

УДК 621.774.36

С. В. Білодієнко¹, д.т.н., проф., ORCID 0000-0002-5768-594X**І. А. Мазур**¹, к.т.н., доц., ORCID 0000-0003-2177-7110**В. Д. Добряк**², к.т.н., провідний інженер**Д. Ю. Угрюмов**³, технічний директор**Ю. Д. Угрюмов**², к.т.н., провідний інженер¹ *Український державний університет науки і технологій*² *ДП «Український інститут по проектуванню металургійних заводів»*³ *ТОВ «МСК»*

ШЛЯХИ ПОЛІПШЕННЯ ГАЛЬМУВАННЯ РУХОМИХ ЧАСТИН ПОДАВАЛЬНОГО АПАРАТА ПІЛІГРИМОВОГО СТАНА

Анотація. Одним з основних факторів, від яких залежить успішна прокатка труб на пілігримових станах є робота подавальних апаратів, що визначає в значній мірі продуктивність станів та якість труб. Розглянули недоліки подавальних апаратів пілігримових станів, котрі експлуатуються в Україні. Одним з основних недоліків цих подавальних апаратів є значна швидкість рухомих частин при зустрічі гільзи з валками, що обумовлено поганими умовами гальмування рухомих мас. Розглянуто основні напрямки поліпшення умов гальмування рухомих мас подавального апарата при задачі гільзи у валки пілігримового стана. В роботі розглянуті, серед інших, такі напрямки, як використання додаткових гальмівних пристроїв до основного гідравлічного гальма і удосконалення конструкції гідравлічного гальма. Одним з напрямків поліпшення гальмування рухомих частин є включення додаткового пружинно-гідравлічного буфера у систему гідравлічного гальмування. Представлено графік, який дозволяє обгрунтовано вибрати момент початку роботи буфера. Запропоновано подавальний апарат, у якому за рахунок зниження сили гальмування зменшується збурюючий вплив рухомих мас на каретку подавального апарата, внаслідок чого зменшується коливання каретки і розхід подач гільзи у валки в кожному пільгерному кроку. У новому подавальному апараті між гальмівною камерою і гідравлічною (водяною) камерою замість дросельного клапана і двох зворотних клапанів вбудовані переливні клапани плунжерного типу. Виконані розрахунки режимів гальмування рухомих частин подавального апарата. Визначені параметри пружини переливного клапана, прохідні перерізи каналів і клапанів, що забезпечують постійність сили гальмування на усьому шляху гальмування, за рахунок чого величина цієї сили зменшується приблизно у два рази. Наслідком цього є зменшення коливань каретки подавального апарата і поліпшення якості труб.

Ключові слова: пілігримовий стан, валки, подавальний апарат, труба, гільза, дорн, гальмівна камера, рухомі частини подавального апарата, пружинно-гідравлічний буфер, дросельний клапан, переливний клапан плунжерного типу, сила гальмування.

Посилання для цитування: Шляхи поліпшення гальмування рухомих частин подавального апарата пілігримового стану / С. В. Білодіденко, І. А. Мазур, В. Д. Добряк, Д. Ю. Угрюмов, Ю. Д. Угрюмов // *Фундаментальні та прикладні проблеми чорної металургії*. 2023. Вип. 37. С. 557-577. <https://doi.org/10.52150/2522-9117-2023-37-557-577>

Вступ. Прокатка труб на трубопрокатних агрегатах (ТПА) з пілігримовими станами є одним з основних способів виробництва труб широкого розмірного і марочного сортаменту з використанням різного виду заготовок: зливки, катанка, поковки, безперервно литі, відцентрово литі і ін. Одним з основних факторів, від якого залежить успішна прокатка труб на пілігримових станах, є робота подавальних апаратів, що визначає у значній мірі продуктивність і якість труб.

В дослідження і удосконалення конструкцій подавальних апаратів, котрі експлуатуються в Україні на ТПА з пілігримовими станами, значний вклад внесли співробітники ІЧМ (С. М. Кожевников, А. В. Праздников, А. М. Йоффе, В. І. Большаков, І. Б. Листопадов та ін.), ВНДТІ (О. А. Пляцковский, В. П. Поліщук і ін.), а також фахівці трубопрокатних заводів. Це дозволило у продовж багатьох років забезпечувати стабільну роботу подавальних апаратів пілігримових станів які експлуатувалися в Україні. Ще 15 років тому, в Україні працювало 3 ТПА з пілігримовими станами. В даний час число діючих ТПА з пілігримовими станами в Україні скоротилося до одного, при цьому в Україні експлуатується тільки пілігримовий стан 5-12" на ПрАТ «Інтерпайп Ніко Тьюб».

Подавальним апаратам, котрі використовуються в даний час на ТПА з пілігримовим станом 5-12" ПрАТ «Інтерпайп Ніко Тьюб» притаманні серйозні недоліки, обумовлені тим, що ці апарати не зазнавали серйозної модернізації. Ці подавальні апарати не забезпечують стабільність подачі гільзи у валки, точне кантування гільзи у кожному циклі прокатки на кут 90°, не робить гальмування рухомих частин у крайньому передньому положенні при задачі гільзи у валки, відсутня автоматична синхронізація роботи системи «валки – подавальний апарат».

За останні декілька десятиліть в Німеччині і Італії значний прогрес був досягнутий в створенні більш сучасних подавальних апаратів, котрі знаходяться в експлуатації на ТПА з пілігримовими станами за кордоном.

У той же час ці подавальні апарати характеризуються високими вимогами до експлуатації, обслуговування і проведення ремонтних робіт, що пов'язано з необхідністю дуже високої кваліфікації персоналу. Окрім цього, висока вартість таких апаратів, а їх необхідно для одного пілігримового стану не менше 2 штук викликає значні сумніви у їх

придбанні, особливо в сучасних умовах значної пропозиції над попитом, як на внутрішньому, так і світовому ринках металопродукції.

Нам представляється доцільним на базі існуючих досліджень і конструктивних рішень проведення поетапної модернізації подавальних апаратів, які знаходяться в експлуатації на ТПА з палігримовими станами в Україні.

Розглянемо основні шляхи поліпшення гальмування рухомих частин подавального апарата палігримового стана:

- зниження мас рухомих частин подавального апарата (форголлера);
- зменшення маси повітряного циліндра форголлера;
- застосування декількох типорозмірів форголлера для всього сортаменту труб, що прокочуються;
- збільшення в'язкості гальмівної рідини;
- застосування додаткових гальмівних пристроїв до основного гідравлічного;
- зменшення ваги гільз, що прокочуються і дорнів;
- удосконалення конструкції гідравлічного гальма форголлера.

В німецькій технічній літературі форголлером називають частину подавального апарата, котра кріпиться на каретці і включає: повітряний робочий циліндр, пристрій гальмування рухомих частин, пристрій кантування гільзи.

