

**Диха О.В.,
Вельбой В.П.,
Вичавка А.А.**

Хмельницький національний університет,
м. Хмельницький, Україна
E-mail: tribosenator@gmail.com

ВПЛИВ ТЕРТЯ НА ТРИБОКОНТАКТНІ ПАРАМЕТРИ НАПРЯМНИХ КОВЗАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

УДК 621.891

Для аналізу зносостійкості напрямних ковзання в механізмі повзуна кривошипно-шатунного пресу встановлена необхідність визначення нормального навантаження на напрямні як базовий визначальний фактор процесу зношування. В результаті проведений аналітичний силовий аналіз кривошипно-шатунного механізму пресу з урахуванням сил тертя у шарнірах і плоских елементах механізму. Отримані розрахункові залежності для визначення контактних навантажень та показаний приклад реалізації методики розрахунку.

Ключові слова: напрямна ковзання, кривошипно - шатунний механізм, сили тертя, контактні навантаження, розрахунок зносу.

Вступ і постановка завдань

Напрямні елементи вузлів технологічного обладнання є одними з найбільш відповідальних спряжень, що визначають точність руху виконавчих органів обладнання. Тому оцінка їх зношування є актуальною проблемою для прогнозування довговічності по зносу машини в цілому.

В роботі об'єктом дослідження є напрямні ковзання кривошипних пресів зворотньо-поступальної дії. Кривошипні преси – це швидкодіюче технологічне обладнання, яке широко використовуються у масовому виробництві штампованих виробів як з металевих, так і неметалевих матеріалів у різних галузях машино- та приладобудування, виробництві побутової техніки, товарів широкого вжитку, меблевої фурнітури, картонних виробів для фасування продукції фармацевтичної та харчової промисловості тощо. На підприємствах різних галузей промисловості в даний час найбільше використовуються відкриті та закриті однокривошипні преси, основні параметри яких відповідно регламентовані номінальним зусиллям від 25 кН до 2,5 МН (ГОСТ 9408 – 77) і від 1,6 до 25 МН (ГОСТ 10026 – 75). Провідним виробником таких пресів в Україні сьогодні є ВАТ «Пресмаш» (м. Івано-Франківськ), продукція якого експортована в Австрію, Англію, Францію, Італію, Швецію та інші країни [1]. На українському ринку також представлені механічні преси відомих зарубіжних компаній Vaptsarov AD, Vapress та Metalforme, які сертифіковані за стандартами CE [2, 3].

Для механічних пресів ґрунтується на перетворенні обертового руху електроприводу у вертикальний зворотно-поступальний рух повзуна з прикріпленням до нього робочим інструментом (штампом). Надійність і довговічність механічних пресів як вітчизняного, так і зарубіжного виробництва передусім визначається силовими характеристиками і залежною від них зносостійкістю деталей вузлів тертя виконавчого механізму преса, до яких належать радіальні підшипники опор кривошипного вала, шарнірні з'єднання шатуна з валом і повзуном та напрямні повзуна.

Підшипники ковзання механічних пресів працюють у край важких силових умовах. Практика експлуатації і розрахунок підшипників механічних пресів [4, 5] показує, що піковий тиск в опорних підшипниках ексцентрикового вала горячостампувальних пресів сягає до 25 ... 35 МПа, в ексцентрикській шийці – 50 ... 60 МПа, в нижній опорі – 100 ... 120 МПа, а в листоштампвальних пресах – відповідно 15 ... 25 МПа, 25 ... 35 МПа і 50 ... 75 МПа. В той же час задовільна експлуатаційна якість і довговічність підшипників пояснюється умовами напіввідинного тертя ($\mu = 0,04 \dots 0,05$), короткочасністю дії пікового навантаження і малими швидкостями ковзання ($v < 1$ м/с).

