)$$

Витрата рідини, яка витискається із камери гальмування крізь кільцевий зазор шириною y визначаємо по формулі (5), де $\mu = 0,62$ [8],

$$F = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{\text{шт}}^2 - D_x^2) \quad \text{і} \quad P_T - P_B = \left(m_{\text{пч}} \cdot v_{\text{нач}}^2 \right) / \left(\frac{\pi}{4} \cdot (D_x^2 - d_{\text{шт}}^2) \cdot 2 \cdot S_T \right).$$

Тоді вираз для витрати рідини приймає вид:

$$Q_y = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{\text{шт}}^2 - D_x^2) \cdot \mu \cdot v_{\text{нач}} \cdot \sqrt{\frac{m_{\text{пч}}}{\frac{\pi}{4} \cdot (D_x^2 - d_{\text{шт}}^2) \cdot \rho \cdot S_T}}. \quad (15)$$

Прирівнюючи витрати по вираженням (14) і (15), отримаємо:

$$\sqrt{1 - \frac{x}{S_T}} = \mu \cdot \frac{(D_{\text{шт}}^2 - D_x^2)}{(D_x^2 - d_{\text{шт}}^2)} \cdot \sqrt{\frac{m_{\text{пч}}}{\frac{\pi}{4} \cdot (D_x^2 - d_{\text{шт}}^2) \cdot \rho \cdot S_T}}. \quad (16)$$

По формулі (16) розрахований змінний діаметр D_x на різних відстанях $x = 0$, $x = 0,1$ м, $x = 0,2$ м, $x = 0,3$ м і $x = 0,4$ м від початку шляху гальмування. Розрахунок виконано для двох типорозмірів труб діаметром $\varnothing 168$ мм і діаметром $\varnothing 377$ мм, у яких в першому варіанті пристрою гальмування (див. табл. 2) була максимальна ($y = 43$ мм) і мінімальна ($y = 36$ мм) глибина дроселюючих каналів. Результати розрахунків представлені в табл. 4.

Таблиця 4 – Змінний діаметр D_x і параметр y на різних відстанях x від початку шляху гальмування

Розмір труби, мм	Параметр	Шлях гальмування x , м				
		0	0,1	0,2	0,3	0,4
$\varnothing 168 \times 8$	D_x , мм	505,5	509,4	514,5	521,5	536,6
	y , мм	22,2	20,3	17,7	14,2	6,7
$\varnothing 377 \times 9$	D_x , мм	512,5	516	519,5	527	539,5
	y , мм	18,7	17	15,2	11,5	5,2

Примітка: параметр y в даному випадку знаходиться за формулою $y = (D_{\text{шп}} - D_x) / 2$.

За даними табл. 4 побудовано профіль шпинделя на ділянці гальмування, який зображено на рис. 5. З рисунку наявно, що профіль апроксимується прямими, які утворюють три ділянки: I ділянка – від кромки уступу шпинделя $x = 0$ до відмітки $x = 0,3$ м; II ділянка – від відмітки $x = 0,3$ м до відмітки $x = 0,4$ м; III ділянка – від відмітки $x = 0,4$ м до відмітки $x = 0,42$ м. Інше кажучи, шпиндель на ділянці гальмування представляє собою три конічні ділянки. В цьому варіанті, як і в варіанті з дроселюючими каналами, можна всі типорозміри труб, які прокочуються, розділити на дві групи, для чого необхідно зробити розрахунок по формулі (16) для усього сортаменту.

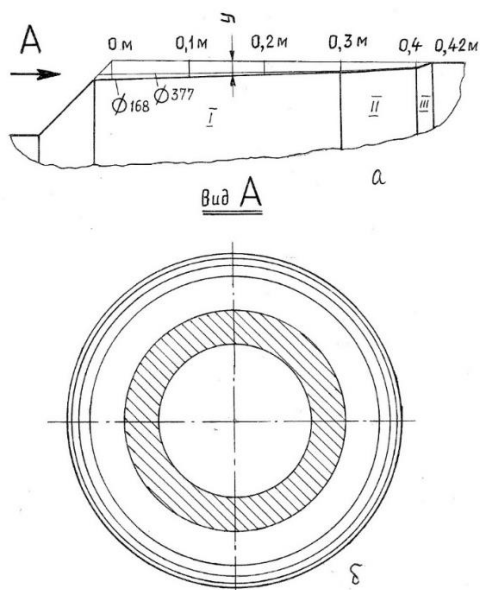


Рисунок 5 – Поздовжній профіль шпинделя (а) на ділянці гальмування і вид А (б) на шпиндель

Висновки

1. Для існуючих подавальних апаратів пілігримових станів залишається актуальною задача мінімізація сили гальмування рухомих частин форголлера в межах припустимих прискорення, шляху і часу. В даний роботі мінімізація сили гальмування досягається за рахунок постійності тиску рідини в камері гальмування на всьому шляху гальмування.

