

## РОЗРАХУНОК ОПТИМАЛЬНОГО РОЗТАШУВАННЯ АНТИФРИКЦІЙНИХ ВКЛАДИШІВ ДЛЯ ШАРНІРІВ

*І.М. Пістунов, НГУ, Україна*

Рассмотрены условия трения антифрикционных материалов в сферических и цилиндрических шарнирах, которые работают в колебательном и возвратно поступательном движении. Определены условия подовшення срока их работы за счет равномерной нагрузки во всех точках зоны трения. Выведены формулы для викройки антифрикционных вкладышей, которые обеспечивают поставленные условия.

Розглянуто умови тертя антифрикційних матеріалів у сферичних та циліндричних шарнірах, які працюють у коливальному та зворотно-поступальному русі. Визначено умови подовшення терміну їх роботи за рахунок рівномірного навантаження в усіх точках зони тертя. Виведено формули для викройки антифрикційних вкладишів, які забезпечують поставлені умови.

The terms of friction of anti-friction materials in spherical and cylinder hinges, which work in fluctuating and recurrently forward motion, are considered. Certainly terms of longest term of their work due to the even loading in all of points of area of friction. Formulas are shown out for form of cutting of anti-friction insert thing which provide made a condition.

### Вступ

В усіх механічних конструкціях використовуються шарніри, які можуть бути як сферичними так і циліндричними. Втрати на тертя в таких опорах вимагають спеціальних режимів змазування, а підвищений знос може викликати небезпеку аварійних зупинок таких агрегатів.

Доцільніше за змазування поверхонь тертя рідким чи консистентним мастилом є використання антифрикційних самозмазувальних матеріалів. Ефект такого режиму тертя пояснюється тим, що первинний підвищений знос цих матеріалів викликає налипання продуктів зносу на протилежну поверхню тертя і у подальшому ці продукти зносу мігрують в зоні тертя з однієї поверхні на іншу, забезпечуючи низький знос і коефіцієнт тертя.

В усіх конструкція шарнірів використовується елементи тертя із загартованої сталі, який змащується рідким чи консистентним мастилом. У випадку з використання антифрикційних матеріалів, їх наносять суцільним шаром.

При очевидній конструктивній простоті, така форма вкладиша має суттєві недоліки:

- нерівномірне навантаження викликає нерівномірний знос поверхонь тертя, що зменшує термін експлуатації шарніру;
- неможливе використання антифрикційного матеріалу у якості вкладиша, оскільки більшість таких матеріалів випускається у формі листа.

### Постановка задачі

Щоб вирішити ці проблеми треба реалізувати рівномірний розподіл питомого тиску на всю поверхню вкладиша з антифрикційного матеріалу, а для

цього необхідно, щоб пропорційно збільшенню тиску збільшувалася і площа вкладиша з антифрикційного матеріалу, причому величина самої площі має забезпечити оптимальне навантаження, при якому коефіцієнт тертя мінімальний. А вкладиш має бути виконаний розрізним.

## Результати

### Вкладиші для шарніра з повним кутом контакту.

Сферична опора ковзання включає в себе (рис. 1) основу 1, п'яту 2 і вкладиш 3 з антифрикційного матеріалу.

Вкладиш 3 складається з окремих симетричних фрагментів, прикріплених, наприклад, за допомогою клейового з'єднання до кульової поверхні п'яти. Допускається кріплення елементів вкладиша і на сферичній поверхні основи, але тільки в тому випадку, якщо експлуатаційне навантаження, прикладене до основи, передається через вкладиш п'яті. Розташування сферичних елементів на кульовій поверхні п'яти таке, що меридіональні осі симетрії елементів перетинаються в точці, що лежить на "полюсі" п'яти. У разі кріплення вкладиша до сферичної поверхні основи меридіональні осі симетрії повинні перетинатися в точці, що лежить на осі основи.

Розглянемо типову схему такого шарніра (рис. 1). На нього діє нормальне експлуатаційне навантаження  $N$  і бічне навантаження  $Q$ , причому  $N > Q$ .

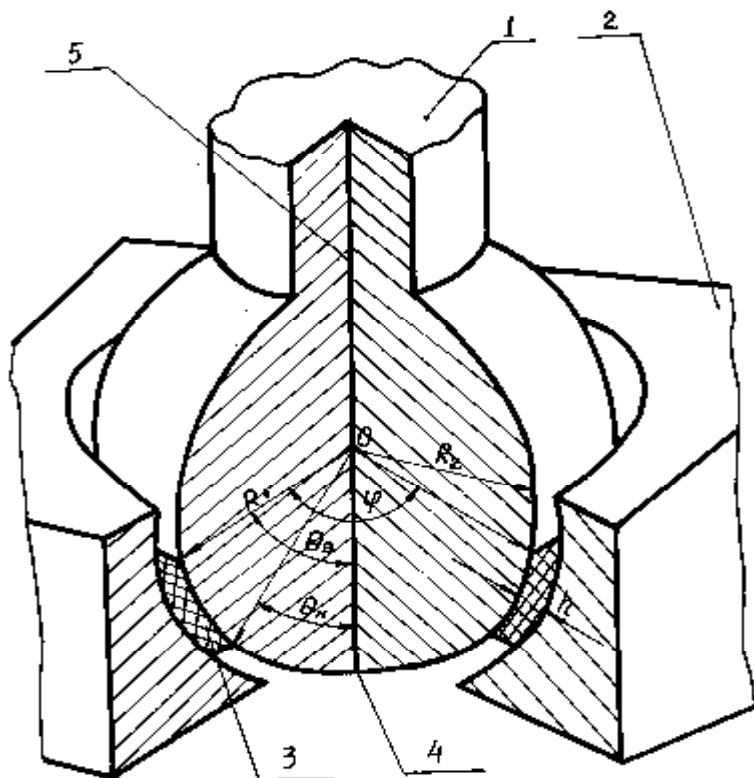


Рис. 1. Сферична опора: 1 – сферична основа; 2 – сферична п'ята; 3 – антифрикційний полімерний вкладиш; 4 – "полюс" шарніра

Експлуатаційне навантаження  $N$ , прикладене до сферичної опори, направлене уздовж осі п'яти і передається на основу через антифрикційний вкладиш. При цьому п'ята може здійснювати обертальний рух уздовж осі наванта-

ження або коливальний рух навколо горизонтальної осі. При обертанні або коливанні шарніра виникають сили тертя, усунути які і покликані антифрикційні вкладиші.

