

УДК 621.771.004.15(043)

Білодіденко С. В., Гануш В. І., Іжевський Є. А., Костриця С. А.

Формування режиму навантаження для прогнозування ресурсу колон гідравлічних пресів для виробництва залізничних коліс

Belodedenko S., Hanush V., Izhevskiy Y., Kostritsa S.

Formation of the loading for predicting the lifetime of the hydraulic presses columns for the railway wheels production

Дослідження в області міцності і надійності станин важких гідравлічних пресів особливої актуальності набули у зв'язку з необхідністю продовження ресурсу після їхньої довготривалої експлуатації. Найбільш небезпечним за наслідками відмови елементом станини є колони, які в свою чергу мають різьбове з'єднання як найбільш вразливе місце. Робота присвячена аналізу і узагальненню експериментальних досліджень пресу зусиллям 100 МН, формування режиму навантаження елементів колон для подальшої оцінки її технічного стану і прогнозування ресурсу. Розглянуто загальні принципи проектування колон і особливості експлуатації дослідженої колесопрокатної лінії. За результатами експериментального вимірювання навантаженості станини пресу зусиллям 100 МН при виробництві залізничних коліс з'ясовано, що процес штампування однієї заготовки викликає один пульсуючий цикл зміни напружень в елементах станини. Середнє зусилля при пресуванні коліс діаметром 957 мм складає 70.3 МН, а для коліс діаметром 1062 мм прийнято зусилля 91.4 МН. Сформовано типовий режим навантаження елементів колони преса у вигляді блока з 4-х рівнів. Визначені еквівалентні зусилля блоків в залежності від умов прогнозування ресурсу. Досліджено вплив виробництва коліс великого діаметру на ресурс станин.

Ключові слова: Гідравлічний прес, колона, ресурс, навантаження.

The research in the area of strength and reliability of the frames of heavy hydraulic presses has become particularly relevant in connection with the necessity to extend the resource after their long-term operation. The most dangerous element of the frame due to the consequences of failure are the columns, which in turn have a threaded connection as the most vulnerable place. The work is devoted to the analysis and generalization of experimental studies of the press with a force of 100 MN, the formation of the load mode of the column elements for further assessment of its technical condition and resource forecasting. The general principles of column design and the features of operation of the investigated wheel rolling line are considered. According to the results of the experimental measurement of the load of the press stand with a force of 100 MN during the production of railway wheels, it was found that the process of stamping one workpiece causes one pulsating cycle of stress changes in the stand elements. The average force when pressing wheels with a diameter of 957 mm is 70.3 MN, and for wheels with a diameter of 1062 mm, the force is 91.4 MN. A typical load mode of press column elements in the form of a block of 4 levels has been formed. The equivalent efforts of the blocks are determined depending on the resource forecasting conditions. The influence of the production of large-diameter wheels on the resource of the stand frames has been studied.

Key words: Hydraulic press, column, resource, load.

Вступ. Інформація про навантаженість елементів механічних систем відіграє вирішальну роль при проектуванні надійної конструкції, а також при визначенні її ресурсних показників на стадії експлуатації. В загальному випадку навантаженість деталі моделюється частотним розподілом у вигляді спектра навантажень, характеристиками якого є міра повноти, коефіцієнт нерегулярності і число позитивних максимумів. Навантаження багатьох механічних систем, особливо, технологічних установок, значною мірою детерміновано і його недоцільно повністю представляти у вигляді випадкового процесу. У цьому випадку схематизацію процесу проводять на основі встановленої послідовності подій, утворюючи блок відповідної форми. Тривалість події та рівень навантаження такого формалізованого блоку можуть змінюватись. Базові дані опору втомі для прогнозування ресурсу в таких умовах отримують при навантаженні формалізованими блоками з параметрами, що варіюються. Здійснюється перехід від суто випадкових

процесів, які не характерні для технологічних машин до схематизованих процесів з випадково змінюваними параметрами.

Колесопрокатна лінія, якій присвячено даний матеріал, була запущена на початку 70-х років 20 сторіччя. В своєму складі вона налічує 4 важкі гідравлічні преси зусиллям від 25 до 100 МН. Після 30-річної доволі інтенсивної експлуатації на підприємстві поступово стали замінювати елементи базових конструкцій пресів. В першу чергу, це стосувалося колон пресів і різьбових стяжок (шпильок), які тримають в складеному стані верхній архітрав. В них різьбове з'єднання здійснюється за допомогою термозатягування, і дуже важливо забезпечити рівність зусиль затягання в груповому з'єднанні. В станинах пресів з'являються тріщини, які заварюються по певних технологіях. Всі ці ремонтні заходи потребують наукового супроводження, який менеджмент підприємства разом з профільними установами здійснює з 2008 року. Метою цієї роботи був аналіз і узагальнення про-

Білодіденко С. В.,	
Гануш В. І.,	
Іжевський Є. А.,	
Костриця С. А.	

ведених експериментальних досліджень, формування режиму навантаження елементів колон для подальшої оцінки її технічного стану і прогнозування ресурсу. Увага авторів була обмежена колонами пресу зусиллям 100 МН. Слід зауважити, що неналежний технічний стан пресу призводить до випуску некондиційних колів. Внаслідок технологічних помилок в роботі пресу зусиллям 100 МН припадає 13% браку [1].

В основу моделювання процесу навантаження колон покладена концепція формалізованих блоків, що фактично, являють собою типову історію навантаження [2].

Особливості проектування і експлуатації колон. Колони гідравлічних пресів, разом із головними циліндрами, являються найбільш напруженими і найбільш відповідальними базовими елементами. Саме в корпусах гідроциліндрів спостерігаються найбільші напруження, які в місцях локалізації досягають 420–520 МПа. Ясно, що в такому разі деталь має обмежену довговічність. Але виробники-розробники пресів нічого про це не заявляють. На думку фахівців сервісних організацій, відсутність нормативних строків експлуатації для станин є непрямим свідченням їхньої необмеженої довговічності.