Якість роботи виконавчого механізму преса також залежить від стану напрямних повзуна, оскільки їх знос негативно впливає на роботу штампів і якість, зокрема, розділювальних операцій (вирубання контуру листоштампованих виробів і пробивання в них отворів), коли нормальні зазори між пуансоном і матрицею складають 5...7 % товщини оброблюваного листового матеріалу [7, 8]. В кривошипних пресах простої дії з С-подібною станиною повзун утримується від повороту і горизонтального зміщення двома клинчастими сталевими напрямними (лівою і правою), а в пресах закритого типу з П-подібною станиною – чотирма такими ж напрямними, розміщеними діагонально в кутах поперечного перетину повзуна. Напрямні прикріплені до станини преса гвинтами з можливістю регулювання зазору в рухомому з'єднанні «повзун – напрямна» за посадкою $H8/e8$. При зворотно-поступальному русі повзуна у цьому з'єднанні здійснюється тертя ковзання, що призводить до зносу контактних поверхонь повзуна і напрямних.

За результатами аналізу літературних джерел [4, 5, 6] встановлено, що наведені в них розрахунки силового навантаження вузлів виконавчого механізму спрямовані в основному на визначення реакції

опор кривошипного вала на короточасну дію опору деформації штампованого матеріалу в момент робочого ходу повзуна.

Знос напрямних кривошипно-повзунного преса передусім визначається кінематикою і динамікою його виконавчого механізму. Як базовий визначальний фактор, що впливає на знос приймається контактний тиск між повзуном і напрямною, який в свою чергу визначається величиною діючого навантаження від зусиль обробки, ваги, інерційних сил, тощо.

Основний матеріал

Проаналізуємо циклограму руху повзуна кривошипного преса. У кожному циклі зворотно-поступального руху швидкість повзуна і прикріпленого до нього робочого інструменту дорівнює нулю, коли повзун проходить через верхнє та нижнє крайнє положення. Залежність швидкості повзуна від кута повороту кривошипного вала $v(\alpha)$ і тривалості руху $v(t)$ між цими точками за відсутності опору з боку оброблюваного матеріалу описується синусоїдою, а при наявності такого опору – більш складною залежністю (рис. 1).

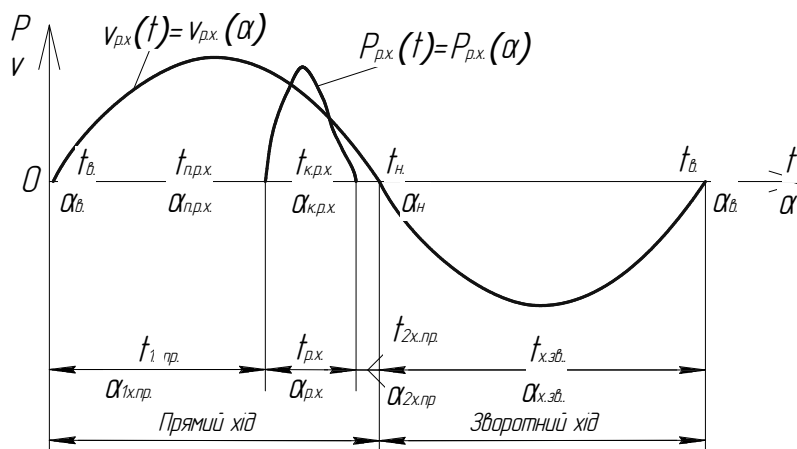


Рис. 1 – Циклограма руху повзуна кривошипного преса [5]

З моменту дотику інструменту до оброблюваного матеріалу при прямому ході повзуна власне починається робочий хід преса.

Початку робочого ходу відповідає проміжне положення кривошипного вала $\alpha_{н.р.}$, а в момент закінчення деформації оброблюваного матеріалу положення кривошипного вала визначається кутом $\alpha_{к.р.}$. Кут повороту кривошипного вала, що відповідає робочому ходу повзуна $\alpha_{р.} = \alpha_{н.р.} - \alpha_{к.р.}$ і залежить від характеру деформації і товщини (висоти) оброблюваного матеріалу. Решта прямого ходу є «холостий» хід.