Для реалізації рівномірного розподілу питомого тиску необхідно, щоб пропорційно питомому тиску змінювалася і площа вкладиша з антифрикційного матеріалу. Виділимо на сферичній поверхні кільцеву площину  $dS$  (рис. 2), що визначається при постійному радіусі кривизни  $R$  кутом  $\varphi$ , то нормальний тиск  $dP_N$ , що діє на неї, дорівнює

$$dP_N = P_\varphi 2\pi R \sin\varphi dl,$$

де  $P_\varphi$  – питомий тиск на даному рівні, що визначається згідно з косинусоїдальним законом

$$P_\varphi = P_{max} \cos\varphi,$$

де  $P_{max}$  – максимальний питомий тиск, що виникає на контакті двох сферичних поверхонь.

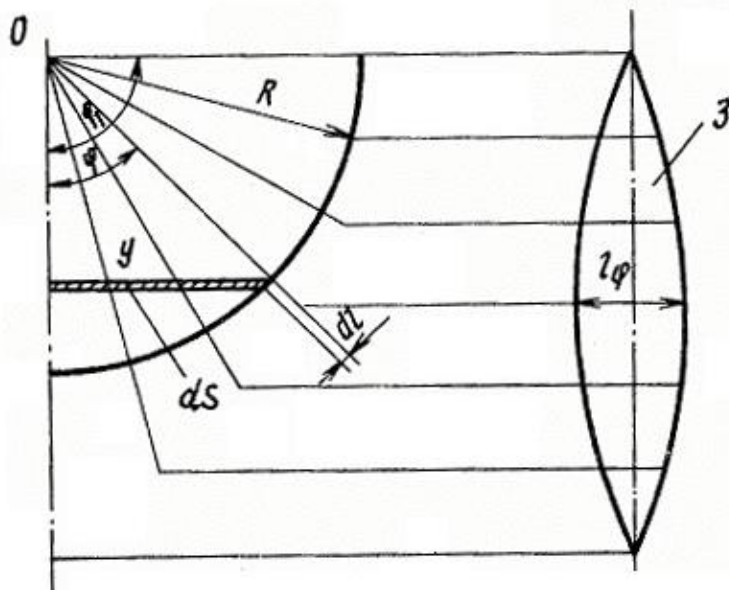


Рис. 2. Розрахункова схема (ліворуч) та оптимальна форма фрагмента вкладишу (праворуч)

Для поверхонь, які вже припрацювалися, і для випадку, коли антифрикційні вкладиші формуються безпосередньо в сферичній опорі, тобто коли забезпечується повне (беззорове) прилягання тертьових поверхонь,  $P_{max}$  визначається формулою

$$P_{max} = N / (\pi R^2 \sin^2\varphi_1), \quad (1)$$

де  $N$  – загальне навантаження на сферичну опору;  $R$  – радіус сферичної частини п'яти;  $\varphi_1$  – максимальний кут обхвату поверхні п'яти одним сферичним елементом вкладиша.

Значення  $\varphi_1$  визначається максимальним кутом перекосу осей п'яти і основи, а також кутом обхвату сферичної поверхні п'яти робочою поверхнею основи. Значення  $\varphi_1$  знаходиться у межах  $0 - 90^\circ$ .

Тоді маємо, що тиск на елементарну площину в шарнірі може бути визначено через ширину елементарної площини

$$dP_N = 2\pi R \sin\varphi dl (N \cos\varphi) / (\pi R^2 \sin^2\varphi_1). \quad (2)$$

З іншого боку, для забезпечення експлуатації матеріалу з оптимальним питомим навантаженням  $P_{onz}$ , при якому цей матеріал має мінімальний коефіцієнт тертя, необхідно забезпечити рівність  $dP_N = P_{onz} dS_1$ , де  $dS_1$  – елементарна площа, що забезпечує оптимальну експлуатацію матеріалу вкладиша на даному рівні. При цьому обов'язково повинна задовольнятися умова  $P_{onz} \geq P_{max}$ .

Поверхню вкладиша на даному рівні можна уявити як таку, що складається з  $n$  частин чи фрагментів, розміром  $l_\varphi dl$  (де  $l_\varphi$  – ширина фрагмента на даному рівні)

$$dS_1 = dl l_\varphi n,$$

тоді

$$dP_N = P_{onz} n l_\varphi dl. \quad (3)$$

Прирівнюючи вираження (4.2) і (4.3) одне одному, отримуємо

$$N \cos \varphi / (\pi R^2 \sin^2 \varphi_1) 2\pi R \sin \varphi dl = P_{onz} dl l_\varphi n;$$

$$l_\varphi = [2 N \sin \varphi \cos \varphi] / [P_{onz} n R \sin^2 \varphi_1],$$

а оскільки

$$N / P_{onz} = S,$$

то остаточно

$$l_\varphi = [S \sin 2\varphi] / [n R \sin^2 \varphi_1]. \quad (4)$$

Отримана нами формула (4) є вираженням для визначення ширини фрагмента антифрикційного вкладиша залежно від кута його розташування, починаючи з “екватора” і до “полюса”.

Кількість фрагментів  $n$ , що складають вкладиш, вибирається з конструктивних міркувань, враховуючи технологічність виготовлення розгортки сферичних елементів і можливості викладення фрагментів вкладиша на сферичній поверхні. Форма сферичних елементів приймається симетричною для більш рівномірного розподілу тиску на основу сферичної опори і на п'яту. Для прикладу на рис. 3 показано розрахунок викройки антифрикційного матеріалу для 8 фрагментів.

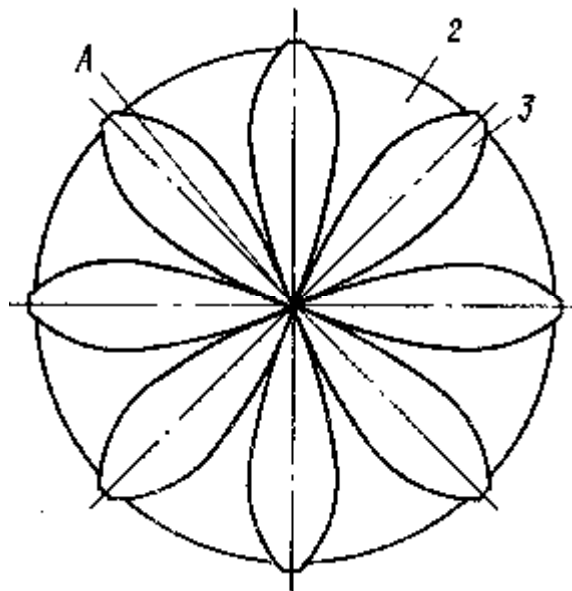


Рис. 3. Побудова розгортки фрагментів антифрикційних вкладишів.