Як показують дослідження, в литих поперечниках пресів номінальні напруження складають безпечні 50 МПа, але в охресті отворів вони збільшуються до 125 МПа. В стойках станин пресів закритого типу номінальні напруження доходять до 115 МПа. При проектуванні конструктори намагаються забезпечити запас міцності станин пресів рівним 2–2.5, на деяких пресобудівних заводах регламентоване допустиме напруження в 120 МПа. Іноді на вимогу замовника виробники дають 15-річну гарантію на прес. З цього витікає, що довготривала безпечна робота пресів можлива тільки за умов регулярного діагностування технічного стану станин.

При продовженні ресурсу пресів фахівці основну увагу зосереджують на ретельному обстеженні стану станин, пошуку місць утворення тріщин і подальшому їх відновленні (заварка, наплавлення, місцева поверхнево-пластична обробка). Це має практичну направленість. Методологічне забезпечення при цьому дещо застаріле і містить розрахунок станин за МСЕ, випробування зразків матеріалу (в деяких випадках) і детермінований розрахунок запасів втомної міцності.

В той же час, нормативними документами певних галузей виробництва на порядок продовження строків безпечної експлуатації технічних пристроїв передбачається визначення залишкового ресурсу. Різні алгоритми оцінки залишкового ресурсу по-різному прогнозують його величину. Варто робити багатоваріантний розрахунок довговічності альтернативними методиками. Після цього об'єднання результатів в єдине рішення здійснюється за критерієм мінімізації ризику. Те ж саме можна сказати і про контроль якості заготовок BS ковальських

машин. Він повинен здійснюватися різними методами неруйнівного контролю, кожен з яких має свою імовірність виявлення дефекту. Для обрання оптимальної комбінації методів знов таки використовується критерій мінімального ризику.

Методам проектування пресів здавна приділялося багато уваги [3, 4]. В середині 20 ст. було закладено основні принципи створення колон, які фігурують в даних дослідженнях. На кінцях циліндричних колон розташовано ділянки з упорною різьбою, які затягуються розрізними гайками поверх зовнішніх боків верхніх і нижніх поперечин. Внутрішні поверхні поперечин упираються в конічні бурти колон, створюючи в них зусилля затягання, що перевищує зусилля від робочого навантаження. Розрахунок на міцність ведеться за умов розтягання цією навантагою з додаванням частини зовнішнього зусилля. Також додається напруження від згину при ексцентричному пресуванні. Але це стосується середньої незатягнутої частини колон. Питання проєктувального розрахунку колон не втрачають актуальності по теперішній час. За допомогою сучасних пакетів програм оптимізуються форми перерізу і розташування колон гідравлічних пресів за критеріями міцності і опору пересуванню повзуну при експлуатаційних умовах [5].

Надійність колон в значній мірі визначають безпеку пресу. Відомі факти руйнування колон, які, як правило, відбувалися по-декілька на одному пресі. Всі руйнування відбуваються по першому вітку різьби і мають втомний характер, про що свідчать злами колон.

Виконаний аналіз відмов колон показав, що всі вони супроводжуються ослабленням або відсутністю попереднього затягування. Тому не забезпечується сумісна робота системи «колонний стакан – поперечина – колона». Відсутність затягування викликає значне збільшення амплітуди напружень у витках зовнішньої різьби і розкриття стиків між гайками колон і поперечиною. Хоча деякі фахівці вважають, що затягання є шкідливим, оскільки збільшує загальне зусилля. Дійсно, незмінна (так би мовити, статична) складова загального зусилля збільшується, але разом з тим зменшується амплітуда циклічного зусилля, яке саме і призводить до втомного процесу. Можна вважати, що ослаблення затягання призводить до збільшення коефіцієнту зовнішнього навантаження χ . Оцінка надійності, яка виконана за теорією подоби втоми, показала зменшення запасу міцності при руйнуванні колони до 0.38, а номінальне напруження складало $\sigma = 63$ МПа.

Робота колон з розкритими стиками створює умови для виникнення динамічних навантажень і проникнення агресивного середовища. Тому до виникнення тріщин втоми в тілі колони різьба колон може бути частково або повністю зруйнована за рахунок спільної дії корозії, ударних навантажень і фретинг-зносу. Розкриття стиків порушує геометрію рами та погіршує якість штамповки.

Причини, які призводять до руйнування у місці переходу гладкої частини колони у різбову частину, обумовлені високою концентрацією напружень в тій зоні і появою там згинальних напружень при ексцентричному прикладанні технологічного зусилля. Ексцентричне штампування разом із різьким скиданням тиску в приводах також призводить до розкриття стиків і до збільшення навантаження на виток різьби. Відомі конструкторські рішення для подолання цих недоліків, і які націлені на підвищення надійності пресів [6-8]. На жаль описам цих рішень бракує кількісного аналізу для підтвердження запропонованих модернізацій.

Обов'язковість термічного затягання різбового з'єднання ставить проблему її рівномірності між колонами, які утворюють групове різбове з'єднання. В станині пресу зусиллям 100 МН є дві групи великогабаритних різбових з'єднань. Окрім колон, за допомогою групового з'єднання у вигляді вісьмох стяжок (шпильок) закріплюється верхня поперечина. З часом затяжка стає слабшою і її треба відновлювати [9]. Інтенсивність ослаблення нерівномірне, що призводить до клинної виробітки контактної поверхні між гайкою і поперечною. Рекомендації заводів-виробників пресів відносно технології термозатягування не ефективні для працюючих об'єктів. Тому сервісні організації попередньо моделюють процес термічного затягання, розробляють технології і пристрої попереднього вирівнювання контактних поверхонь, а також і методи затягування, які враховують ряд істотних факторів.