Загалом при прямому ході повзуна можливі дві ділянки «холостого» ходу: 1 – а ділянка – від крайнього верхнього положення повзуна до початку робочого ходу $\alpha_{1х.л.} = \alpha_{в.} - \alpha_{н.р.}$; 2 – а ділянка – від закінчення робочого ходу до крайнього нижнього положення повзуна $\alpha_{2х.л.} = \alpha_{к.р.} - \alpha_{н.}$. Таким чином, кут повороту кривошипного вала за прямим ходом повзуна $\alpha_{н.х.} = \alpha_{1х.л.} + \alpha_{р.} + \alpha_{2х.л.}$. Моменту початку робочого ходу відповідає визначена кінематикою преса і положенням кривошипа швидкість руху інструмента $v_n = f(\alpha_{н.р.})$. В сучасних типах кривошипних пресів швидкість повзуна в момент початку робочого ходу змінюється в широких межах від 0,01 м/с до 0,5 м/с і більше

Друга ділянка «холостого» ходу має місце при виконанні лише певних технологічних операцій, наприклад пробивання отворів, коли процес деформації оброблюваного матеріалу закінчується раніше, ніж повзун дійде до крайнього нижнього положення, а частина шляху повзуна, що відповідає повороту кривошипа на кут $\alpha_{2х.л.}$, необхідна для проштовхування штампованого виробу чи відходу через отвір матриці штамп.

Опір руху повзуна і тиск на напрямні протягом «холостого» і зворотного ходу визначається масами повзуна m_n і прикріпленої до нього верхньої частини штампа m_u , що зумовлює силу їхньої спільної ваги $G = (m_n + m_u)g$ (де g – прискорення земного тяжіння), а при робочому ході – силою деформації $P_d = f(h)$, яка, зокрема, для розділювальних операцій вирубаня виробів з листового матеріалу і пробивання в ньому отворів залежить від властивостей матеріалу і розмірів штампованого виробу [7].

За ідеальних умов роботи кривошипного преса, коли не враховуються сили тертя в рухомих з'єднаннях виконавчого механізму ($\mu = 0$), підчас робочого ходу сила деформації штампованого

матеріалу P_D направлена вздовж осі шатуна, а напрямні повзуна піддаються тиску P_n , спрямованому перпендикулярно до поверхні ковзання. Такий підхід, зазвичай, використовується при силовому аналізі виконавчого механізму кривошипних пресів, коли враховують дію лише максимального опору штампованого матеріалу в момент короткотривалого робочого ходу і нехтують вагою повзуна і рухомої частиною штампа та тиском на напрямні повзуна [5]. Це обмежує можливості аналізу силових умов тертя напрямних під час «холостого» і зворотного ходу повзуна, які протягом усього циклу зворотно - поступального руху піддаються контактному тиску під дією ваги повзуна і рухомої частини штампа.

З урахуванням тертя ($\mu = 0,04 \dots 0,05$) в шарнірних і плоских з'єднаннях кривошипно-повзунного механізму сили тертя по різному відхиляють напрям сили P_{AB} відносно осі шатуна і дії повзуна P_n на напрямні, змінюючи їх як за величиною, так і за напрямом залежно від кута α повертання кривошипного вала (рис. 2).