### Вкладиші для шарніра зі зрізаним “полюсом”

При вирішенні технічних задач, пов'язаних з передачею зусилля через гнучкий зв'язок і одночасною потребою перепускання через той же вузол кабе-

лів чи трубопроводів, конструктори почасти використовують таке технічне рішення як сферичний шарнір зі зрізаним полюсом, через отвір якого і прокладають потрібні комунікації.

Антифрикційний вкладиш у такому шарнірі найчастіше виконують у формі кільця, що вкладене поміж сферичною п'ятою і сферичною основою. При очевидній конструктивній простоті ця конструкція вкладиша має суттєві недоліки:

- нерівномірне навантаження вкладиша (на нижню його частину більше, а на верхню менше) викликає його нерівномірний знос, що зменшує термін експлуатації;

- у випадку, коли сила тертя на якійсь частині вкладиша в деякий момент часу перевищує силу тертя на протилежній частині, виникає ефект заклинювання, бо шарнір починає обертатися не навкруги свого центру, а навкруги точки з найбільшою силою тертя. Втрати на тертя при цьому зростають, бо збільшується деформаційна складова, спрямована на стискання вкладиша у напрямку, перпендикулярному силі навантаження.

Розглянемо типову схему такого шарніра (рис. 4). Так само, як і в попередньому випадку, на нього діє нормальне експлуатаційне навантаження  $N$  і бічне навантаження  $Q$ , причому  $N > Q$ .

Експлуатаційне навантаження  $N$ , прикладене до сферичної опори, направлене уздовж осі п'яти і передається на основу через антифрикційний вкладиш. При цьому п'ята може здійснювати обертальний рух уздовж осі навантаження або коливальний рух навколо горизонтальної осі. При обертанні або коливанні шарніра виникають сили тертя, усунути які і покликані антифрикційні вкладиші.

Щоб вирішити проблему нерівномірного розподілу питомого тиску по робочій поверхні п'яти, треба реалізувати рівномірний розподіл питомого тиску на всю поверхню вкладиша, а для цього необхідно, щоб пропорційно збільшенню тиску, збільшувалася і площа вкладиша з антифрикційного матеріалу.

На рис. 5 показана схему розрахунку зусиль, що діють на стінки такого шарніра. Якщо в точці В виникає сила тертя, більша за силу тертя на протилежній їй точці, центр коливання зміщується, і в разі руху в напрямку, протилежному показаному на перетині І, очевидно, що станеться заклинювання такого шарніра.

Для розрахунку оптимальної форми антифрикційного вкладиша, виділимо на сферичній поверхні кільцевий майданчик  $dS$  (рис. 5), що визначається при постійному куті  $\varphi$ , шириною  $d\varphi$ , в кутових мірах, або  $Rd\varphi$  – в лінійних. Антифрикційні вкладиші розміщені між центральними кутами  $j_{\text{в}}$  і  $j_{\text{н}}$ .

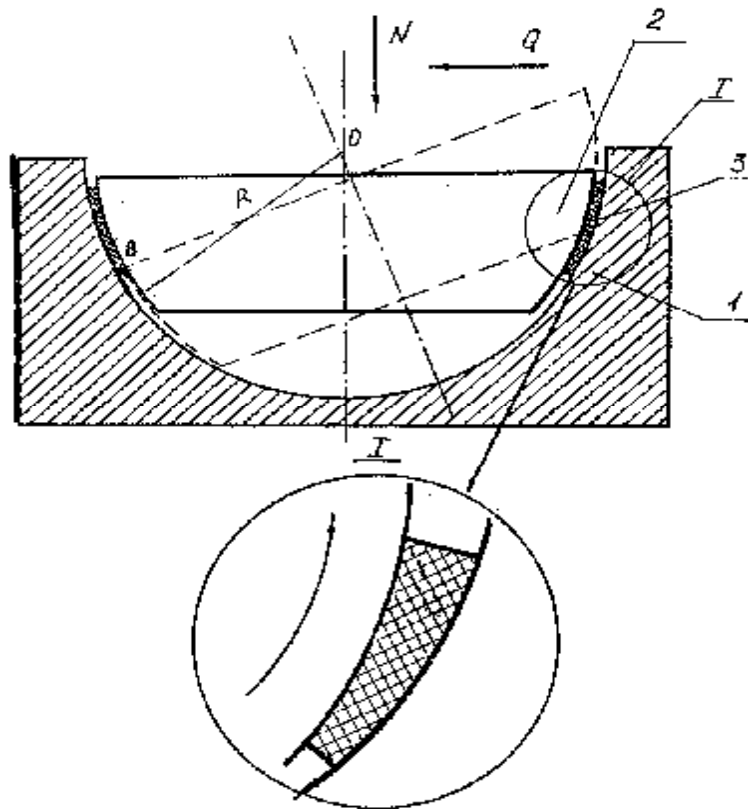


Рис. 4. Схема сферичного шарніра зі зрізаним полюсом. Графічний доказ ефекту заклинювання

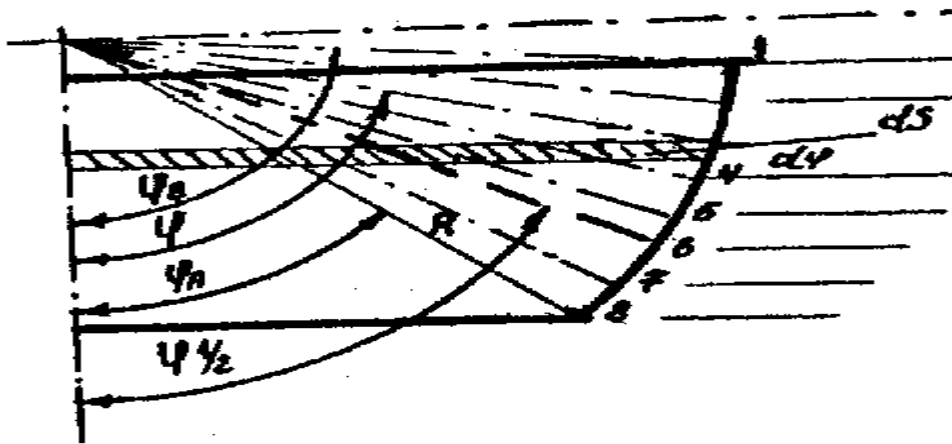


Рис. 5. Розрахункова схема розподілу навантажень та розташування антифрикційних вкладишів