Зусилля пресу 100 МН, створюване тиском головного циліндра, по ланцюгу «поперечка – стяжки – архітрав» передається на колони. Між поперечкою та архітравом встановлено 8 циліндричних проставок. Через поперечину, проставки та архітрав просунуто 8 стяжок, кожна з яких стягнута двома зовнішніми гайками. Таке з'єднання є статично невизначеною системою, в якій розподіл зусиль між окремими елементами силового ланцюга залежить від співвідношення їх жорсткостей. З'єднання повинно забезпечувати не розкриття стиків при дії максимально допустимого навантаження, що можна забезпечити тільки термічною затяжкою стяжок.

При прикладанні до попередньо стиснутого з'єднання «поперечина – проставки – архітрав» робочого навантаження тискаюче зусилля слабшає (з урахуванням знаку напруження збільшується), а попередньо розтягнуті стяжки додатково розтягуються. Таким чином зусилля, що створюється пресом, розподіляється між ланцюжками «поперечина – стяжки – архітрав» та «поперечину – проставки – архітрав» відповідно до співвідношення їх жорсткостей.

Якість затягання вимірюється двома показниками. Перший – це коефіцієнт нерівномірності навантаження колон:

$$k_{ir} = \frac{|F_{cp} - F_{\max(\min)}|}{F_{cp}}, \quad (1)$$

де F_{cp} – середнє навантаження поміж чотирьох колон,

$F_{\max(\min)}$ – максимальне або мінімальне навантаження в колоні, яке забезпечує найбільшу різницю.

Другий показник k_{bnd} характеризує наявність згинальних напружень σ_{bnd} , які виникають поряд із напруженнями розтягання σ в вільній частині колони:

$$k_{bnd} = \frac{\sigma_{bnd}}{\sigma}. \quad (2)$$

Ремонтний персонал підприємства використовує такі граничні показники: $[k_{ir}] = 0.15$, $[k_{bnd}] = 0.3$. Для контролю цих показників використано тензометрування колон в процесі пресування. Воно відбувається після ремонтно-монтажних операцій, коли необхідно вирішити питання їх закінчення або продовження.

Однак, з наукової точки зору подібні досліді дають значно більшу інформацію. По-перше, є актуальним визначення зусилля пресування з урахуванням типорозміру коліс, що виготовляються. Відомі емпіричні залежності для оцінки цього зусилля, які враховують, головним чином, площу заготовки і межу плинності її матеріалу при температурі деформування [10]. Є можливість вимірювання зусилля пресування при штампуванні за тиском робочої рідини в гідросистемі. Обидва способи не є прямими, тому можуть вважатися оціночними.

По-друге, варто спрогнозувати залишковий ресурс колон з врахуванням фактичних умов експлуатації. При проектуванні колони перевірялися на опір втомі при максимальних зусиллях. Прес працює при менших зусиллях за максимальні на 15-30%. З цього боку є підстави для продовження призначеного ресурсу. З іншого боку, елементи пресу, зокрема колони, потерпають від позапроектних умов. До них може бути віднесено понаднормовані нерівномірність та ексцентровість навантаження, які супроводжують фактичні умови. Якщо такі факти не враховано, то прогнозований ресурс буде зменшено. Тому і йдеться про реальний режим навантаження, який треба сформулювати на підставі тензометрування.

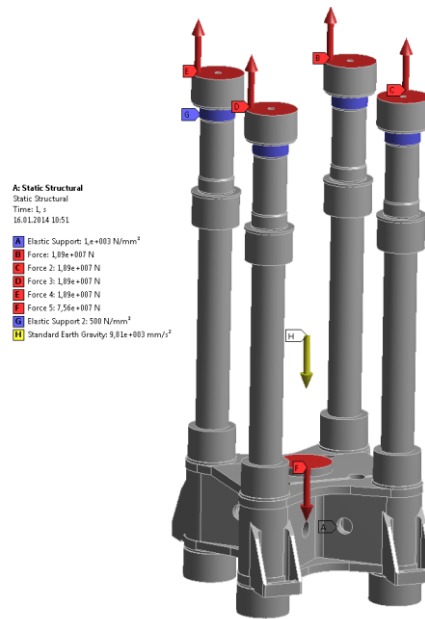


Рисунок 1 - Схема навантаження пресу 100 МН для розрахунку станини методом скінчених елементів

По-третє, внутрішні силові фактори колон є зовнішнім навантаженням при розрахунках напруженого стану поперечин станини (рис. 1). Від достовірності їх моделювання залежить точність визначення напружень в решті елементів станини. З огляду на сказане, тензометрування колон мало на меті оцінку якості затягання і монтажу колон, визначення зусиль пресування і характер їх передачі на колони, прогнозування гарантованого залишкового ресурсу і отримання вихідних даних для моделювання напружено-деформованого стану базових елементів станини.

Формування режиму навантаження за результатами тензометрування. Тензометрування колон проведено Випробувальним центром УДУНТ за участю деяких авторів. На протязі 6-8 років було проведено декілька циклів випробувань на різних стадіях експлуатації пресу 100 МН. По окружності кожної з 4 колон преса встановлювалося 3-4 тензорезистори на 2 ярусах. Це дозволяло визначити напруження розтягування σ і згину σ_{bnd} , а також осьове навантаження на колону F_i . Вимірювання відбувалося в процесі штампування коліс різного діаметру [11].

За одне штампування колісної заготовки спостерігається один цикл навантаження в колонах. Синхронно з цим відбувається один цикл навантаження в різбових стяжках поперечини. Цикл навантаження близький до віднульового. Динамічні явища в елементах станини пресу не є розвиненими. Незважаючи, що в робочій рідині спостерігаються суттєві гідродинамічні процеси [12]. Це свідчить про те, що динаміка є замкненою між заготовкою і гідроприводом і не передається на станину.