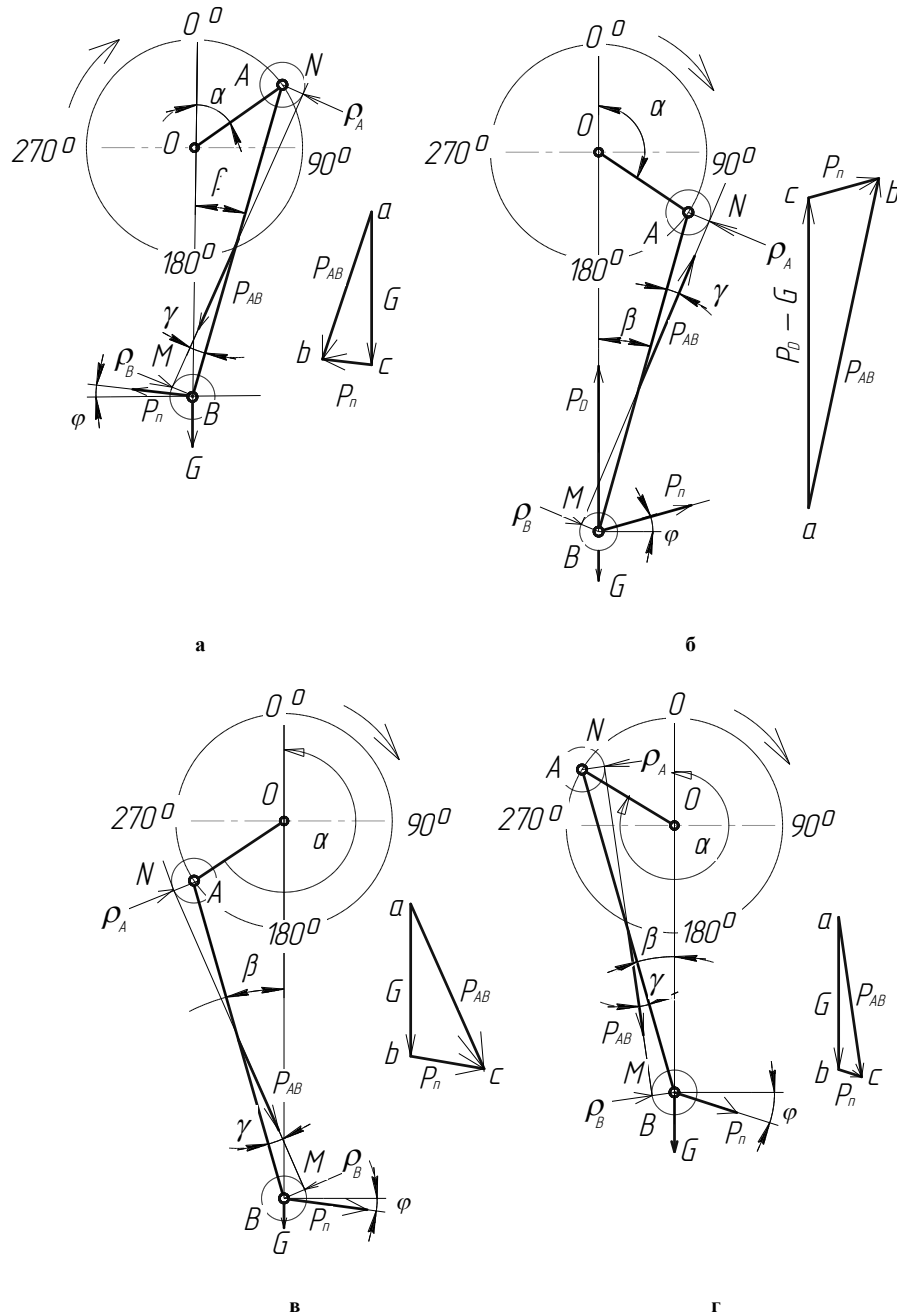


Рис. 2 – Схеми для графоаналітичного визначення тиску на напрямні повзуна преса

- а – при $\alpha_{п.х.} = 0 \dots 90^\circ$;
- б – при $\alpha_{п.х.} = 150 \dots 170^\circ$;
- в – при $\alpha_{з.х.} = 180 \dots 270^\circ$;
- г – при $\alpha_{з.х.} = 270 \dots 360^\circ$

При побудові розрахункових схем (рис. 2) враховано, що сила P_{AB} завжди направлена вздовж спільної дотичної до кругів тертя шарнірів на кінцях шатуна AB . Положення спільної дотичної вибрано так, щоб у кожному з шарнірів A і B момент від дії сили P_{AB} був спрямований проти напрямку обертання шатуна відносно осі шарніра B , від якого передається реакція вздовж шатуна [9]. Радіус круга тертя для обертового руху визначено за формулою $\rho = \mu r$, де μ – коефіцієнт тертя в шарнірі; r – радіус поверхні тертя в шарнірі. Через наявність тертя контактних поверхонь напрямних сила P_n також змінюється за величиною і направлена проти руху повзуна як при прямому (рис. 2, а, б), так і при зворотному ході (рис. 2, в, г).