Для зниження маси плунжера повітряного циліндра необхідно застосування сучасних матеріалів з меншою щільністю при тих же самих міцностних властивостях. Іншим напрямком є використання декількох типорозмірів форголлера для всього сортаменту труб, що прокочуються. Наприклад, для ТПА з палігримовим станом 5-12" ПрАТ «Інтерпайп Ніко Тьюб» з розміром труб 168–430 мм доцільно використання двох типорозмірів форголлерів: для прокатки труб $\varnothing 168-245$ мм та для прокатки труб $\varnothing 273-430$ мм. Це дозволить підвищити швидкість прокатки труб $\varnothing 168-245$ мм до 65–80 об/хв, а прокатка труб $\varnothing 273-430$ мм здійснюється з числом обертів валків 45–60 об/хв.

Поліпшення гальмування рухомих частин, які приймають участь в процесі палігримової прокатки може бути досягнуто за рахунок додаткових гальмівних пристроїв: додаткового гідравлічного, пневматичного, пружинного, пружинно-гідравлічного і ін.

Зменшення ваги гільзи і дорнів може бути досягнуто за рахунок використання порожнистих дорнів з внутрішнім діаметром $\varnothing 100-110$ мм при їх зовнішньому діаметрі $\varnothing 300$ мм та с внутрішнім діаметром $\varnothing 190$ мм при їх зовнішньому діаметрі

Ø 415–430 мм. Так, наприклад, при зовнішньому діаметрі дорна Ø 430 мм, внутрішньому діаметрі Ø 190 мм та довжині дорна 5,5 м зниження ваги порожнистого дорна складе 18,5 % (4640 кг замість 5700 кг).

Перехід на прокатку труб на пілігримовому стані двохкратної довжини ≈ 24 м замість трьохкратної довжини ≈ 36 м дозволить зменшити вагу гільзи і також довжину дорна.

Пілігримові трубопрокатні стани відносяться до найбільш динамічним прокатним агрегатам в силу особливостей технологічного процесу і багаточисловості пікових навантажень при прокатці кожної труби. Особливості гарячої прокатки гільзи у трубу на пілігримових станах полягає у періодичності взаємодії металу з валками, в обертанні валків назустріч гільзи що подається, в зворотньо-поступальному русі гільзи вздовж осі прокатки, в кантування гільзи навколо своєї осі в період її руху к валкам стана.

Для здійснення цього процесу калібрам валків у діаметральному перерізі надається особлива конфігурація, котра включає в себе чотири ділянки: холостої, обтисної, полірувальної та випускної (випуск). Для здійснення подачі (накату) гільзи в передне положення до валків, кантуванні гільзи навколо своєї осі під час накату і повернення (відкату) гільзи в задне положення під дією валків стана застосовуються подавальні апарати. Конструкція сучасних подавальних апаратів включає наступні основні елементи: повітряний робочий циліндр, пристрій гальмування рухомих частин, пристрій кантування гільзи, механізм подачі металу у валки. До складу рухомих частин подавального апарата пілігримового стана 5-12" ПрАТ «Інтерпайп Ніко Тюб» входять гільза, що прокочується, дорн, дорнове кільце, дорновий замок, з'єднувальний ніпель і шпindel (шток) з поршнем. Сумарна вага рухомих частин для діапазону труб діаметром від Ø 168 мм до Ø 377 мм, які прокочуються, знаходиться у діапазоні від 7645 кг до 12698 кг. Розгін рухомих частин у період накату здійснюється під тиском стиснутого повітря в поршневій порожнині повітряного циліндра. Час розгону знаходиться у межах $0,23 \div 0,29$ с, а час гальмування – $0,15 \div 0,19$ с в залежності від числа обертів валків і маси рухомих частин. Час розгону регулюється шляхом зміни початкового тиску повітря у робочому циліндрі, а час гальмування регулюється за допомогою дросельних клапанів, вбудованих у канали, котрі з'єднують гальмівну камеру з водяною камерою.

Експериментально встановлено [1, с. 141], що графік тиску рідини в камері гальмування представляє собою трикутник, основою якого служить довжина гальмівного шляху, а висота трикутника – це пікове

значення тиску порядку 10 МПа та більше. Причому, піковий тиск зсунутий до кінця гальмівного шляху. Такий тиск створює силу порядку 1350 кН і більше, яка прикладена до донця гальмівної втулки, а відповідно – до корпусу повітряного циліндра. Така сила сприяє збільшенню подачі метала в осередок деформації, виникненню гідроударів в гідроциліндрах повернення каретки, яка несе на собі робочий повітряний циліндр. І те, і інше неприпустимо.

Відомо [2], що форма імпульсу сили гальмування оказує вплив на шлях гальмування, а при заданому шляху – на час гальмування. В роботі [3] розглянуто чотири можливі варіанти форми графіків сили гальмування і показано, що найменша сила забезпечує задану роботу гальмування, якщо ця сила постійна на шляху гальмування.

В роботі [4] наведена методика розробки пружино-гідролічного буферу, котрий повинен забезпечити в гальмівній камері замість трикутного графіка тиску рідини чотирикутний графік (рис. 1).

На рис. 1 в координатах: «шлях гальмування l_x » – ось абсцис, «тиск рідини p_T у камері гальмування» – ось ординат, суцільною жирною лінією СВА утрировано показаний графік зміни тиску на шляху гальмування на існуючих подавальних апаратах. Вершина В трикутника АВС зазвичай зсунута до кінця шляху гальмування так, що абсциса l_{BH} крапки В складає $l_{BH} = \frac{5}{8}l_T$. Лінія СВ відображає зростання тиску в гальмівній камері, коли уступ шпинделя входить в гальмівну втулку (рис. 2).

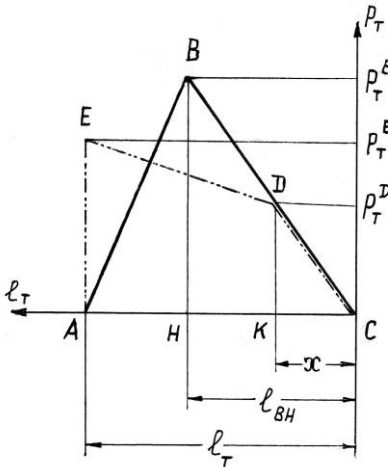


Рисунок 1 – Графік тиску рідини в гальмівній камері.

На рис.2 показаний робочий повітряний циліндр зі шпинделем (плунжером) і поршнем, механізмом кантування рухомих частин (частково), водяною камерою і буфером.