Використана методика тензометрування дає змогу визначати осьові зусилля в колонах $F_{1(2)(3)(4)}$,

за допомогою яких може бути визначено зусилля пресування $F = \Sigma F_{1(2)(3)(4)} = 4 \cdot F_m$.

Проаналізувавши результати вимірів можна зробити певні узагальнення. За середніми значеннями вимірів зусилля пресування коліс $D_k=957$ мм прийнято $F_{D=957}=70.3$ МН, а для коліс $D_k=1062$ мм прийнято $F_{D=1062}=91.4$ МН. Це відповідає відомим емпіричним залежностям, які рекомендовано для апріорного розрахунку силових параметрів пресування [10]. Згідно них, зусилля F пропорційне площі заготовки. Тоді для круглої заготовки дійсне співвідношення $F_1 = F_2 (D_{k1}/D_{k2})^2$. Тоді для заготовки $D_k=1062$ мм маємо:

$$F_{D=1062} = F_{D=957} \cdot (1062/957)^2 = 86.6 \text{ МН.}$$

Це на 6% менше від фактично прийнятого значення, що є задовільним. В цілому, прес працює на 75-90% своєї потужності, що можна вважати раціональним.

Коефіцієнт нерівномірності k_{ir} , практично, спадає з коефіцієнтом варіації навантаження колон v_{ir} . Їхня величина варіюється майже в 10-кратному діапазоні від 3% до понад 30%. Цікаво, що спостерігається, так би мовити, діагоналева нерівномірність навантаження колон. Тобто, внутрішня нерівномірність між двома парними і непарними колонами є меншою, аніж нерівномірність поміж обома парами колон.

Збільшення нерівномірності навантаження сприяє збільшенню зусилля пресування. Таке можна пояснити появою горизонтальної складової реакції з боку заготовки F_{ir} , яка зменшує зусилля, яке необхідне для деформування F (рис. 2).

Також заслуговує на увагу явище вирівнювання навантаження між колонами після високих зусиль пресування. Це свідчить, що зусилля затягання різьби піддається впливу багатьох чинників і його потрібно контролювати.

Колона представляється як механічна система, що складається з двох елементів: вільна частина E_1 і різьбова частина E_2 (рис. 2). Тоді ресурс колон можна визначати за правилом об'єднання індексів безпеки [2].

Насамперед, зусилля на колону $F_{c1(2)(3)(4)} = F_i$ залежить від розміру заготовки, яка штампується. Оскільки основний вироблюваний сортамент ста-

новлять колеса розміром 957 мм, а посилені умови експлуатації пов'язані з виробництвом коліс діаметром 1062 мм, то блок навантаження можна складати з двох рівнів. 1-й рівень має відносну тривалість $c_{D1}=0.75-0.9$ при зусиллі в колоні $F_{cD1}=18.225$ МН. Тоді 2-й рівень має параметри: $c_{D2}=0.25-0.1$ при зусиллі в колоні $F_{cD2}=22.85$ МН.

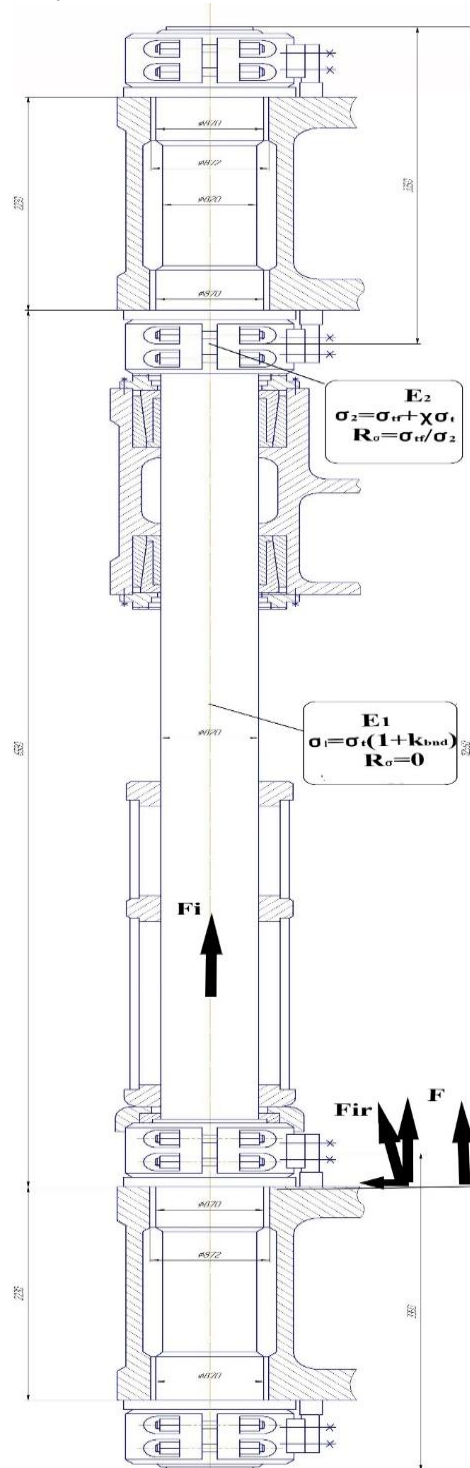


Рисунок 2 - Розрахункова схема колони пресу 100 МН

Встановлені зусилля F_{cD1} і F_{cD2} мають зміст середніх значень рівня навантаження. Фактично, зусилля розподіляються нормально з коефіцієнтом варіації v_{D1} і v_{D2} . Вони визначаються за формулою складання помилок:

$$v_{D1(2)} = \sqrt{v_{ir}^2 + v_F^2} \quad (3)$$

Природно, що цей показник залежить від нерівномірності навантаження колон v_{ir} . Окрім цього, здійснює вплив і варіація зусилля пресування v_F . Вона визначається, головним чином, варіацією межі плинності матеріалу заготовки. Тоді можна вважати $v_F=0.1$. Звідси випливає, що $v_{D1}=v_{D2}=v_{\Sigma}$.