2. Кінетична енергія рухомих частин при гальмуванні поглинається роботою тертя гальмівної рідини (води) при перетіканні із камери гальмування в водяну камеру. Розглянуто два варіанти пристрою гальмування, які працюють на цьому принципі.

3. В першому варіанті втулка гальмування і шпиндель, який несе всі рухомі частини, контактують своїми циліндричними поверхнями, а перетікання рідини із камери гальмування в водяну камеру здійснюється через дроселюючі канали в тілі шпинделя. В другому варіанті перетікання рідини із камери гальмування в водяну камеру здійснюється через змінну кільцеву щілину, яка утворена циліндричною поверхнею втулки гальмування і криволінійною поверхнею шпинделя на ділянці гальмування.

4. Профіль дроселюючих каналів і криволінійна утворююча поверхні шпинделя апроксимується прямими лініями, що значно спрощує їх виготовлення. Профілі каналів і криволінійні утворюючі для

всіх труб, які прокатуються, достатньо близькі один до одного, що дозволяє весь сортамент розділити на дві групи і для кожної групи призначити один профіль каналів або криволінійних утворюючих.

5. Пристрій гальмування по першому варіанту має перевагу, яка полягає в тому, що шпindel і втулка гальмування центруються по контактній поверхні, але має той недолік, що більш трудомісткий в виготовленні, чим шпindel з конічними поверхнями на ділянці гальмування.

6. Для перевірки отриманих висновків о постійності сили гальмування, прискорення гальмування, об групуванні труб необхідно провести експериментальні дослідження на дослідній установці, наприклад, наведеній в роботі [10].

Перелік посилань

1. Емельяненко П. Т. Пилгерстаны. Харьков : ОНТИ НКТИ, 1937. 639 с.
2. Кожевников С. Н., Праздников А. В., Иоффе А. М. Подающие аппараты пилигримовых станов и возможные пути их автоматизации. *Институт «Черметинформация»*. Сер. 7. 1963. Вып. 4. 15 с.
3. Оборудование цехов с пилигримовыми трубопрокатными установками / Кожевников С. Н., Праздников А. В., и др. ; под ред. С. Н. Кожевникова. М. : Металлургия, 1974. 254 с.
4. Кожевников С. Н., Праздников А. В., Иоффе А. М. Новые направления в создании быстроходных падающих аппаратов пилигримовых станов. *Металлург*. 1964. № 9. С. 21–23.
5. Улучшение параметров торможения подвижных масс при прокатке на пилгерстане / В. Д. Добряк, Б. Г. Павловский и др. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. 2004. №1. С. 37–40. <https://www.metaljournal.com.ua/mgp-01-2004/>
6. Концепция подающего аппарата с буфером для совершенствования режимов торможения при прокатке труб на пилигримовом стане / В. Д. Добряк, В. Ф. Балакин и др. *Бюллетень «Черная металлургия»*. 2014. №11. С. 51–57.
7. Пути модернизации тормозного устройства падающего аппарата пилгерстана / В. Д. Добряк, В. Ф. Балакин и др. *Теория и практика металлургии*. 2009. № 5-6. С. 57–63.
8. Вакина В. В., Денисенко Н. Д., Столяров А. Л. Машиностроительная гидравлика. Примеры расчетов : учеб. пособие. Киев, 1987. 208 с.
9. Альтшуль А. Д., Калищун В. И., Майрановский Ф. Г. Примеры расчетов по гидравлике : учеб. пособие. М. : Стройиздат, 1977. 255 с.
10. Моделирование устройства торможения подвижных частей форголлера подающего аппарата пилигримового стана / В. Д. Добряк, В. Ф. Балакин и др. *Теория и практика металлургии*. 2010. № 3-4. С. 58–62.

References

1. Emelyanenko, P. T. (1937). *Pilgerstani*. ONTI NKTI
2. Kozhevnikov, S. N., Prazdnikov, A. V., & Ioffe, A. M. (1963). *Podayushchie apparaty piligrimovikh stanov i vozmozhnie puti ikh avtomatizatsii*.

Institut "Chermetinformatsiya", 7(4)

3. Kozhevnikov, S. N., Prazdnikov, A. V., Ioffe, A. M., Bibik, G. A. & Peshat, V. F. (1974). *Oborudovanie tsekhov s piligrimovymi truboprokatnymi ustanovkami*. Metallurgiya

4. Kozhevnikov, S. N., Prazdnikov, A. V. & Ioffe A. M. (1964). *Novie napravleniya v sozdanii bistrokhodnykh padayushchikh apparatov piligrimovikh stanov*. Metallurg (9)

5. Dobriak, V. D., Pavlovskii, B. G., Merezhko, V. L. & Shifrin, E. I. (2004). *Uluchshenie parametrov tormozheniya podvizhnykh mass pri prokatke na pilgerstane*. Metallurgicheskaya i gornorudnaya promyshlennost, (1), 37–40. <https://www.metaljournal.com.ua/mgp-01-2004/>