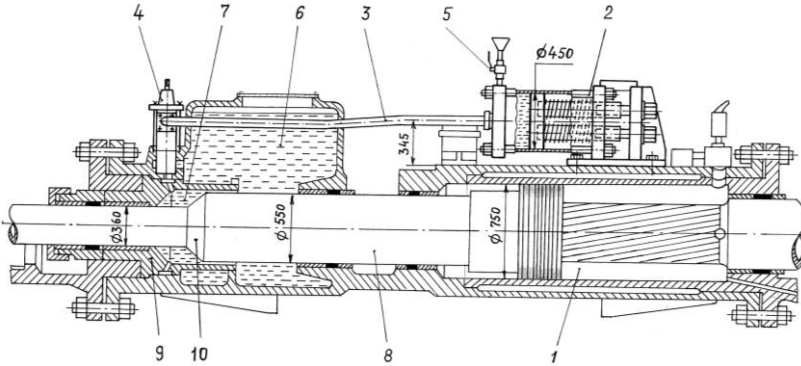


Рисунок 2 – Повітряний робочий циліндр подавального апарата з пружино-гідравлічним буфером: 1 – камера повітряного циліндра (поршнева порожнина); 2 – буфер; 3 – трубопровід; 4 – запірний вентиль; 5 – шаровий кран; 6 – водяна камера; 7 – камера гальмування; 8 – шпиндель (плунжер); 9 – гальмівна втулка; 10 – уступ шпинделя.

Тиск рідини з гальмівної камери 7 передається по трубопроводу 3 в поршневу порожнину буфера 2 крізь відкритий запірний вентиль 4. Поршень буфера 2 залишається нерухомим до тих пір, поки тиск в гальмівній камері 7 не збільшиться до крапки D на графіку рис. 1. Подальше зростання тиску в гальмівній камері 7 заставляє поршень буфера стискатися, при цьому збільшується об'єм рідини в поршневій порожнині і стискаються пружини буфера 2. Зростання тиску рідини в гальмівній камері 7 і поршневій порожнині буфера 2 відбувається по лінії DE, що забезпечується жорсткістю пружин буфера. Як тільки рухомі частини зупиняються, тиск досягає крапки E.

В цей момент починається відкочування рухомих частин подавального апарата під дією валків пілігримового стана. При цьому на уступ 10 шпинделя 8, що утворює рухому стінку гальмівної камери, продовжує діяти тиск рідини, який утворюється пружинами буфера 2, що сприяє процесу прокатки гільзи.

Необхідною умовою до роботи буфера є рівність робіт сили гальмування при трикутному графіку і при чотирикутному графіку тиску рідини в гальмівній камері. Це означає, що прощі фігур ABC і AEDC повинні бути рівними. В роботі [4] вибір крапки D початку роботи буфера зроблений інтуїтивно, вважаючи, що тиск в крапці D повинен бути рівним половині пікового тиску в крапці B. Дослідимо

залежність відношення p_T^E/p_T^B від тиску p_D початку роботи буфера або, що теж саме, від шляху x руху шпинделя і усіх рухомих частин з моменту початку гальмування.

Напишемо вираження площі трикутника ABC:

$$F_{ABC} = \frac{1}{2} \cdot BH \cdot AC = \frac{1}{2} \cdot p_T^B \cdot l_T; \quad (1)$$

де l_T – шлях гальмування.

Площа чотирикутника AEDC:

$$\begin{aligned} F_{AEDC} &= \frac{AE + DK}{2} \cdot AK + \frac{1}{2} \cdot DK \cdot x = \\ &= \frac{1}{2} \cdot \left(p_T^E + 1,6 \cdot \frac{p_T^B}{l_T} \cdot x \right) \cdot (l_T - x) + 0,8 \cdot \frac{p_T^B}{l_T} \cdot x \end{aligned} \quad (2)$$

де $DK = \frac{p_T^B}{l_{BH}} \cdot x$; $l_{BH} = \frac{5}{8} \cdot l_T$; $AK = l_T - x$.

З рівності (1) і (2) отримаємо

$$\left(p_T^E + 1,6 \cdot \frac{p_T^B}{l_T} \cdot x \right) \cdot (l_T - x) + 1,6 \cdot \frac{p_T^B}{l_T} \cdot x^2 = p_T^B \cdot l_T. \quad (3)$$

На рис. 3 показаний графік залежності відношення p_T^E/p_T^B від відношення x/l_T , тобто від пройденого шляху гальмування в долях від l_T до моменту початку надходження рідини в порожнину буфера. Графік дозволяє обґрунтовано обирати параметра буфера.

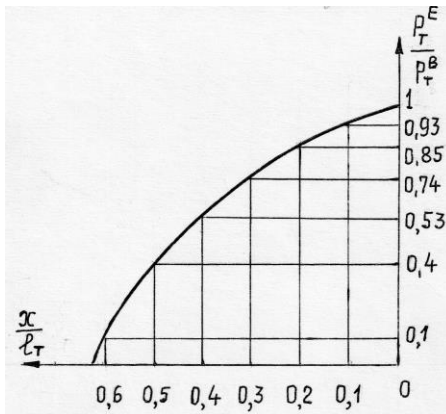


Рисунок 3 – Графік тиску рідини в гальмівній камері.

Відзначимо основні переваги, котрі забезпечує пружино-гідралічний буфер на подавальному апараті.

При наявності буфера приблизно в 2 рази може бути знижене пікове навантаження на корпус подавального апарату при гальмуванні рухомих частин у стадії накопчування. Це приводить до зменшення кидка подачі гільзи у валки, зменшенню гідралічного удару в гідроциліндрах подачі і повернення каретки, зменшенню коливань каретки.

При відсутності пружино-гідралічного буфера тиск рідини в гальмівній камері апарату наприкінці гальмування падає до дуже малого значення, яке визначається опором витікання рідини крізь отвори в днищі гальмівної втулки і крізь кільцевий зазор між шпинделем і втулкою. При цьому можливі удари уступу шпинделя в днище гальмівної втулки. Оператор стана не має можливості не допускати цих ударів до того моменту, поки не відбудеться зустріч гільзи з валками стана. При наявності пружино-гідралічного буфера в гальмівній камері подавального апарату до моменту повної зупинки рухомих частин і після зупинки рідина знаходиться під тиском, який створюється пружинами буфера. Цей тиск зменшує кінетичну енергію рухомих частин, а відповідно, і силу удару уступу шпинделя по днищу гальмівної втулки, якщо швидкість їх не погашена і не відбулась зустріч гільзи з валками стана.

В процесі відкочування рухомих частин і відповідно пілігримової прокатки тиск рідини в гальмівній камері подавального апарату, що підтримується буфером, діє на уступ шпинделя в напрямку дії валків. Тому виключається пробуксовування валків відносно розкатоної частини гільзи і гофроутворення при прокатці тонкостінної труби.

Зміною попереднього стискання пружин буфера змінюється тиск p_T^D (рис. 1) в гальмівній камері подавального апарату і тим самим регулюється гальмівна дія буфера. Таке регулювання може здійснюватися дистанційно оператором стана за допомогою гідроприводу стискання пружин буфера.

Вважається, що динамічні навантаження головної лінії пілігримового стана за інших рівних умов залежить від швидкості зустрічі гільзи з валками.