Відома ступінчаста апроксимація безперервного розподілення навантаження колони F_{cP} з кроком $0.75 \cdot v_D$, що забезпечувало 7-рівневий блок. Для порівняно невисоких коефіцієнтів варіації (які спостерігаються при штампуванні коліс) такий блок можна замінити 2-рівневим. 1-й рівень має показ-

ники F_{cD2} або F_{cD1} , $c_{v1(3)}=0.885$; 2-й рівень має показники $F_{c2,4}=F_{cD2(1)}(1+2.25v_{\Sigma})$, $c_{v2(4)}=0.115$. Таким чином, блок навантаження колони складається з 4 рівнів (табл. 1). Для них відносна тривалість визначається як $c_j = c_{vj} \cdot c_{D2(1)}$. Тут $j=1,2,3,4$ – номер рівня блока навантаження.

Отримавши навантажувальні блоки, є можливість визначити еквівалентне зусилля розтягування в колоні:

$$F_{ceq} = \sqrt[m]{\sum (c_i F_{ci}^m)} \quad (4)$$

Тут показник m взято із кривої багатоциклової втоми, яка побудована в подвійних логарифмічних координатах. В подальшому для елементів колони знаходять еквівалентні напруження, за якими через рівняння довговічності буде вираховуватися ресурси.

Таблиця 1. Режим навантаженості колон, зусилля розтягування в них і їхнє еквівалентне значення F_{ceq} , які виражені в МН

№	Тип прогнозування	Стан колони		Доля виробництва коліс великого діаметру, $c_{D2}=0.25$				Доля виробництва коліс великого діаметру, $c_{D2}=0.10$			
		k_{ir} , %	v_{Σ} , %	$C_1=$	$C_2=$	$C_3=$	$C_4=$	$C_1=$	$C_2=$	$C_3=$	$C_4=$
1	Групове для 4-х колон	15	18	18.2	25.6	22.9	32.1	18.2	25.6	22.9	32.1
				$F_{ceq}=23.45$				$F_{ceq}=21.90$			
2	Групове для 4-х колон	30	32	18.2	31.4	22.9	39.3	18.2	31.4	22.9	39.3
				$F_{ceq}=28.00$				$F_{ceq}=26.00$			
3	Індивідуальне для кожної колони	0	10	18.2	22.3	22.9	28.0	18.2	22.3	22.9	28.0
				$F_{ceq}=21.50$				$F_{ceq}=20.20$			
4	Індивідуальне для найбільш навантаженої колони	30	32	23.7	29.0	29.7	36.4	23.7	29.0	29.7	36.4
				$F_{ceq}=28.00$				$F_{ceq}=26.30$			

Величина F_{ceq} залежить від типу прогнозування. При груповому прогнозуванні визначається технічний стан і залишковий ресурс всіх 4 колон разом. При цьому враховується коефіцієнт нерівномірності k_{ir} . Процедура прогнозування спрощується, але колони треба міняти (відновлювати) комплектом. В цьому відношенні зручніше індивідуальне прогнозування, коли відновлювальні заходи стосуються лише однієї колони. Але тоді необхідно моніторити навантаженість колон і її варіація визначається величиною $v_F=v_{\Sigma}=0.1$. Зменшення варіації навантаження призводить до зменшення еквівалентного зусилля. Тому індивідуальне прогнозування дає змогу збільшити ресурс. Проте, якщо спостерігається висока нерівномірність, то для найбільш навантаженої колони переваги індивідуального прогнозування зникають (строчка №4 співпадає зі строчкою №2, табл. 1). Таким чином, індивідуальне прогнозування варто застосовувати при нормативних умовах експлуатації для пошуку резервів ресурсу.

В вільній частині колони (E_1 , рис. 2), окрім розрахункових напружень розтягування σ_t , можуть ді-

яти «позаштатні» згинальні напруження σ_{bnd} . За звичай, ці напруження складаються і загальні напруження можуть бути визначеними через коефіцієнт згину K_{bnd} (рис. 2):

$$\sigma_1 = \sigma_t (1 + k_{bnd}) \quad (5)$$

Результуючі напруження σ_1 в умовах ексцентричного навантаження можуть в 2 рази перевищувати розрахункові. Напруження σ_1 є максимальними напруженнями циклу, який має коефіцієнт асиметрії $R_\sigma=0$.

Максимальне напруження циклу в корені різьби (E_2 , рис. 2), зтягнутої з напруженням σ_{tf} визначається як:

$$\sigma_2 = \sigma_{tf} + \chi \sigma_e = \sigma_{\min} + 2\sigma_a \quad (6)$$

Звідси видно, що амплітудне напруження σ_a залежить від зовнішнього навантаження колони F_{ceq} і відповідного йому напруження на внутрішньому ді-

аметрі різби та коефіцієнта сприйняття зовнішнього навантаження:

$$\sigma_a = \frac{1}{2} \chi \sigma_e. \quad (7)$$

Це напруження потрібно використовувати в рівнянні кривої втоми. Величина χ визначається через податливості затягнутої частини колони λ_c і податливості комплексу затягнутих елементів поперечини λ_d : $\chi = \lambda_d / (\lambda_c + \lambda_d)$. Для пресу, що розглядається, розраховано $\chi = 0.4$. Циклювання відбувається зі змінною для кожного рівня блоку асиметрією $R_\sigma = \sigma_{\text{тл}} / \sigma_2$ (рис. 2).

Вплив виробництва коліс великого діаметру. Сортамент продукції колесопрокатної лінії включає колеса по зовнішньому діаметру від 725 мм до 1269 мм і масою від 270 кг до 1100 кг. В даний час освоєно виробництво понад 80-ти типорозмірів вагонних та локомотивних коліс. Велика кількість замовлень пов'язана з експортними поставками, за рахунок чого урізноманітнюється технологія операцій, яке виконує обладнання. Така різноманітність призводить до нестаціонарності навантаження елементів станини. В 21 ст. асортимент виготовлюваних коліс обмежувався 30 типорозмірами.