Тоді середній нормальний тиск на цій ділянці буде

$$P_{cp1} = \frac{N}{pR^2 (\sin^2 j_e - \sin^2 j_n)} \quad (5)$$

При контактуванні сферичної п'яти зі зрізаним "полюсом", розподіл тиску підкоряється закону

$$P_j = P_{max} \cdot ctgj ,$$

звідки

$$P_{cp2} = \frac{1}{j_e - j_n} \int_{j_n}^{j_e} P_{max} \cdot ctgj \, dj = \frac{P_{max} \ln\left(\frac{\sin j_e}{\sin j_n}\right)}{j_e - j_n} .$$

Очевидно, що цей тиск направлений під деяким кутом до нормалі, може бути знайдений зі співвідношення рівності площ сферичної поверхні до і після нього, тобто

$$S_{j_{\epsilon}-j_{\delta}} = \frac{2pR^2}{180} (j_{\epsilon}^2 - j_{\delta}^2); \quad S_{j_{\delta}-j_{\eta}} = \frac{2pR^2}{180} (j_{\delta}^2 - j_{\eta}^2).$$

Звідки маємо, що  $j_{\epsilon}^2 - j_{\delta}^2 = j_{\delta}^2 - j_{\eta}^2$ ;  $j_{\delta} = \frac{\sqrt{j_{\epsilon}^2 + j_{\eta}^2}}{2}$ .

Тоді  $P_{cp1} = P_{cp2} \cdot \cos j_g$ .

Виконавши перетворення, отримаємо

$$P_{\max} = \frac{N(j_{\epsilon} - j_{\eta}) \cdot \cos \frac{\sqrt{j_{\epsilon}^2 - j_{\eta}^2}}{2}}{pR^2 \cdot \ln\left(\frac{\sin j_{\epsilon}}{\sin j_{\eta}}\right) (\sin^2 j_{\epsilon} - \sin^2 j_{\eta})}. \quad (6)$$

Тоді, питомий нормальний тиск, що припадає на елементарний майданчик  $dS$  з урахуванням (4.5), становитиме

$$\begin{aligned} dpN &= 2p \cdot R \cdot \sin j \cdot P_{\epsilon} \cdot R \cdot dj = \\ &= \frac{2 \sin j \cdot N \cdot (j_{\epsilon} - j_{\eta}) \cdot \operatorname{ctg} j \cos \frac{\sqrt{j_{\epsilon}^2 - j_{\eta}^2}}{2}}{R \cdot \ln\left(\frac{\sin j_{\epsilon}}{\sin j_{\eta}}\right) (\sin^2 j_{\epsilon} - \sin^2 j_{\eta})}. \end{aligned} \quad (7)$$

З іншого боку, якщо нам вдасться виконати умову дотримання рівномірного тиску на всі ділянки антифрикційного вкладиша  $P_{omm}$ , то треба зазначити, що для кожного антифрикційного матеріалу існує оптимальний тиск, при якому коефіцієнт тертя мінімальний, тоді

$$dPN = P_{omm} \cdot n \cdot l_j, \quad (8)$$

де  $n$  – загальна кількість фрагментів антифрикційних вкладишів, рівномірно розташованих у смузі поміж центральними кутами  $j_{\epsilon}$  і  $j_{\eta}$ . Така схема була вибрана з припущення, що оптимальна площа вкладиша може бути меншою за площу кільцевого вкладиша.

Прирівнявши (7) і (8), отримаємо

$$l_j = \frac{N(j_{\epsilon} - j_{\eta}) (\cos j \cdot \cos \frac{\sqrt{j_{\epsilon}^2 - j_{\eta}^2}}{2})}{R \cdot n \cdot P_{omm} \ln\left(\frac{\sin j_{\epsilon}}{\sin j_{\eta}}\right) (\sin^2 j_{\epsilon} - \sin^2 j_{\eta})}. \quad (9)$$

Ця формула відображає закон зміни ширини одного фрагмента антифрикційного вкладиша від центрального кута  $\phi$ . Розташування цих фрагментів приймається симетричним.

Вирішимо тепер іншу проблему. При появі бічного навантаження  $Q$  виникає ефект заклинення, який полягає у наступному. У якийсь момент часу одна з точок на сферичній п'яті, що знаходяться поблизу проходження вектора  $Q$  (т. В на рис.4), зупиняє своє відносне ковзання і всю п'яту починає обертати навколо неї. При цьому, виникає заклинення на протилежному боці в антифрикційному вкладиші тим більше, чим більше кут цього повороту.

Якщо ж фрагмент антифрикційного вкладиша виконати розрізним і зміщеним на кут  $\alpha_c = \frac{180}{n}$ , рівний половині відстані між сусідніми фрагментами вкладиша, навколо осі сферичної опори (тобто одна половина фрагменту вкладиша розташована вище деякого кута  $\varphi_{1/2}$ , інша – нижче), то в площині коливання сферичного шарніра проблема заклинювання буде вирішена. Тоді, при виникненні зупинки в точці В, сферична поверхня буде виходити із зачеплення з фрагментом вкладиша, що знаходиться у протилежній частині основи, оскільки на протилежній частині цього фрагменту не буде внаслідок зміщення, і заклинення зникне. Кут  $\varphi_{1/2}$  визначимо з вимоги рівності навантаження на верхню і нижню частини кожного вкладиша, тобто середній тиск на вкладиші на кутах від  $j_{\text{в}}$  до  $\varphi_{1/2}$  повинен дорівнювати середньому тиску на кутах від  $j_{\frac{1}{2}}$  до  $j_{\text{н}}$ .

$$P_{\text{сред-верх}} = \frac{1}{j_B - j_{\frac{1}{2}}} \int_{j_{\frac{1}{2}}}^{j_B} P_{\text{max}} \operatorname{ctg} j \, dj = \frac{P_{\text{max}} \operatorname{Ln} \left( \frac{\sin j_B}{\sin j_{\frac{1}{2}}} \right)}{j_B - j_{\frac{1}{2}}},$$