Смельяненко П. Т. [5] сформулював основну вимогу до механізму гальмування рухомих частин з гільзою – це механізація кінцевої швидкості, тобто швидкості зустрічі гільзи з валками. З закордонної практики відомо, що швидкість зустрічі гільзи з валками не перевищує 0,1 м/с [6]. За допомогою відеозйомки було встановлено [7], що швидкість зустрічі досягає 1,3...1,5 м/с. автори роботи [1] рекомендують підтримувати цю швидкість у межах 0,3...0,5 м/с.

В роботі [8] аналітичним шляхом отримані результати, котрі говорять про те, що сила удару валків по нерухомій гільзі перевищує силу удару по гільзі, яка має у момент удару швидкість $V_0 > 0$. Так, для труби діаметром $\varnothing 168 \times 25$ мм горизонтальна сила удару при $V_0 = 0$ складає $2P_x = 2575$ кН, а при $V_0 = 1,57$ м/с – сила удару складає $2P_x = 1426$ кН.

Спробуємо пояснити цей «парадокс» без експериментальної перевірки. При зустрічі гільзи з валками стана при $V_0 > 0$ кінетична енергія рухомих частин переходить в роботу деформації гільзи, тобто $E_{пч} = A_d$. Переміщення рухомих частин відбувається «вперед», тобто у напрямку швидкості V_0 . При зустрічі валків стана з нерухомою гільзою ($V_0 = 0$) валки стана здійснюють не тільки роботу деформації гільзи, но і роботу по переміщенню рухомих частин «назад»; тому кінетична енергія валків дорівнює сумі $E_B = A_d + A_{пч}$.

Целіков А. І. [9, с. 366] вважає, що для здійснення однієї і той же деформації загальна витрата енергії не зміниться від того, які додаткові зовнішні сили (натягування або підпор) прикладені до осередка деформації. Порівнюючи $E_{пч}$ і E_B , бачимо, що при зустрічі валків з нерухомою ($V_0 = 0$) гільзою потребує більшої витрати енергії, чим при зустрічі з гільзою, яка має швидкість $V_0 > 0$. Величина $A_{пч}$ додаткової витрати енергії з боку валків при $V_0 > 0$ приблизно дорівнює кінетичній енергії рухомих частин подавального апарата в момент зустрічі гільзи з валками стана. Звідки витікає і зростання динамічних сил при $V_0 > 0$ у порівнянні з ударом по нерухомій гільзі ($V_0 = 0$). Нам невідомі будь-які експерименти на промислових станах з виявлення залежності сили удару від швидкості зустрічі гільзи з валками пілігримового стана у притул до $V_0 = 0$. Виходячи з вищевикладеного такий експеримент необхідний.

Удосконалення конструкції гідрогальма подавального апарата. Одним з основних факторів, що впливає на точність геометричних розмірів труб, котрі прокочуються на пілігримових стана, є стабільна величина подачі гільзи у валки в кожному пільгерному кроку.

Дослідженнями і практикою встановлено, що основною (головною) причиною розкиду подач є коливання каретки, котра несе на собі корпус пневматичного циліндру у зборі. Коливання каретки збуджується силою гальмування рухомих частин у періоді накату. Амплітуда цих коливань залежить від величини сили гальмування,

графік якої має форму, близьку до гостроконечному трикутнику на малій основі, рівній шляху гальмування. Причому, максимум сили гальмування діє на малій частині гальмування $\left(\frac{1}{5} \div \frac{1}{7}\right)$.

Відомо, що чим більш рівномірна сила на шляху гальмування, тим менша величина цієї сили для досягнення одного й того ж ефекту гальмування, тобто кінцевої швидкості [3]. Інакше кажучи, чим ближче графік сили (тиску в гальмівній камері) гальмування до прямокутної форми, тим менше потрібна сила гальмування. Отже, гальмівний пристрій подавального апарату, який забезпечує рівномірну силу на шляху гальмування, оказує менший вплив на коливання каретки і розкид подач гільзи у валки пілігримового стану.

Гідравлічне гальмо подавального апарату пілігримового стану, який містить встановлений на гідрокамері гальмівної букси золотник з отворами і рухома втулку, яка постачена поршневим циліндром, зв'язаним з втулкою, причому одна з порожнин циліндру з'єднана з гідрокамерою букси, а друга порожнина циліндра – з джерелом тиску, що регулюється [10]. Недоліком відомого рішення є те, що за рахунок інерційності рухомої втулки і протитиску зі сторони гідроциліндра сила гальмування має пікове значення, що приводить до нестабільності подачі, причому перевищення подачі призводить до погіршення якості труб і надмірному збільшенню навантаження на валки.

Гідравлічне гальмо подавального апарату з плунжером веретеноподібної форми [1] забезпечує ярко виражену трикутну форму графіка сили гальмування, так, як рідина з камери гальмування витискається у допоміжний циліндр, поршень якого зі все збільшуюся силою стискає пружину.

Подавальний апарат, котрий постачений пружино-гідравлічним буфером для здійснення режиму гальмування рухомих частин при прокатці труб на пілігримових станах [4]. Недоліком цього апарату є громіздкість конструкції буферу, його підвищена металоємність і вартість.

Подавальний апарат пілігримового стану, котрий містить основний пневмоциліндр, гідрогальмо і механізм кантування, який постачений допоміжним гідроциліндром, допоміжною гідрокамерою гальмування і пружинним буфером [11]. Відоме технічне рішення володіє тими же недоліками, що і попереднє рішення.

Відомий подавальний апарат пілігримового стану, який містить в собі корпус з вбудованим в нього пневматичним циліндром і гідравлічною (водяною) камерою з гальмівною втулкою; шпindel ь з

поршнем, який встановлений з можливістю зворотно-поступального і обертального руху у повітряному циліндрі і гальмівній втулці; дріль, з'єднану зі шпинделем через вмонтовану у нього дрільну гайку; храповий механізм [12]. Гальмування рухомих частин з гільзою при накаті в цьому апараті відбувається за рахунок дроселювання гальмівної рідини крізь змінний на шляху гальмування кільцевий зазор між шпинделем і гальмівною втулкою за рахунок профілювання втулки, а також крізь регульований дросель квадратичного типу, встановлений в каналі, що з'єднує гальмівну і водяну камери. Недоліком відомого подавального апарату служить високий імпульс сили гальмування і вузький діапазон регулювання сили гальмування.

Метою даної роботи є вдосконалення конструкції подавального апарату для зменшення максимального значення сили гальмування рухомих частин подавального апарату при накаті шляхом підтримання тиску рідини у гальмівній камері на рівні, наближеному до рівномірного на усій шляху гальмування.

В роботі запропоновано подавальний апарат [13] який містить корпус, пневматичний циліндр і гідравлічну (водяну) камеру з гальмівною втулкою, шпиндель з поршнем, встановленим з можливістю зворотно-поступального та обертового руху у пневматичному циліндрі і гальмівної втулки, дріль, з'єднану зі шпинделем за рахунок вмонтованої в нього дрільної гайки, у канали між камерою гальмування, утвореною гальмівною втулкою і уступом шпинделя, і водяною камерою вбудовані переливні клапани плунжерного типу, а також тим, що радіальний зазор між гальмівною втулкою і шпинделем на усюму шляху гальмування знаходиться у межах $0,001 \dots 0,002$ від діаметра шпинделя.