Переважає більшість вироблених коліс припадає на діаметр 957 мм, і складає 75 - 89%. Цей розмір відповідає внутрішньому ринку України. Решта складається з групи діаметрів, таких як Ø920 мм, Ø924 мм, Ø928 мм, Ø929 мм, Ø1062 мм. На них припадає від 0,15% до 14% виробництва коліс в рік від всього обороту. Тому Ø957 мм являється основним діаметром вироблених коліс в рік, ці колеса призначені для внутрішнього ринку залізничних коліс, та є найпоширенішими на даний момент в Україні.

Виникає питання, наскільки репрезентативні отримані результати. Для цього варто проаналізу-

вати продуктивність лінії. Зважаючи на цикл пресування, який за паспортом пресів складає 34 секунди, отримуємо годинну продуктивність 106 коліс. При 8000 годин роботи цеху на рік маємо річне виробництво 847500 коліс, або 2330 штук/добу, або 70623 штук/місяць. Ці цифри мають оціночний характер. Абсолютне місячне виробництво коліс за період спостереження складало 46150, серед яких 41000 припадало на колеса Ø957 мм. Тобто, в той час лінія працювала (працює) приблизно на 65% своєї потужності. Означена кількість коліс Ø957 мм можна вважати стабільним замовленням. Тому їхня доля в загальному об'ємі виробництва ніколи не буде меншою від 50%. Навантаження пресу, яке відповідне зусиллю пресування коліс Ø957 мм буде медіанним при формуванні навантажувального режиму.

При штампуванні коліс великого діаметру виникають найбільші зусилля, які досягають понад 90% всієї потужності преса. Тому інформація про вплив долі виробництва таких коліс на експлуатаційні показники є актуальною.

При збільшенні долі c_{D2} збільшуються еквівалентні зусилля і напруження розтягування в колонах (рис. 3). Найбільш інтенсивно таке зростання спостерігається на початковій ділянці функції $F_{ceq}(c_{D2})$ від $c_{D2}=0$ до $c_{D2}=0.15 - 0.2$. Дану функцію можна представити двома лінійними ділянками:

$$F_{ceq} = F_{ceq0} + k_{ceq} c_{D2}, \quad (8)$$

$$\sigma_e = \sigma_{e0} + k_{\sigma e} c_{D2}. \quad (9)$$

Перший член цих рівнянь F_{ceq0} і σ_{e0} являє собою еквівалентні зусилля і напруження в колонах при $c_{D2}=0$ (виробництво тільки коліс діаметром меншим за 957 мм) (табл. 2). На другій ділянці експлуатаційні показники змінюються із суттєво меншою інтенсивністю: величини k_{ceq} і $k_{\sigma e}$ стають на порядок нижчими.

Таблиця 2. Показники рівнянь $F_{ceq}(c_{D2})$ і $\sigma_e(c_{D2})$

Функція	Ділянка $c_{D2} < 0.2$				Ділянка $c_{D2} > 0.2$
	F_{ceq0}	σ_{e0}	k_{ceq}	$k_{\sigma e}$	$k_{ceq}, k_{\sigma e}$
F_{ceq}	20 МН	-	20 МН ⁻¹	-	2.2 МН ⁻¹
σ_e	-	37 МПа	-	30 МПа ⁻¹	3.2 МПа ⁻¹

Аналогічна поведінка, але в протилежний бік, спостерігається для функції довговічності від долі виробництва коліс великого розміру c_{D2} (рис. 4) Найбільш інтенсивне падіння ресурсу від довговічності колони при відсутності виробництва великогабаритних коліс спостерігається до величини $c_{D2} = 0.15 - 0.2$. Далі інтенсивність падіння зменшується на порядок.

За порівняльну базу тут прийняті довговічність і еквівалентне напруження при $c_{D2}=0$ в умовах нормованого значення нерівномірності навантаження колон ($k_{ir}=0.15$). Зміну ресурсу від величини c_{D2} за аналогією з еквівалентним зусиллям можна представити двома лінійними ділянками.

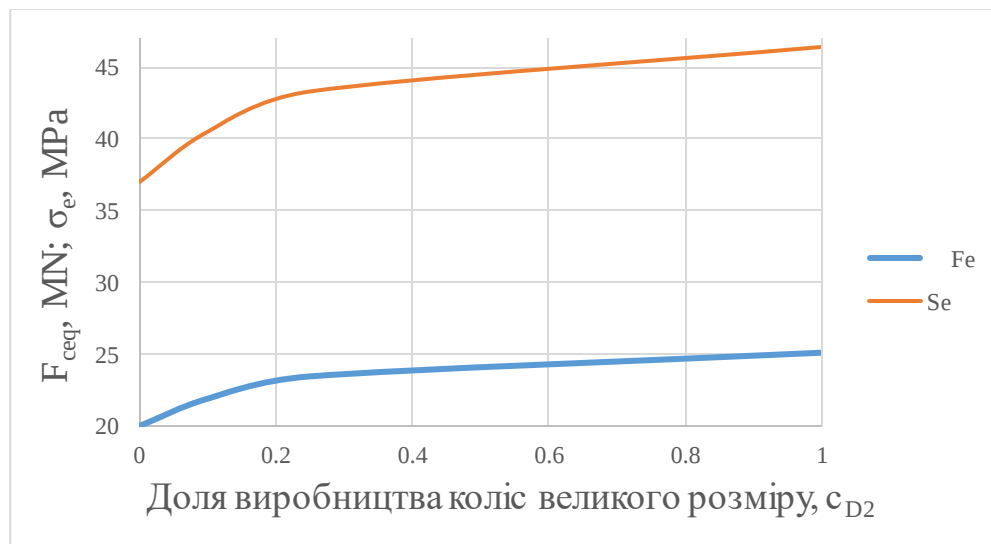


Рисунок 3 - Вплив долі виробництва коліс великого розміру c_{D2} на еквівалентні зовнішні зусилля F_{seq} і напруження σ_e (S_e) в різьбовій частині колони