За прямим «холостим» ходом при повертанні кривошипа до 90° від верхнього положення повзуна (рис. 2, а) на вузлі виконавчого механізму діє лише відома сила $G = (m_n + m_u)g$. За визначеними з розрахункової схеми (рис. 2, а) напрямками дії сил P_n і G праворуч розрахункової схеми побудовано план сил і показано, що у векторній формі $\vec{P}_{AB} = \vec{G} + \vec{P}_n$. З трикутника abc знаходимо :

$$P_{AB} = G \frac{\cos \varphi}{\cos(\beta - \gamma + \varphi)}, \quad (1)$$

$$P_n = G \frac{\sin(\beta - \gamma)}{\cos(\beta - \gamma + \varphi)}. \quad (2)$$

Сила тиску на напрямні:

$$P_n^z = G \frac{\sin(\beta - \gamma) \cos \varphi}{\cos(\beta - \gamma + \varphi)}. \quad (3)$$

За прямим «холостим» ходом при повертанні кривошипа від 90° до початку робочого ходу на вузлі виконавчого механізму також діє відома сила G . За визначеними з подібної розрахункової схеми (рис. 2, а) напрямками дії сил P_n і G показано, що у векторній формі $\vec{P}_{AB} = \vec{G} + \vec{P}_n$. З векторного трикутника сил знаходимо:

$$P_{AB} = G \frac{\cos \varphi}{\cos(\beta + \gamma + \varphi)}, \quad (4)$$

$$P_n = G \frac{\sin(\beta + \gamma)}{\cos(\beta + \gamma + \varphi)}. \quad (5)$$

Сила тиску на напрямні:

$$P_n^z = G \frac{\sin(\beta + \gamma) \cos \varphi}{\cos(\beta + \gamma + \varphi)}. \quad (6)$$

За прямим робочим ходом при повороті кривошипа на $150 \dots 170^\circ$ від верхнього положення повзуна (рис. 2, б) на вузлі виконавчого механізму діють дві відомі сили: стискаюча сила усередненого опору деформації штампованого матеріалу P_d і сила розтягування G . За визначеними з розрахункової схеми (рис. 2, б) напрямками дії відомої за величиною різниці сил $(P_d - G)$ і невідомої за величиною сили P_n праворуч розрахункової схеми побудовано план сил і показано, що у векторній формі $\vec{P}_{AB} = (\vec{P}_d - \vec{G}) + \vec{P}_n$. З векторного трикутника abc знаходимо:

$$P_{AB} = (P_d - G) \frac{\cos \varphi}{\cos(\beta + \gamma + \varphi)}, \quad (7)$$

$$P_n = (P_d - G) \frac{\sin(\beta + \gamma)}{\cos(\beta + \gamma + \varphi)}. \quad (8)$$

Сила тиску на напрямні:

$$P_n^z = (P_d - G) \frac{\sin(\beta + \gamma) \cos \varphi}{\cos(\beta + \gamma + \varphi)}. \quad (9)$$

При зворотному ході повзуна навантаження вузлів виконавчого механізму преса визначаються знову лише дією сили G . При повороті кривошипа від 180° до 270° від верхнього положення повзуна (рис. 2, в) шатун повертається ліворуч відносно шарніру B . Сили P_{AB} , P_n і P_n^z визначаються відповідно за формулами (4), (5), (6). При повороті кривошипа від 270° до 360° від верхнього положення повзуна

(рис. 2, г) шатун повертається праворуч відносно шарніру B , а сили P_{AB} , P_n і P_n^2 визначаються відповідно за формулами (1), (2), (3).

Кути β , φ визначаються через відомі незалежні параметри виконавчого механізму. З аналізу кінематики кривошипно - повзунного механізму відомо, що $\sin \beta = \lambda \sin \alpha$, де $\lambda = R/L$ (R – радіус кривошипа OA , L – довжина шатуна AB). Для універсальних кривошипних пресів простої дії $\lambda = 0,065 \dots 0,085$ [5].