аналогічно 
$$P_{\text{сред-низ}} = \frac{P_{\text{max}} \operatorname{Ln} \left( \frac{\sin f_s}{\sin f_H} \right)}{f_s - f_H},$$

Звідки 
$$P_{\text{ср-вер}} = P_{\text{сред-низ}},$$

тобто 
$$\frac{\operatorname{Ln} \left( \frac{\sin f_B}{\sin f_s} \right)}{f_B - f_s} = \frac{\operatorname{Ln} \left( \frac{\sin f_s}{\sin f_H} \right)}{f_s - f_H}.$$

В результаті отримуємо рекурентну формулу

$$f_{s_i} = \frac{f_B \left( \frac{\sin f_{s_{i-1}}}{\sin f_H} \right) + f_H \operatorname{Ln} \left( \frac{\sin f_B}{\sin f_{s_{i-1}}} \right)}{\operatorname{Ln} \left( \frac{\sin f_B}{\sin f_H} \right)},$$

де  $i = 0, 1, 2, \dots, \infty$ .



Рішення такої формули можливо тільки в чисельному вигляді. Тому, знайдемо наближене рішення. Для цього припустимо, що фігура вкладиша близька за формою до трапеції, яку необхідно розділити на дві, рівні по площі частини, в якій ширину верхньої основи знайдемо з (9) як  $a = l_j(j_e)$ ,

а нижньої основи як  $b = l_j(j_n)$ .

Тоді отримаємо, опускаючи очевидні викладки

$$j_{1/2} = j_e - \frac{(c+b)(j_e - j_n)}{(2c+a+b)}, \quad (10)$$

де  $c = \frac{\sqrt{(a+b)^2 - 2ab}}{2}$ .

І поставлена задача є вирішеною. Тепер, при проектуванні сферичних опор, можна розрахувати оптимальну форму антифрикційного вкладиша, знаючи його оптимальні параметри, і бути впевненим, що втрати на тертя не перевищать розрахункові. На рис. 6-7 подано приклад розрахунку форми вкладиша для шарніра зі зрізаним полюсом

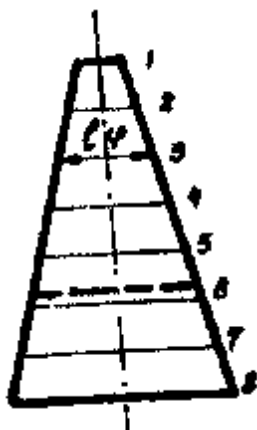


Рис. 6. Форма вкладиша, отримана на підставі розрахунку. Пунктиром позначена лінія перетину.

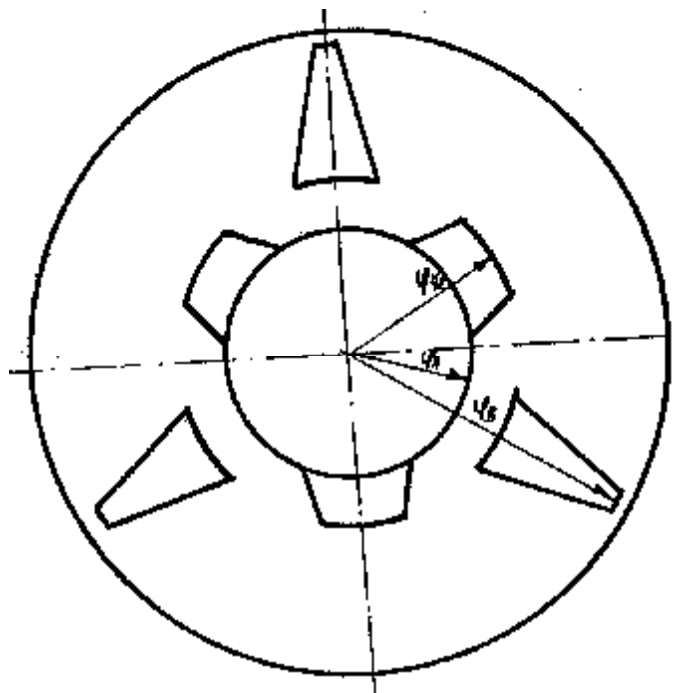


Рис. 7. Вид зверху на сферичну основу з антифрикційними вкладишами, розрізані на дві частини

### Оптимальна форма антифрикційних вкладишів для циліндричного шарніру.

В обладнанні циліндричні шарніри ковзання можуть використовуватися в обертальному та зворотно-поступальному русі. Антифрикційні вкладиші для таких шарнірів виготовляють у формі циліндрів, які розміщують в зоні тертя.

При очевидній конструктивній простоті, така форма вкладиша має суттєві недоліки:

- нерівномірне навантаження вкладиша (рис. 8) – на ту його частину, де діє результуюча сила навантаження  $R$  – більше, а на протилежну – менше. Це викликає його нерівномірний знос, що зменшує термін експлуатації ;
- не гарантована робота антифрикційного матеріалу вкладиша в режимі оптимального навантаження.

Для циліндричних шарнірів, які працюють в режимі зворотно-поступального руху (наприклад, в направляючих шатуна) теж виникає нерівномірне навантаження внаслідок можливого перекосу, спричиненого допустимими зазорами поміж зовнішньою і внутрішньою частинами шарніру.

Щоб вирішити ці проблеми треба реалізувати рівномірний розподіл питомого тиску на всю поверхню вкладиша, а для цього необхідно, щоб пропорційно збільшенню тиску збільшувалася і площа вкладиша з антифрикційного матеріалу, причому величина самої площі має забезпечити оптимальне навантаження, при якому коефіцієнт тертя мінімальний.