Запропонований подавальний апарат зображений на рис. 4 – рис. 6.

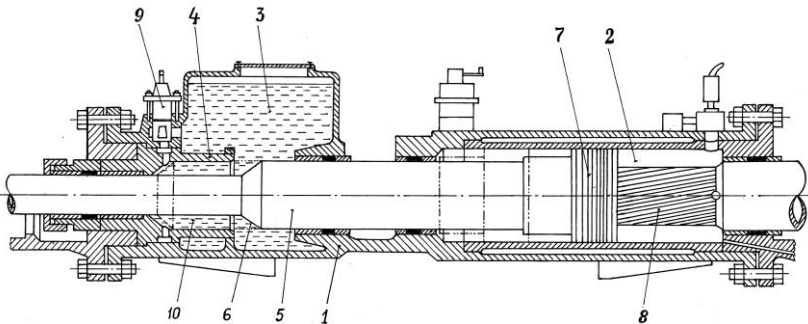


Рисунок 4 – Загальний вид подавального апарату з поздовжнім розрізом без каретки.

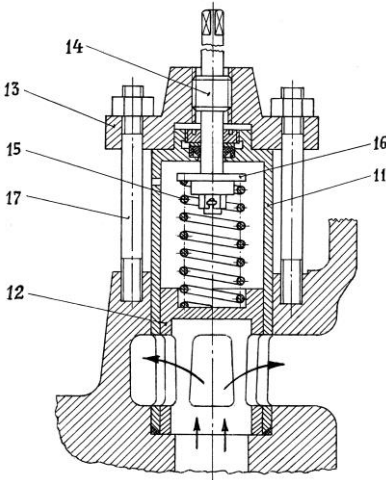


Рисунок 5 – Загальний вид одного з трьох переливних клапанів плунжерного типу.

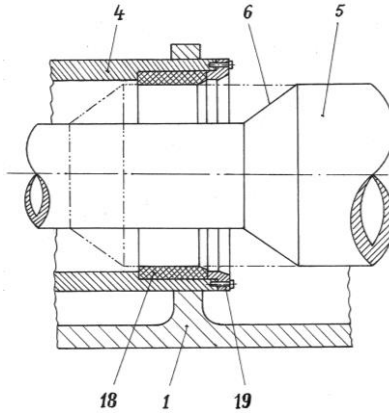


Рисунок 6 – Гальмівна втулка з текстолітовим вкладишем.

Устрій та принцип роботи подавального апарата. Подавальний апарат (рис. 4) містить корпус 1, з вбудованим у нього пневматичним циліндром 2, гідравлічну (водяну) камеру 3 з гальмівною втулкою 4, шпindel 5 з упором 6 і поршнем 7, дріль 8. В передній частині корпусу 1 вмонтовані три переливні клапани 9. Рухомий уступ 6 шпindel 5 і гальмівна втулка 4 утворюють камеру гальмування 10, коли уступ входить во втулку. Переливний клапан (рис. 5) складається зі стакану 11 з радіальними отворами для проходу гальмівної рідини з камери гальмування 10 у водяну камеру 3, плунжера 12 з аналогічними радіальними отворами, кришки 13 з різьбовими отворами для натискного гвинта 14. Плунжер 12 своїм нижнім торцем притиснутий пружиною 15 до горизонтального уступу розточення корпусу 1. При цьому радіальні отвори плунжера 12 і стакану 11 співпадають. В цьому положенні плунжера прохідний перетин клапану максимальний. Верхнім торцем пружина 15 впирається у натискну тарілку 16, закріплену на гвинті 14. Клапан кріпиться у корпусі 1 чотирма шпильками 17. У гальмівну втулку 4 може бути запресований текстолітовий вкладиш 18, підтиснутий з торця притискним кільцем 19 (рис. 6).

Подавальний апарат працює наступним чином. У вихідному стані, при якому відсутній тиск у гальмівній камері 10, плунжер 12 (рис. 5) переливного клапану 9 під дією пружини 15, яка опирається на тарілку

16 гвинта 14, знаходиться в нижньому положенні, при якому радіальні отвори стакану 11 і плунжера 12 співпадають, утворюючи максимальний прохідний перетин клапана. При цьому кришка 13 за допомогою шпильок 17 притискає стакан 11 до різьблення у корпусі 1. У період прокатки гільзи у валках пілігримового стана (в період відкочування рухомих частин форголера) рухомі частини разом з гільзою рухаються від прокатної кліті. При цьому поршень 7 стискає повітря у циліндрі 2, шліці дрильної гайки, вбудованої у поршень, ковзають по гвинтовим шліцам дрилі 8 і змушують дріль обертатися у напрямку гвинтового нарізання. Гальмівна камера 10 при відкочування заповнюється водою з водяної камери 3 крізь три переливних клапана 9, які мають в цей період максимально відкритий прохідний перетин. Після виходу уступу 6 шпинделя 5 з гальмівної втулки 4 гальмівна камера 10 безпосередньо поєднується з водяною камерою 3.

Після закінчення періоду відкочування стиснуте повітря циліндру 2 тисне на поршень 7 і розганяє рухомі частини форголера разом з гільзою у напрямку прокатної кліті. При цьому гвинтова нарізка дрилі 8 заставляє шпиндель 5 з гільзою здійснювати обертання (кантування) навколо поздовжньої осі, так як сама дріль утримується від обертання. Після входу уступу 6 в гальмівну втулку 4 утворюється замкнута гальмівна камера 10, з якої основний потік рідини витікає крізь прохідні перетини переливних клапанів. При цьому, виходу рідини з гальмівної камери 10 назустріч рухомому упору 6 шпинделя 5 перешкоджає втулка 18, котра притискається кришкою 19. Гальмівна рідина діє на плунжер 12 і, стискаючи пружину 15, переміщує його вгору. При цьому радіальні отвори плунжера зміщуються відносно нерухомих радіальних отворів стакану 11, завдяки чому зменшується прохідний перетин клапану 9.

Технічний результат полягає в тому, що за рахунок зниження сили гальмування зменшується збурюючий вплив рухомих мас на каретку подавального апарата, внаслідок чого зменшуються коливання каретки і розкид подач гільзи у валки в кожному пільгерному кроку, що в свою чергу призводить до поліпшення якості поверхні труб і підвищенню точності розмірів.