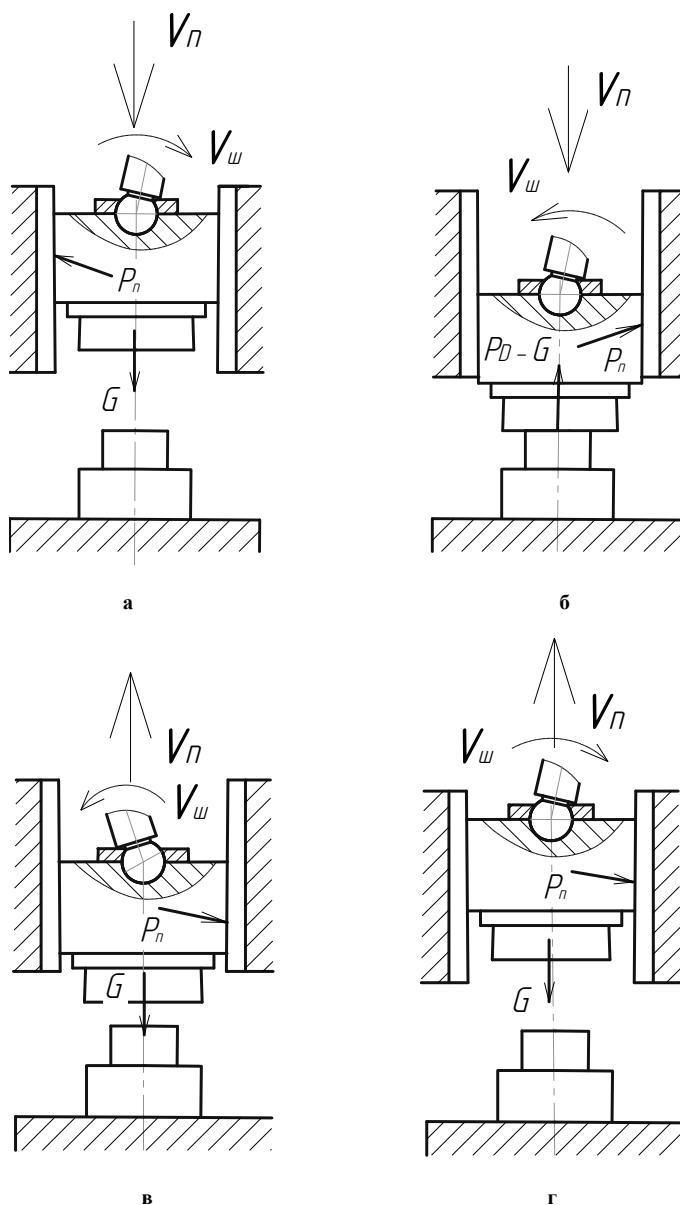


Рис. 2 – Навантаження напрямних повзуна кривошипного преса

а – $\alpha_{л.х.х} = 0 \dots 90^\circ$; б – $\alpha_{р.х.х} = 150 \dots 170^\circ$;

в – $\alpha_{з.х.х} = 180 \dots 270^\circ$;

г – $\alpha_{з.х.х} = 270 \dots 360^\circ$;

1 – шатун; 2 – ліва напрямна;

3 – повзун; 4 – штамп;

5 – права напрямна; 6 – штампований виріб

Кут тертя $\varphi = \arctg \mu$.

Кут γ можна визначити, розглядаючи трикутники ACE і BDE (рис. 2). Очевидно, що сума сторін AE і BE цих трикутників є довжиною шатуна: $AE + BE = L$. Враховуючи круги тертя в шарнірах

А і В знаходимо $AE = \mu \frac{r_A}{\sin \gamma}$ і $BE = \mu \frac{r_B}{\sin \gamma}$. Склавши AE і BE та врахувавши, що $l = R/\lambda$, знаходимо:

$$\sin \gamma = \mu \frac{r_A + r_B}{L} = \mu \lambda \frac{r_A + r_B}{R}. \quad (10)$$

Проведений аналіз кінематики складових виконавчого механізму преса показує (рис. 2, а), що під час прямого ходу при повороті кривошипа від верхнього крайнього положення до початку робочого ходу повзуна навантаження силою P_n сприймає ліва напрямна під дією ваги повзуна і прикріпленої до нього половини штампа. Протягом робочого ходу (рис. 2, б) значно більше навантаження P_n передається правій напрямній від дії сили опору деформації штампованого матеріалу. При зворотному ході повзуна (рис. 2, в, г) навантаження силою P_n також сприймає ліва напрямна, але тепер під дією лише ваги повзуна і прикріпленої до нього половини штампа.