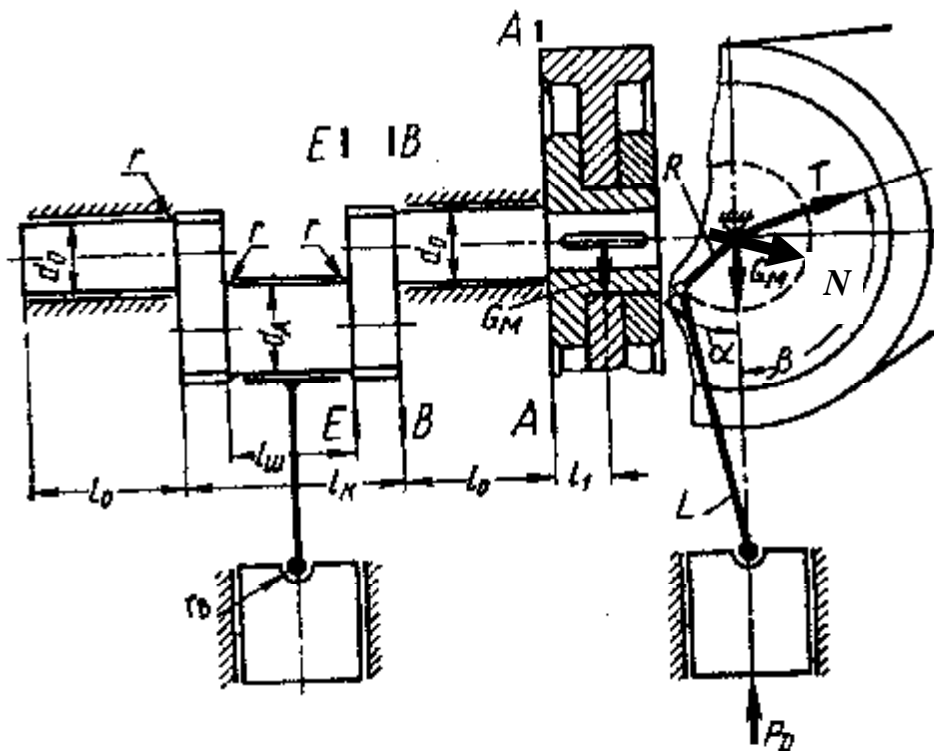


Рис. 8. Тертя в циліндричних опорах ковзання зі знакозмінним навантаженням.  $R$  – результуюча сила навантаження

### Циліндричні антифрикційні вкладиші в обертальному русі.

Для реалізації рівномірного розподілу питомого тиску необхідно, щоб пропорційно питомому тиску змінювалася і площа вкладиша з антифрикційного матеріалу. Виділимо на циліндричній поверхні прямокутну площину  $dS$  (рис. 8), що визначається при постійному радіусі кривизни  $R$  кутом  $\varphi$ , то нормальний тиск  $dP_N$ , що діє на неї, дорівнює

$$dP_N = P_\varphi \Delta dl, \quad (11)$$

де  $\Delta$  – ширина циліндричного шарніру,  $P_\varphi$  – питомий тиск на даному куті  $\varphi$ , що визначається згідно з косинусоїдальним законом

$$P_\varphi = P_{max} \text{Cos}\varphi, \quad (12)$$

де  $P_{max}$  – максимальний питомий тиск, що виникає на контактні двох циліндричних поверхонь.

Для поверхонь, які вже припрацювалися, і для випадку антифрикційних вкладишів, тобто коли забезпечується повне (безззорне) прилягання тертьових поверхонь,  $P_{max}$  визначається формулою

$$P_{max} = N / (\varphi_1 R^2 \text{Sin}^2 \varphi_1), \quad (13)$$

де  $N$  – загальне результуюче навантаження на циліндричну опору;  $R$  – радіус циліндричної частини опори;  $\varphi_1$  – максимальний кут обхвату поверхні опори одним циліндричним елементом вкладиша. Значення  $\varphi_1$  знаходиться у межах  $0 - 90^\circ$ .

Підставимо (11) в (13). Тоді маємо, що тиск на елементарну площину в шарнірі може бути визначено через ширину елементарної площини

$$dP_N = \Delta dl (N \text{Cos}\varphi) / (\varphi_1 R^2 \text{Sin}^2 \varphi_1). \quad (14)$$

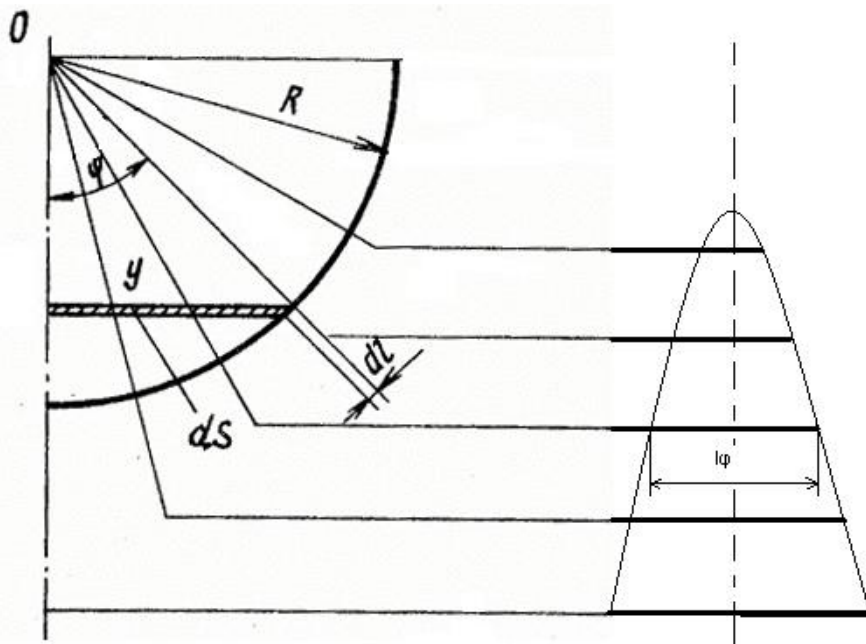


Рис. 9. Розрахункова схема (ліворуч) та оптимальна форма фрагмента вкладишу (праворуч)

З іншого боку, для забезпечення експлуатації матеріалу з оптимальним питомим навантаженням  $P_{onz}$ , при якому цей матеріал має мінімальний коефіцієнт тертя, необхідно забезпечити рівність  $dP_N = P_{onz} dS_1$ , де  $dS_1$  – елементарна площа, що забезпечує оптимальну експлуатацію матеріалу вкладиша на даному рівні. При цьому обов'язково повинна задовольнятися умова нормального режиму роботи антифрикційного матеріалу, коли оптимальний питомий тиск (чи навантаження) більший на максимально можливий у цьому шарнірі питомий тиск, викликаний умовами експлуатації цього типу обладнання

$$P_{onz} \geq P_{max}$$

Поверхню вкладиша на даному куті  $\varphi$  можна уявити як фрагмент циліндра, розміром  $l_\varphi dl$  (де  $l_\varphi$  – ширина фрагмента на даному куті  $\varphi$ )  $dS_1 = l_\varphi dl$ , тоді

$$dP_N = P_{onz} l_\varphi dl. \quad (15)$$

Прирівнюючи вираження (14) і (15) одне одному, отримуємо

$$\Delta dl (N \cos\varphi) / (\varphi_1 R^2 \sin^2\varphi_1) = P_{onz} l_\varphi dl;$$

Після перетворення відносно  $l_\varphi$  отримуємо

$$l_j = \frac{N}{P_{omm}} \frac{\Delta \cos j}{R^2 j_1 \sin^2 j_1} \quad (16)$$

Отримана нами формула (16) є вираженням для визначення ширини фрагмента антифрикційного вкладиша залежно від кута його розташування, починаючи з точки прикладення результуючого зусилля  $N$  і до кута  $\varphi_1$  симетрично в обидва боки (рис. 10).