Встановлення у каналах, з'єднуючих гальмівну і водяну камери, переливних клапанів плунжерного типу, здатних зменшити свій прохідний перетин від максимального на початку гальмування до мінімального на при кінці гальмування, дозволяє підтримувати заданий тиск у гальмівній камері при безперервному зменшенні витрати гальмівної рідини крізь клапани на усьому шляху гальмування; а підтримання радіального зазору між шпинделем і гальмівною втулкою у границях 0,001...0,002 від діаметра шпинделя

дозволяє обмежити витік рідини з гальмівної камери крізь зазор і тим самим обмежити зменшення ефекту гальмування не більше, чим на 5...10% по кінцевій швидкості рухомих частин подавального апарату з гільзою.

При цьому зменшення зазору нижче 0,001 від діаметра шпинделя викликає труднощі при складанні та розбиранні подавального апарату, так, як зажадає дотримання більш точної співвісності шпинделя і гальмівної втулки, а також викликає підвищене тертя між шпинделем і гальмівною втулкою через неминучий монтажний перекик їх осей і перекоосу, викликаного пружною деформацією осі шпинделя. Окрім того, занадто малий зазор сприяє більш інтенсивного зносу поверхонь, що труться.

Збільшення зазору більш ніж 0,002 від діаметра шпинделя викликає збільшення витоків в третій ступені і різке зниження гальмівного ефекту.

Порівняння запропонованого подавального з відомими [12] показує, що він відрізняється тим, що у канали між гальмівною камерою і гідравлічною (водяною) камерою замість дросельного клапану і двох зворотних клапанів вбудовані переливні клапани плунжерного типу, а радіальний зазор між шпинделем і гальмівною втулкою на всьому шляху гальмування залишається постійним та дорівнює 0,001...0,002 від діаметра шпинделя.

Вибір закону гальмування. Для забезпечення постійної сили (тиску) гальмування рух рухомих частин подавального апарату з гільзою повинен бути рівноуповільненим, при якому швидкість визначається вираженням:

$$V = \sqrt{V_0^2 - 2 \cdot a_T \cdot S}, \quad (4)$$

де V_0 – швидкість рухомих частин у момент початку гальмування;
 a_T – постійне прискорення гальмування; S – шлях гальмування.

Витрата рідини з гальмівної камери:

$$Q = F_{\text{шп}} \cdot \sqrt{V_0^2 - 2 \cdot a_T \cdot S}, \quad (5)$$

де $F_{\text{шп}}$ – площа міделя уступу шпинделя.

Та же витрата рідини крізь прохідний перетин переливних клапанів:

$$Q = \mu \cdot F_{\text{кл}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (P_T - P_B)}, \quad (6)$$

де $\mu = 0,62$ – коефіцієнт витрати; $F_{\text{кл}}$ – сумарна площа прохідних

перетинів переливних клапанів; $\rho = 1020 \text{ Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4$ – щільність води; p_T – тиск рідини в камері гальмування; p_B – тиск рідини в водяній камері, приймасмо $p_B \cong 0$.

Тиск рідини в камері гальмування із закону Ньютона:

$$p_T = \frac{m_{\text{пч}} \cdot a_T}{F_{\text{шп}}}, \quad (7)$$

де $m_{\text{пч}}$ – маса рухомих частин з гільзою.

З рівності витрат випливає:

$$F_{\text{кл}} = \frac{F_{\text{шп}} \cdot \sqrt{V_0^2 - 2 \cdot a_T \cdot S}}{\mu \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot m_{\text{пч}} \cdot a_T}{\rho \cdot F_{\text{шп}}}}}. \quad (8)$$

Як видно з вираження (8), залежність сумарного прохідного перетину переливних клапанів на шляху гальмування є параболічною. Цю залежність повинна забезпечити конфігурація радіальних отворів у плунжері 12 і стакані 11 (рис. 5).

Приклад виконання розрахунків. Для наочності і в якості прикладу ділянку параболічної залежності замінимо апроксимованою прямою

$$F_{\text{кл}} = 0,023 - 0,048 \cdot S, \quad (9)$$

отриманої для реальних вихідних даних: $F_{\text{шп}} = 0,135 \text{ м}^2$; $V_0 = 5,47 \text{ м/с}$ (труба діаметром $\varnothing 168 \times 8 \text{ мм}$); $a_T = 35 \text{ м/с}^2$; $m_{\text{пч}} = 7645 \text{ Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}$.

Звідси слідує, що у момент початку гальмування ($S = 0$) сумарний прохідний перетин трьох переливних клапанів повинен бути $F_{\text{кл}} = 0,023 \text{ м}^2$, а на при кінці шляху гальмування ($S = 0,42 \text{ м}$) – $F_{\text{кл}} = 0,023 - 0,048 \cdot 0,42 = 0,00284 \text{ м}^2$. Цим умовам задовольняють чотири радіальних отвори у вигляді рівнобічної трапеції висотою 100 мм і двома паралельними сторонами: нижньою 60 мм і верхньою 55 мм. При цьому хід плунжера, при якому прохідний перетин у кожному клапані зменшиться до величини $\frac{0,00284}{3} = 0,000946 \text{ м}^2$ складе 87 мм.

Прийнявши діаметр отворів у донній частині гальмівної втулки

рівним 60 мм , знайдемо кількість таких отворів:

$$n = \frac{0,023}{0,785 \cdot (0,06)^2} = 8.$$

Діаметр каналу підводу у кожному переливному клапані:

$$D = \sqrt{\frac{0,023}{0,785 \cdot 3}} = 100 \text{ мм}.$$

Плунжер переливного клапану починає рух вгору з нульовою початковою швидкістю. На нього діють дві сили: сила тиску гальмівної рідини, спрямована вгору і рівна $[p_T \cdot F_{пл}]$, і сила пружини, спрямована вниз і рівна $[c(z_0 + z)]$. Коли ці сили зрівняються, плунжер зупиниться. З рівняння цих сил випливає:

$$c = \frac{p_T \cdot F_{пл}}{z_0 + z}, \quad (10)$$

де c – жорсткість пружини; $F_{пл}$ – площа плунжера, на яку діє гальмівна рідина у вертикальному напрямку; z_0 – попередня деформація пружини; z – деформація пружини під дією тиску гальмівної рідини, рівна ходу плунжера.

Зазвичай $z_0 = 0,1 \cdot z$, тоді

$$c = \frac{1982037 \cdot 0,00708}{1,1 \cdot 0,087} = 146633 \frac{\text{Н}}{\text{м}} \left(\approx 14,7 \frac{\text{кг}}{\text{мм}} \right),$$

$$\text{де } p_T = \frac{7645 \cdot 35}{0,135} = 1982037 \text{ Па}; F_{пл} = \frac{\pi}{4} \cdot (0,095)^2 = 0,00708 \text{ м}^2.$$

Таким чином, визначені параметри пружини переливного клапану, прохідні перетини каналів і клапанів, що забезпечують постійність сили гальмування на усьому шляху гальмування, за рахунок чого величина цієї сили зменшується приблизно у два рази у порівнянні з максимальною силою при трикутному графіку її зміни. Наслідком цього є зменшення коливань каретки подавального апарату і поліпшення якості труб.