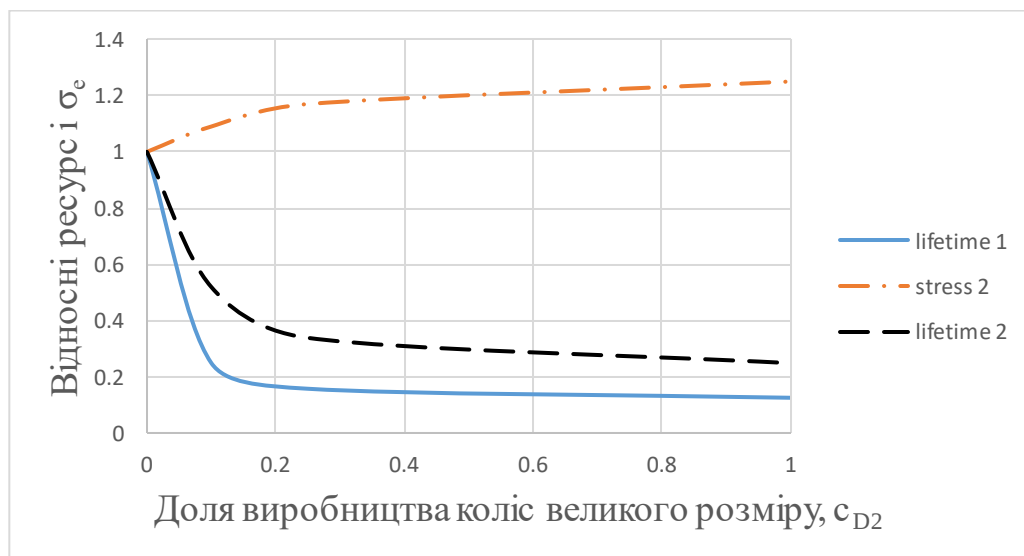


Рисунок 4 - Вплив долі виробництва коліс великого розміру c_{D2} на відносні ресурс в вільній (lifetime 1) і різьбовій частині колони (lifetime 2), а також на відносні еквівалентні напруження (stress 2) в різьбовій частині колони

Наведені графіки розвіюють відому думку про те, що для підтримки надійності преса треба зменшити долю виробництва коліс діаметром 1062 мм. В дійсності, при $c_{D2}=0.1$ ресурс колон зменшується вже вдвічі. Тому для збереження ресурсу треба, практично, зовсім виключити виробництво великогабаритних коліс. Якщо все ж таки виробнича програма вміщує наявність такого сортаменту, то ресурс відносно базового складе 30 – 25%. Причому, не має суттєвого значення доля c_{D2} : чи це 0.25, чи це 0.50.

Висновки. 1. З огляду літературних джерел стає ясным, що дослідження в області міцності і надійності станин важких гідравлічних пресів широко ведуться і є актуальними. Особливої актуальності вони набули у зв'язку з необхідністю продовження ресурсу пресів після їхньої довготривалої експлуатації. Такий захід має чималий еконо-

мічний сенс. Найбільш небезпечним елементом станини є колони, які в свою чергу мають різьбове з'єднання як найбільш вразливе місце.

2. Розроблено і застосовано спосіб визначення зусилля штампування на гідравлічних пресах шляхом тензометрування колон. Визначені місця розташування 4 тензодатчиків по окружності колони на 2-х її ярусах. Такий підхід дозволяє відокремити осьові деформації від згинальних і визначити такі показники технічного стану станини, як коефіцієнти згину і нерівномірності навантаження колон.

3. За результатами експериментального вимірювання навантаженості станини пресу зусиллям 100 МН при виробництві залізничних коліс з'ясовано, що процес штампування однієї заготовки викликає один пульсуючий цикл зміни напружень в елементах станини. Середнє зусилля при пресуванні коліс діаметром 957 мм складає 70.3 МН, а

для коліс діаметром 1062 мм прийнято зусилля 91.4 МН. Це відповідає відомим емпіричним залежностям, які рекомендовано для апріорного розрахунку силових параметрів пресування. Згідно них, зусилля пропорційне площі заготовки.

4. Сформовано типовий режим навантаження елементів колони преса у вигляді блока з 4-х рівнів. При цьому враховують варіації зусилля пресування, нерівномірності навантаження колон і долю

виробництва коліс великого діаметру. Встановлено, що величина останньої складає від 25 до 7%.

5. Вплив на ресурс колон виробництва коліс великого діаметру моделюється через їх долю в загальному сортаменті $c_{D2}=0.1$. Найбільш інтенсивно, а саме вдвічі, ресурс колон зменшується, коли $c_{D2}<0.1$. Подальше збільшення доли $c_{D2}>0.1$ вже незначно зменшує ресурс колон відносно ситуації, коли виробляються тільки колеса звичайного розміру.

Бібліографічний опис.