За наведеними формулами виконані розрахунки навантаження напрямних однокривошипного відкритого преса простої дії номінальним зусиллям 1000 кН [10]. Вихідними даними для розрахунку умовно прийнято:

- 1) конструктивні параметри – $\lambda = 0,075$; $r_A = 120$ мм; $r_B = 100$ мм; $R = 65$ мм;
- 2) вагові характеристики – $m_n = 1500$ кг; $m_{ш} = 300$ кг;
- 3) усереднений опір деформації штампованого матеріалу – 900 кН;
- 4) мащення напрямних – напіврідинне, коефіцієнт тертя $\mu = 0,05$.

За вказаними вихідними даними визначені кутові параметри: γ і φ для розрахунку навантажень P_{AB} , P_n і P_n^c , які не залежать від кута α повороту кривошипного вала:

$$\sin \gamma = \mu \lambda \frac{r_A + r_B}{R} = 0,05 \cdot 0,075 \frac{120 + 100}{65} = 0,0127;$$

$$\gamma = 0^\circ 43'.$$

Кут тертя:

$$\varphi = \arctg \mu = \arctg 0,05 = 2^\circ 52'.$$

Під час «холостого» і зворотного ходу повзуна виконавчий механізм даного преса навантажений силою $G = (m_n + m_{ш})g = (1500 + 300) \cdot 9,8 = 17640$ Н = 17,64 кН.

Оскільки відхилення напрямів дії сил на виконавчий механізм, зумовлені тертям в його шарнірах і враховані кутами γ і φ , незначні, а сила складає 1,7 % номінального зусилля преса, то при розрахунках приводу преса і деталей механізму на міцність тертям в шарнірах і вагою повзуна нехтують [5]. Розрахунками за формулою (7) показано, що під час робочого ходу похибка від заміни сили P_{AB} модулем сили P_D складає 10 ... 12 %.

Щодо розрахунку напрямних, то під час «холостого» і зворотного ходу повзуна лише сила G і тертя в рухомих з'єднаннях деталей виконавчого механізму, зумовлюють величину і напрям дії сили P_n а без врахування її дії неможливо визначити контактний тиск напрямної і повзуна.

Результати розрахунку навантаження шатуну P_{AB} , напрямних P_n і тиску P_n^c на напрямні повзуна даного преса при різних кутах α повертання кривошипного вала зведено у табл. 1.

Таблиця 1

Навантаження складових виконавчого механізму однокривошипного відкритого преса простої дії номінальним зусиллям 1000 кН									
α , град	45	90	135	160	180	225	270	315	360
β	3°	4°20'	3°	2°	0°	3°	4°20'	3°	0°
$\beta - \gamma + \varphi$			$\beta + \gamma + \varphi$				$\beta - \gamma + \varphi$		
	5°09'	6°29'	6°35'	6°04'	3°35'	6°35'	7°55'	5°09'	-3°35'
P_{AB} , кН	17,68	17,31	17,73	896,2	17,65	17,73	17,79	17,68	17,65
$\beta - \gamma$			$\beta + \gamma$				$\beta - \gamma$		
	2°17'	3°37'	3°43'	2°43'	0°43'	3°43'	6°03'	2°17'	-0°43'
P_n , кН	0,70	1,12	1,15	42,53	0,22	1,15	1,87	0,70	0,22
P_n^c , кН	0,699	1,118	1,148	42,47	0,219	1,148	1,867	0,699	0,219

За умови напіврідинного тертя, коли коефіцієнт тертя в шарнірах механізму і на контактних поверхнях напрямних повзуна $\mu = 0,05$, усереднене навантаження на напрямні під час «холостого» прямого і зворотного ходів повзуна змінюється залежно від кута повороту кривошипа і складає від 1,25 % до 10 % ваги повзуна і прикріпленої до нього половини штампа. Під час робочого ходу тиск на праву напрямну не менше 4,7 % усередненого технологічного зусилля штампування.