Реально між шпинделем и гальмівною втулкою існує радіальний зазор, крізь який частина гальмівної рідини у процесі гальмування йде у водяну камеру. Це послабляє дію переливних клапанів. Обмежимо витрату рідини $Q_{зав}$ крізь кільцевий зазор в границях 5÷10% від повної витрати рідини з гальмівної камери

$$Q = F_{\text{шп}} \cdot V_0 = 0,135 \cdot 5,47 = 0,73845 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$Q_{\text{заз}} = (0,05 \div 0,1) \cdot Q = 0,0369 \div 0,073845 \text{ м}^3/\text{с}$$

5% витрату забезпечує радіальний зазор

$$\delta = \frac{Q_{\text{заз}}}{\pi \cdot \mu \cdot D_{\text{шп}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot p_T} = \frac{0,0369}{3,14 \cdot 0,62 \cdot 0,55 \cdot \sqrt{\frac{2}{1020}} \cdot 1982037} = 0,55 \text{ мм}.$$

Відповідно, 10% витрату забезпечує радіальний зазор $\delta = 1,1 \text{ мм}$. По відношенню до діаметру шпинделя 550 мм зазори $\delta = 0,55 \text{ мм}$ і $\delta = 1,1 \text{ мм}$ складуть $(0,001 \div 0,002) \cdot D_{\text{шп}}$.

Отже, шпиндель повинен бути виготовленим з допуском по діаметру $\varnothing 550_{-0,50}^{-0,25}$, а отвір гальмівної втулки розточений під розмір $\varnothing 550_{+0,30}^{+0,60}$.

У початок зупинки рухомих частин з гільзою при накаті валки пілігримового стану починають обтискати гільзу та посилати її у напрямку від стану. Починається період відкочування. Камера гальмування 10 збільшується по об'єму, тиск рідини в ній падає, плунжери 12 переливних клапанів 9 під дією пружин 15 опускаються вниз і повністю відкривають прохідні перетини у вигляді трапецеїдальних отворів, крізь котрі вода з водяної камери 3 заповнює камеру гальмування 10. Таким чином, відпадає необхідність у зворотних клапанах. Подальше відкочування описано вище.

Висновки

1. Проаналізовані основні шляхи поліпшення гальмування рухомих мас подавального апарата пілігримового стану.

2. Процес гальмування рухомих частин подавального апарата, включаючи гільзу, яка прокочується, оказує вплив не тільки на динамічні сили, котрі виникають при зустрічі гільзи з валками стану, но і на параметри самого процесу прокатки: подачу гільзи у валки, синхронізацію валків та подавального апарата. Зниження пікового значення сили гальмування є актуальною задачею удосконалення подавальних апаратів.

3. Одним з напрямків вирішення цієї задачі є включення пружино-гідравлічного буфера у систему гальмування рухомих частин подавального апарата. Представлено графік, який дозволяє обґрунтовано обирати момент початку роботи буфера.

4. На діючих подавальних апаратах реалізуються два режими

гальмування рухомих частин з гільзою. При першому режимі зустріч гільзи з валками відбувається до удару шпинделя в днище гальмівної втулки. Основний удар сприймають валки і деталі головної лінії пилигримового стана. При другому режимі спочатку відбувається удар шпинделя в днище гальмівної втулки, а слідом за цим гільза зустрічається з валками. В цьому випадку основний удар сприймає подавальний апарат. На вітчизняних подавальних апаратах відсутні датчики кінцевого положення шпинделя, тому оператори станів в цьому сенсі працюють на осліп.

5. Знайдено пояснення залежності, яка отримана аналітично в роботі [8] і полягає в тому, що удар по нерухомій гільзі сильніший чим удар по гільзі, яка рухається до валків, що повинно бути перевірено експериментальним шляхом.

6. Запропоновано подавальний апарат, у якому за рахунок зниження сили гальмування зменшується збурюючий вплив рухомих мас на каретку подавального апарата, внаслідок чого зменшується коливання каретки і розкид подач гільзи у валки в кожному пильгерному кроку. У новому подавальному апараті між гальмівною камерою і гідравлічною (водяною) камерою замість дросельного клапана і двох зворотних клапанів вбудовані переливні клапани плунжерного типу. Виконані розрахунки режимів гальмування рухомих частин подавального апарата.

Перелік посилань

1. Оборудование цехов с пилигримовыми трубопрокатными установками / С. Н. Кожевников и др. М : Металлургия, 1974. 354 с.
2. Суднишников Б. В., Есин Н. Н. Элементы динамики машин ударного действия. Новосибирск : СО АН СССР, 1965. 175 с.
3. Улучшение параметров торможения подвижных масс при прокатке на пильгерстане / В. Д. Добряк, Б. Г. Павловский и др. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. 2004. № 1. С. 37–40. URL: <https://www.metaljournal.com.ua/mgp-01-2004/>
4. Концепция подающего аппарата с буфером для совершенствования режима торможения при прокатке труб на пилигримовом стане / В. Д. Добряк, В. Ф. Балакин и др. *Черная металлургия : Бюл. ин-та «Черметинформация»*. 2014. № 11. С. 51–57.
5. Емельяненко П. Т. Пильгерстаны. Харьков : ОНТИ НКТП, 1937. 639 с.
6. Geleji A., Voith M., Messine T., Toth L. Mathematical foundations for calculating pilger mills. *Acta Technica Academiæ Scientiarum Hungaricæ*. 1967. № 57(3–4). P. 227–260.
7. Моделирование устройства торможения подвижных частей форголлера подающего аппарата пилигримового стана / В. Д. Добряк, В. Ф. Балакин и др. *Теория и практика металлургии*. 2010. № 3. С. 58–62.
8. Определение параметров ударного взаимодействия гильзы и валков пилигримового стана / В. Ф. Балакин, В. Д. Добряк и др. *Теория и практика*

металлургии. 2012. № 1–2. С. 25–31.

9. Целиков А. И. Теория расчета усилий в прокатных станах. М. : Metallurgizdat, 1962. 494 с.

10. А. С. 325056 СССР, МКИ В21 В21/01 В21 В21/04. Гидравлический тормоз подающего аппарата пилигримового стана / М. А. Шубик, Е. А. Швалев, А. П. Южаков, Г. Г. Пацел, В. К. Ломма. №1395199/22-2; заявл. 21.01.1970; опубл. 07.01.1972, Бюл. № 3. <https://patents.su/2-325056-gidravlicheskiij-tormoz-podayushhego-appa-piligrimovogo-stana.html>

11. А. С. 170448 СССР, МКИ В21 В. Подающий аппарат пилигримового стана / Ю. М. Матвеев, М. А. Шубик, Д. Я. Мотрий, Д. И. Бураков. №894688/22-2; заявл. 13.04.1964; опубл. 23.04.1965, Бюл. № 9. <https://patents.su/2-170448-podayushhijj-apparat-piligrimovogo-stana.html>

12. Добряк В. Д., Степаненко А. Н., Угрюмов Ю. Д. Тенденции развития подающих аппаратов пилигримовых станов. *Совершенствование производства стали, труб и железнодорожных колес* / под ред. А. Г. Величко, В. И. Большакова, В. Ф. Балакина. Днепропетровск : Экономика, 2015. С. 339–357.