1. Анализ причин отказов основного технологического оборудования КПЦ завода ПАО «Интерпайп НТЗ» / Н. Г. Малич, И. А. Мазур, П. В. Удовик, А. В. Великий. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. - 2015. - №7. - С. 193-196.
2. Прогнозирование работоспособности листопрокатных валков / С. В. Белодеденко, В. М. Горяной, И. Бух, А. В. Яцуба. *Проблемы прочности*. - 2014. - №5. - С. 89-95.
3. Винокурский Х. А. Расчет колонн гидравлических прессов. - 1950 - М., Свердловск: Mashgiz. - 80 с.
4. Мюллер Э. Гидравлические прессы и их приводы. Ковочные прессы. М.: Машиностроение. - 1965. - 316 с.
5. Design and Optimization of the Slide Guide System of Hydraulic Press Based on Energy Loss Analysis / M. Gao, H. Huang, Z. Liu, Xi.Li and J. W. Sutherland. *Energies*, 2016, 9, 434; 15 p. doi:10.3390/en9060434. www.mdpi.com/journal/energies
6. Пат. 149909 Україна, МПК (2006) В 21 J 9/00. Гідравлічний кувальний прес / О. Є. Марков, В. В. Коткова, В. О. Пужановський. Заявник та власник патенту Донбаська державна машинобудівна академія. - № u202103115; заявл. 07.06.2021; опубл. 15.12.2021, бюл. № 50. - 5 с. <https://sis.ukrpatent.org/uk/search/detail/1668462/>
7. Пат. 149408 Україна, МПК (2006) В 21 J 9/00. Гідравлічний кувальний прес / О. Є. Марков, В. В. Коткова, М. С. Рязанцев. Заявник та власник патенту Донбаська державна машинобудівна академія. - № u202101987; заявл. 15.04.2021; опубл. 17.11.2021, бюл. № 46. - 4 с. <https://sis.ukrpatent.org/uk/search/detail/1638624/>
8. Пат. 148036 Україна, МПК (2006) В 21 J 9/00. Пристрій для підвищення надійності та жорсткості станини колонного типу гідравлічного преса / О. Є. Марков, Я. Є. Пиц, Д. О. Бочковой; Заявник та власник патенту Донбаська державна машинобудівна академія. - № u202008128; заявл. 18.12.2020; опубл. 30.06.2021, бюл. № 26. - 4 с. <https://sis.ukrpatent.org/uk/search/detail/1602242/>
9. Идентификация, оценка и практика повышения надежности оборудования прессопрокатной линии для производства цельных железнодорожных колес / В. А. Зданевич, Б. П. Рябов, С. В. Зданевич и другие. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. - 2000, №6, - С. 73-77.
10. Бибик Г. А. Производство железнодорожных колес. - М.: Металлургия. - 1982. - 232 с.
11. Исследование нагруженности и напряженности базовых элементов тяжелых гидравлических прессов металлургического производства / В. И. Гануш, Н. П. Островерхов, А. В. Султан, Е. М. Дзичковский, А. Е. Кривчиков // *Металлургическая и горнорудная промышленность*. - 2015, №7, С. 121 - 127.
12. Мазур І. А. Удосконалення гідромеханічних систем спеціальних машин колесопрокатного виробництва: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.05.08. Національна металургійна академія України. Дніпропетровськ. - 2003. 18 с.

References.

1. Analysis of the causes of failures of the main technological equipment of the wheel-rolling shop of the Interpipe NTZ plant / N. Malich, I. Mazur, P. Udovik, A. Velikiy. *Metallurgical and mining industry*. - 2015. - №7. - P. 193-196.
2. Forecasting the working capacity of sheet rolls / S. Belodedenko, V. Gorianoy, I. Bukh, A. Yatsuba. *Strength issues*. - 2014. - №5. - P. 89-95.
3. Vinokursky Kh. A. Calculation of hydraulic press columns. - 1950 - M., Sverdlovsk: Mashgiz. - 80 p.
4. Muller E. Hydraulic presses and their drives. Forging presses. Moscow: Mechanical engineering. - 1965. - 316 p.
5. Design and Optimization of the Slide Guide System of Hydraulic Press Based on Energy Loss Analysis / M. Gao, H. Huang, Z. Liu, Xi.Li and J. W. Sutherland. *Energies*, 2016, 9, 434; 15 p. doi:10.3390/en9060434. www.mdpi.com/journal/energies
6. Patent 149909 Ukraine, IPC (2006) B 21 J 9/00. Hydraulic press / O. Markov, V. Kotkova, V. Puzhanovsky. The applicant and owner of the patent is the Donbas State Machine-Building Academy. - № u202103115; declared 07.06.2021; published 15.12.2021, bulletin № 50. - 5 c. <https://sis.ukrpatent.org/uk/search/detail/1668462/>
7. Patent 149408 Ukraine, IPC (2006) B 21 J 9/00. Hydraulic press / O. Markov, V. Kotkova, M. Ryzantsev. The applicant and owner of the patent is the Donbas State Machine-Building Academy. - № u202101987; declared 15.04.2021; published 17.11.2021, bulletin № 46. - 4 c. <https://sis.ukrpatent.org/uk/search/detail/1638624/>
8. Patent 148036 Ukraine, IPC (2006) B 21 J 9/00. A device for increasing the reliability and rigidity of the column-type hydraulic press bed / O. Markov, Y. Pyts, D. Bochkovoy; The applicant and owner of the patent is the Donbas State Machine-Building Academy. - № u202008128; declared 18.12.2020; published 30.06.2021, bulletin № 26. - 4 c. <https://sis.ukrpatent.org/uk/search/detail/1602242/>

9. Identification, evaluation and practice of improving the reliability of the equipment of the press -rolling line for the production of solid railway wheels /V. Zdanevich, B. Riabov, S. Zdanevich and others. *Metallurgical and mining industry*. – 2000, №6, - С. 73-77.

10. Bibik G. A. Railway wheel production. - M.: Metallurgy. - 1982. – 232 p.

11. Investigation of the loading and tension of the basic elements of heavy hydraulic presses of metallurgical production /V. Hanush, N. Ostroverhov, A. Sultan, E. Dzichkovskii, A. Krivchikov. *Metallurgical and mining industry*. - 2015, №7, P. 121 – 127.

12. Mazur I. A. Improvement of hydromechanical systems of special wheel-rolling machines: autoref. thesis candidate technician of science: 05.05.08. National Metallurgical Academy of Ukraine. Dnipropetrovsk. - 2003. 18 p.