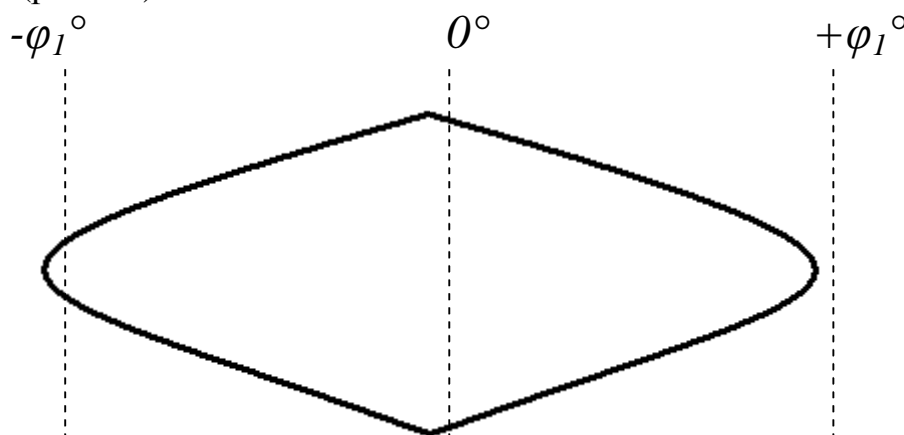


Рис. 10. Розгортка викройки оптимального розташування антифрикційного вкладишу в циліндричному шарнірі

### Циліндричні антифрикційні вкладиші у зворотно-поступальному русі.

Внаслідок можливого перекосу внутрішнього елемента циліндричного шарніру 1, який рухається у зворотно-поступальному напрямку вздовж осі  $OO$ , ковзаючи по циліндричним стінкам 2 (рис. 11).

Кут перекосу осі плунжера може бути знайдений як

$$\alpha = \arcsin(\delta/l) \quad (17)$$

а зусилля на бічні стінки тоді буде дорівнювати

$$R = N \operatorname{tg}(\alpha) \quad (18)$$

З урахуванням того, що перекіс має симетричний характер, приймаємо, що нульова деформація антифрикційного вкладишу відбувається на середині плунжера ( $l/2$ ).

Для реалізації рівномірного розподілу питомого тиску необхідно, щоб пропорційно питомому тиску змінювалася і площа вкладиша з антифрикційного матеріалу.

Виділимо на циліндричній поверхні на деякій відстані  $x$  від початку плу-

нжера ( $0 \leq x \leq l/2$ ) прямокутну площину  $dS$  (рис. 11), що визначається при постійному радіусі кривизни плунжера  $r$  постійним кутом  $2\pi/3$ , то нормальний тиск  $dP_N$ , що діє на неї, дорівнює

$$dP_N = P_x \frac{2}{3}\pi r \sin(\pi(1-2x/l)/2) dl, \quad (19)$$

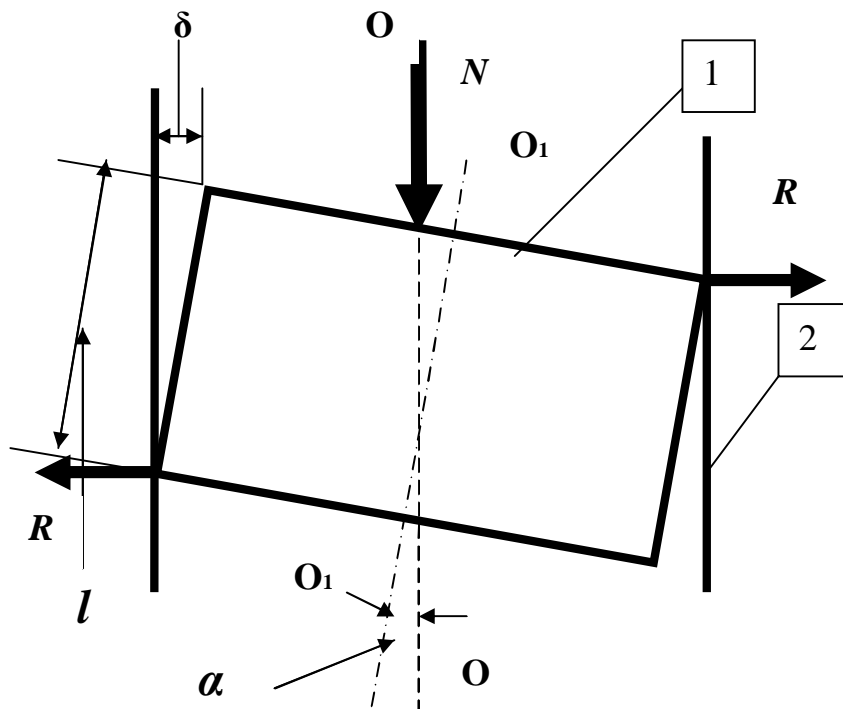


Рис. 11. Розрахункова схема величини зусилля перекосу циліндричного плунжера в циліндричних направляючих:

$\delta$  – технологічно допустимий зазор,  $l$  – довжина плунжера,  $N$  – робоче навантаження,  $R$  – зусилля на бічні стінки,  $\alpha$  – кут перекосу осі плунжера  $O_1O_1$  відносно осі циліндра  $OO$ .

де  $P_x$  – питомий тиск на відстані  $x$  від початку плунжера, що визначається як

$$P_x = P_{max} \sin(\pi(1-2x/l)/2), \quad (20)$$

де  $P_{max}$  – максимальний питомий тиск, що виникає на контакті двох циліндричних поверхонь.