Висновок

Проведений аналіз кінематики виконавчого механізму кривошипного преса і розрахунок навантаження його шатуна і напрямних повзуна показує, що за кожний цикл зворотно-поступального руху повзуна його напрямні піддаються різному навантаженню залежно від кута повороту кривошипа. Під час прямого робочого і зворотного ходу контактний тиск сприймає права напрямна, а на ліву напрямну тиск передається лише на ділянці «холостого» прямого ходу.

Література

1. ВАТ Пресмаш. - Машинобудування та обладнання. ukrbiz.info/ua/listing.php.
2. Компанія ДіП-Металобробка. www.deep-m.com.ua.
3. ТОВ "РМ-СМ" . maria.ua/ua/kyiv/metalurgiya/tov.
4. Живов Л.И., Овчинников А.Г. Кузнечно - штамповочное оборудование. Прессы. – Харьков: Изд-во Харьк. гос. ун-та. – 1966. – 456 с. : ил.
5. Живов Л.И., Овчинников А.Г., Складчиков Е.Н. Кузнечно - штамповочное оборудование: Учебник для вузов / Под ред. Л.И. Живова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2006. – 560 с.
6. Игнатов А. А., Игнатова Т. А. Кривошипные горячештамповочные прессы. – М.: Машиностроение, 1974. – 352 с.
7. Справочник конструктора штампов: Листовая штамповка / Под общ. ред. Л. И. Рудмана. – М.: Машиностроение, 1988. – 496 с.
8. Вельбой В.П. Розрахунок робочих деталей штамів листового штампування з урахуванням ступеню їх зносу // Проблеми трибології. – 2010. – № 3. – С. 95-98.
9. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин. – К.: Наукова думка, 2002. – 360 с.
10. Ковка и штамповка: Справочник: В 4 т. Т. 4 Листовая штаповка / Под ред. Д. Матвеева. – М.: Машиностроение, 1987. – 544 с.

Поступила в редакцію 02.11.2016

Dykha O.V., Velboj V.P., Vychavka A.A. **The influence of friction on tribocontact parameters slideways process equipment.**

For analysis of wear resistance of slideways in the slide mechanism of the crank press is the necessity of determining the inbred load to the rails as the basic determining factor of the process of wear. As a result, the analytical power analysis of the crank mechanism of the press with the force of friction in the joints and the flat elements of the mechanism. The calculated dependences for determination of contact loads and shows a sample implementation of method of calculation.

Keywords: guide slide, a crank mechanism, friction force, contact load, the calculation of wear.

References

1. VAT Presmash - Mashinobuduvannya ta obladnannya . ukrbiz.info/ua/listing.php.
2. KompanIya DIP-Metalobrobka. www.deep-m.com.ua.
3. TOV "RM-SM" . mapia.ua/ua/kyiv/metalurgiya/tov.
4. Zhivov L.I., Ovchinnikov A.G. Kuznechno-shtampovochnoe oborudovanie. Pressyi. Harkov: Izd-vo pri Harkov. un-te 1966. 456 p.
5. Zhivov L.I., Ovchinnikov A.G., Skladchikov E.N. Kuznechno-shtampovochnoe oborudovanie: Uchebnik dlya vuzov. Pod red. L.I. Zhivova. M.:Izd-vo MGTU im. N.E. Baumana, 2006. 560 p.
6. Ignatov A. A., Ignatova T. A. Krivoshipnyie goryacheshtampovochnyie pressyi. M. Mashinostroenie, 1974. 352 p.
7. Spravochnik konstruktora shtampov: Listovaya shtampovka. Pod obsch. red. L. I. Rudmana. M.: Mashinostroenie, 1988. 496 p.
8. Rozrahunok robochih detaley shtampiv listovogo shtampuvannya z urahuvannyam stupenyu Yih znosu. Zb. "Problemi tribologii", 2010, No 3.
9. KInitskiy Ya. T. TeorIya mehanizmv i mashin. K.: Naukova dumka, 2002. 360 p.
10. Kovka i shtampovka: Spravochnik: V 4 t. T. 4 Listovaya shtapovka. Pod red. D. Matveeva. M.: Mashinostroenie, 1987. 544 p.