13. Подавальний апарат пілігримового стана : пат. 133087 Україна : МПК В21В21/04. №u201809902; заявл. 04.10.2018; опубл. 25.03.2019, Бюл. № 6. <https://base.uipv.org/searchINV/search.php?action=viewdetails&IdClaim=256888&chapter=description>

References

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

2. Sudnishnikov, B. V., & Esin, N. N. (1965). *Elementy dinamiki mashin udarnogo deistviia*. SO AN SSSR

3. Dobriak, V. D., Pavlovskii, B. G., Merezhko, V. L. & Shifrin, E. I. (2004). Uluchshenie funktsionalnykh parametrov podaiushchikh apparatov. *Metallurgicheskaiia i gornorudnaia promyshlennost*, (1), 37–40. <https://www.metaljournal.com.ua/mgp-01-2004/>

4. Dobriak, V. D., Balakin, V. F. & Stepanenko, A. N. (2014). Kontseptsiiia podaiushchego apparata s buferom dlia sovershenstvovaniia rezhima tormozheniia pri prokatke trub na piligrimovom stane. *Chernaia metallurgiiia Biuletin instituta: Chermetinformatsiia*. (11), 51–57

5. Emelianenko, P.T. (1937). *Pilgerstani*. ONTI NKTP

6. Geleji A., Voith M., Messine T. & Toth L. (1967). Mathematical foundations for calculating pilger mills. *Acta Technica Academiial Scientiarum Hungarical*, 57(3–4), 227–260.

7. Dobriak, V. D., Balakin, V. F. & Ugriumov, Iu. D. (2010). Modelirovanie ustroistva tormozheniia podvizhnykh chastei forgollera podaiushchego apparata piligrimovogo stana. *Teoriia i praktika metallurgii*, (3), 58– 62

8. Balakin, V. F., Dobriak, V. D. & Ugriumov, Iu. D. (2012). Opredelenie parametrov udarnogo vzaimodeistviia gilzy i valkov piligrimovogo stana. *Teoriia i praktika metallurgii*, (2), 25– 31

9. Tselikov, A. I. (1962). *Teoriia rascheta usilii v prokatnykh stanakh*.

Metallurgizdat.

10. Shubik, M. A., Shvaleyev, E. A., Iuzhakov, A. P., Patsel, G. G. & Lomma, V. K. (1972). Avtorskoe svidetelstvo SSSR №1395199 22-2. Komitet po delam izobretenii i otkrytii pri Sovete Ministrov SSSR. <https://patents.su/2-325056-gidravlicheskijj-tormoz-podayushhego-appa-pilgrimovogo-stana.html>

11. Matveev, Iu. M., Shubik, M. A., Motrii, D. Ia. & Burakov, D. I. (1965). Avtorskoe svidetelstvo SSSR №894688/22-2. Gosudarstvennyi komitet po delam izobretenii i otkrytii SSSR. <https://patents.su/2-170448-podayushhijj-apparat-pilgrimovogo-stana.html>

12. Dobriak, V. D., Stepanenko, A. N. & Ugriumov, Iu. D. (2015). Tendentsii razvitiia podaiushchikh apparatov pilgrimovykh stanov. A. G. Velichko (Ed.), V. I. Bolshakov (Ed.), V. F. Balakin (Ed.), *Sovershenstvovanie proizvodstva stali trub i zhelezodorozhnykh koles* (pp. 339–357). Ekonomika

13. Bilodidenko, S. V., Mazur, I. A., Uhrumov, Yu. D. & Dobriak, V. D. (2019). UKRAINA. Patent №133087. DP “Ukrainskyi instytut intelektualnoi vlasnosti”: Ministerstvo ekonomichnoho rozvytku i torhivli Ukrainy. <https://base.uipv.org/searchINV/search.php?action=viewdetails&IdClaim=256888&chapter=description>

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.), Leading Engineer

D. Yu. Uhrumov³, Technical Director

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

¹ *Ukrainian State University of Science and Technologies*

² *State Enterprise "Ukrainian Institute for Designing Iron and Steel Works"*

³ *LLC «MCK»*

WAYS TO IMPROVE BRAKING OF MOVING PARTS OF THE PILGER MILL FEEDING APPARATUS

Abstract. One of the main factors on which the successful rolling of pipes on pilgrim mills depends is the operation of the feeders, which largely determines the productivity of the mills and the quality of the pipes. We considered the shortcomings of the feeding devices of pilgrim states, which are operated in Ukraine. One of the main disadvantages of these feeders is the significant speed of the moving parts when the sleeve meets the rolls, which is due to the poor braking conditions of the moving masses. The main areas of improvement of the braking conditions of the moving masses of the feeding apparatus during the application of the sleeve to the rolls of the pilgrim mill are considered. The paper considers, among others, such directions as the use of additional braking devices to the main hydraulic brake and improvement of the hydraulic brake design. One of the directions for improving the braking of moving parts is the inclusion of an additional spring-hydraulic buffer in the hydraulic braking system. A graph is presented that allows you to reasonably choose the moment when the buffer starts to work. A feeding apparatus is proposed, in which, due to the reduction of the braking force, the

disturbing effect of moving masses on the carriage of the feeding apparatus is reduced, as a result of which the oscillation of the carriage and the deviation of the feed of the sleeve to the rolls in each pilfering step are reduced. In the new feeder, between the brake chamber and the hydraulic (water) chamber, instead of a throttle valve and two non-return valves, overflow valves of the plunger type are built in. Calculations of the braking modes of the moving parts of the feeding device have been made. The parameters of the overflow valve spring, the cross-sections of channels and valves, which ensure the constancy of the braking force along the entire braking path, due to which the magnitude of this force is reduced by approximately two times, are determined. The consequence of this is a reduction in the vibrations of the carriage of the feeder and an improvement in the quality of the pipes.

Key words: pilgrim mill, rolls, feeder, pipe, sleeve, mandrel, braking chamber, moving parts of the feeder, spring-hydraulic buffer, throttle valve, plunger-type overflow valve, braking force.

For citation: Bilodidenko, S. V., Mazur, I. A., Dobriak, V. D., Uhriumov, D. Yu., & Uhriumov, Yu. D. (2023). Ways to improve braking of moving parts of the pilgrim mill feeding apparatus. *Fundamental and applied problems of ferrous metallurgy*, 37, 557-577. <https://doi.org/10.52150/2522-9117-2023-37-557-577>

*Стаття надійшла до редакції збірника 27.09.2023 р.
Рекомендовано до друку редколегією збірника (Протокол № 9 від 19.12.2023 р.)*