6. Dobryak, V. D., Balakin, V. F., Stepanenko, A. N. & Ugryumov, Yu. D. (2014). *Koncepciya podayushego apparata s buferom dlya sovershenstvovaniya rezhima tormozheniya pri prokatke trub na piligrimovom stane*. Byulleten "Chernaya metallurgiya", (11), 51–57

7. Dobryak, V. D., Balakin, V. F. & Ugryumov, Yu. D. (2009). *Puti modernizatsii tormoznogo ustrojstva padayushego apparata pilgerstana*. Teoriya i praktika metallurgii, (5–6), 57–63

8. Vakina, V. V., Denisenko, N. D. & Stolyarov, A. L. (1987). *Mashinostroitel'naya gidravlika. Primery raschetov : uchebnoe posobie*. Kiev

9. Altshul, A. D., Kalicun, V. I. & Majranovskij, F. G. (1977). *Primery raschetov po gidravlike : uchebnoe posobie*. Strojizdat

10. Dobryak, V. D., Balakin, V. F. & Ugryumov, Yu. D. (2010). *Modelirovanie ustrojstva tormozheniya podvizhnykh chastej forgollera podayushego apparata piligrimovogo stana*. Teoriya i praktika metallurgii, (3–4), 58–62

S. V. Bilodidenko¹, D. Sc. (Tech.), Professor, ORCID 0000-0002-5768-594X

I. A. Mazur¹, Ph. D. (Tech.), Associate Professor, ORCID 0000-0003-2177-7110

V. D. Dobriak², Ph. D. (Tech.), Senior Engineer

D. Yu. Uhrumov³, Technical Director

Yu. D. Uhrumov², Ph. D. (Tech.), Senior Engineer

¹ Ukrainian State University of Science and Technologies

² SE "Ukrainian institute for designing iron and steel works"

³ LLC "Marine Survey Company"

MODELING THE OPERATION OF THE HYDRAULIC BRAKE OF THE FORHOLLER FEEDING APPARATUS OF THE PILGER ROLLING MILL

Abstract. The feeder is one of the main parts of the equipment of the pilgrim mill, the work of which determines not only the productivity, but also the quality of the pipes that are rolled. One of the main problems of working feeders is insufficient braking of the moving masses when setting the sleeve on the mandrel in the rolls of the pilgrim loom, which leads to a significant speed of meeting the sleeve with the rolls, which reaches 1–2 m/s. This significantly increases dynamic loads in the main line of the mill and limits its performance. A common disadvantage of known braking devices is the pulsed increase in fluid pressure in the hydraulic brake. The purpose of

the work is to minimize the braking force of the moving parts of the fore-holler within the limits of permissible accelerations, distance and time. In operation, the minimization of the braking force is achieved due to the constancy of the fluid pressure in the braking chamber of the hydraulic brake throughout the entire braking path. Two versions of the hydraulic brake are considered, in which the kinetic energy of the moving parts during braking is absorbed by the work of friction of the brake fluid when it flows from the braking chamber into the water chamber. In the first variant, the flow of fluid from the brake chamber to the water chamber is carried out through throttling channels in the body of the spindle. In the second variant, the fluid flows through a variable annular gap, which is formed by the cylindrical surface of the braking sleeve and the curved surface of the spindle in the braking area. The profile of the throttling channels and the curved surface of the spindle is approximated by straight lines, which greatly simplifies their manufacture. Profiles of channels and curvilinear formers for all pipes that are rolled are close enough to each other, which allows the entire assortment to be divided into two groups and for each group to assign one profile of channels or curvilinear formers. With the help of hydrodynamic theory, two versions of the hydraulic brake were simulated and their advantages and disadvantages were determined. The braking device according to the first variant has the advantage that the spindle and the braking sleeve are centered on the contact surface, but has the disadvantage that it is more labor-intensive to manufacture than a spindle with conical surfaces in the braking area. To check and clarify the results obtained in the work, it is necessary to carry out physical simulation of the operation of the hydraulic brake according to two options.

Key words: pipe, pilgrim mill, feeding device, forholler, hydraulic brake, pneumatic brake, braking chamber, plunger, water chamber, throttle valve, fluid pressure, braking time, braking path.

For citation: Bilodidenko, S. V., Mazur, I. A., Dobriak, V. D., Uhriumov, D. Yu., & Uhriumov, Yu. D. (2024). Modeling the operation of the hydraulic brake of the forholler feeding apparatus of the pilger rolling mill. *Fundamental and applied problems of ferrous metallurgy*, 38, 710-730. <https://doi.org/10.52150/2522-9117-2024-38-710-730>

Стаття надійшла до редакції збірника 23.09.2024 р.
Рекомендовано до друку редколегією збірника (Протокол № 12 від 19.12.2024 р.)