Для поверхонь, які вже припрацювалися, і для випадку антифрикційних вкладишів, тобто коли забезпечується повне (беззазорне) прилягання тертьових поверхонь,  $P_{max}$  визначається формулою

$$P_{max} = R / (\frac{2}{3}\pi r^2 \sin^2(\frac{2}{3}\pi)), \quad (21)$$

де  $R$  – зусилля на бічні стінки циліндричної опори;  $r$  – радіус циліндричної частини опори;  $\varphi_1$  – максимальний кут обхвату поверхні опори одним циліндричним елементом вкладиша. Значення  $\varphi_1$  знаходиться у межах  $0 - 90^\circ$ .

Підставимо (13)-(20) в (21). Тоді маємо, що тиск на елементарну площину в циліндричному шарнірі при перекосі може бути визначено через ширину елементарної площини

$$dP_x = \frac{N \operatorname{tg}(\operatorname{arcSin}(dl)) \operatorname{Sin}^2\left(\frac{p}{2}\left(1 - \frac{2x}{l}\right)dl\right)}{2r \operatorname{Sin}^2\left(\frac{2}{3}p\right)}. \quad (22)$$

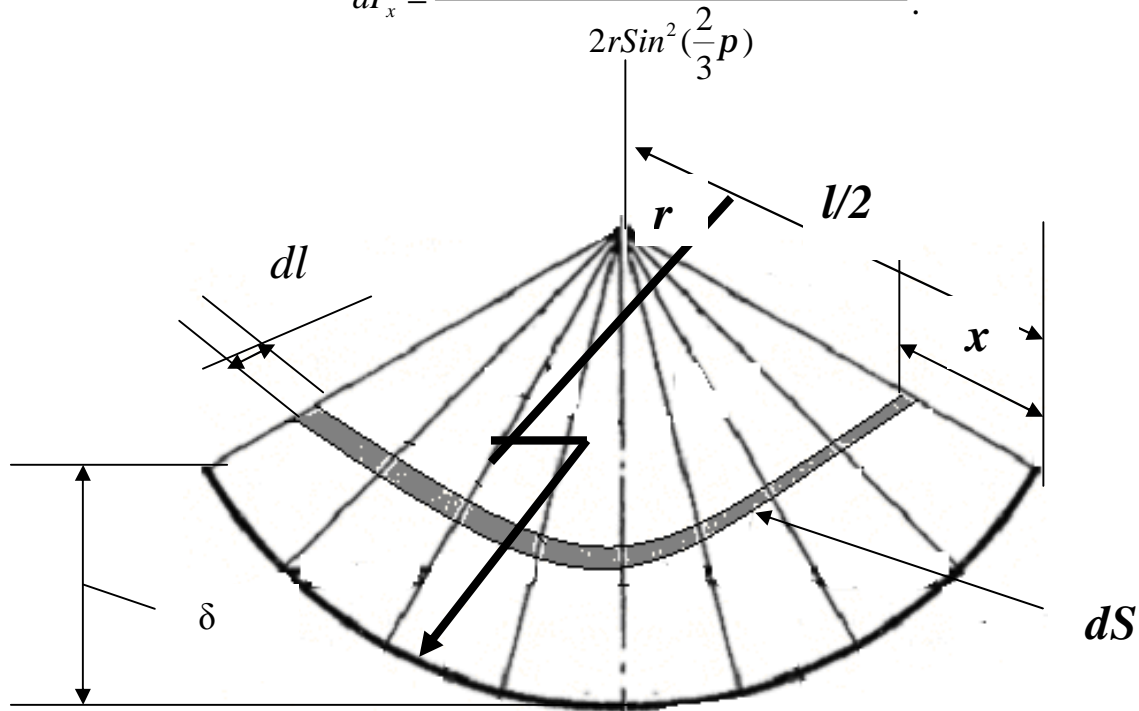


Рис. 12. Розрахункова схема. Показано деформацію антифрикційного вкладиша на краю плунжера на величину  $\delta$ , яка сходить до нуля на відстані  $l/2$  від початку плунжера

З іншого боку, для забезпечення експлуатації матеріалу з оптимальним питомим навантаженням  $P_{onz}$ , при якому цей матеріал має мінімальний коефіцієнт тертя, необхідно забезпечити рівність  $dP_N = P_{onz} dS_1$ , де  $dS_1$  – елементарна площа, що забезпечує оптимальну експлуатацію матеріалу вкладиша на даному рівні. При цьому обов'язково повинна задовольнятися умова нормального режиму роботи антифрикційного матеріалу, коли оптимальний питомий тиск (чи навантаження) більший на максимально можливий у цьому шарнірі питомий тиск, викликаний умовами експлуатації цього типу обладнання

$$P_{onz} \geq P_{max}$$

Поверхню вкладиша на даній відстані  $x$  від початку плунжера можна уявити як фрагмент циліндра, розміром  $l_x dl$  (де  $l_\phi$  – ширина фрагмента на даній відстані  $x$  від початку плунжера)  $dS_1 = 4l_x dl$ , тоді

$$dP_N = 4P_{onz} l_x dl. \quad (23)$$

Множник 4 був доданий у формулу (22) з міркувань симетричності перекосу плунжера в направляючому циліндрі. Отже, при перекосі у будь-який бік, широка частина вкладиша має прийняти на себе навантаження на обох кінцях плунжера. Прирівнюючи вираження (21) і (23) одне одному, отримуємо

$$4P_{onz} l_x dl = \frac{N \operatorname{tg}(\operatorname{arcSin}(dl)) \operatorname{Sin}^2\left(2p\left(1 - \frac{2x}{l}\right)dl\right)}{2r \operatorname{Sin}^2\left(\frac{2}{3}p\right)}.$$

Після перетворення відносно  $l\varphi$  отримуємо

$$l_x = \frac{N \operatorname{tg}(\operatorname{arcSin}(d/l))}{4P_{\text{омт}}} \frac{\operatorname{Sin}^2\left(\frac{P}{2}\left(1 - \frac{2x}{l}\right)\right)}{2r \operatorname{Sin}^2\left(\frac{2}{3}p\right)} \quad (24)$$

Отримана нами формула (24) є вираженням для визначення ширини фрагмента антифрикційного вкладиша залежно від кута його розташування, починаючи з точки прикладення результуючого зусилля  $R$  і до  $l/2$  симетрично в обидва боки (рис. 13).

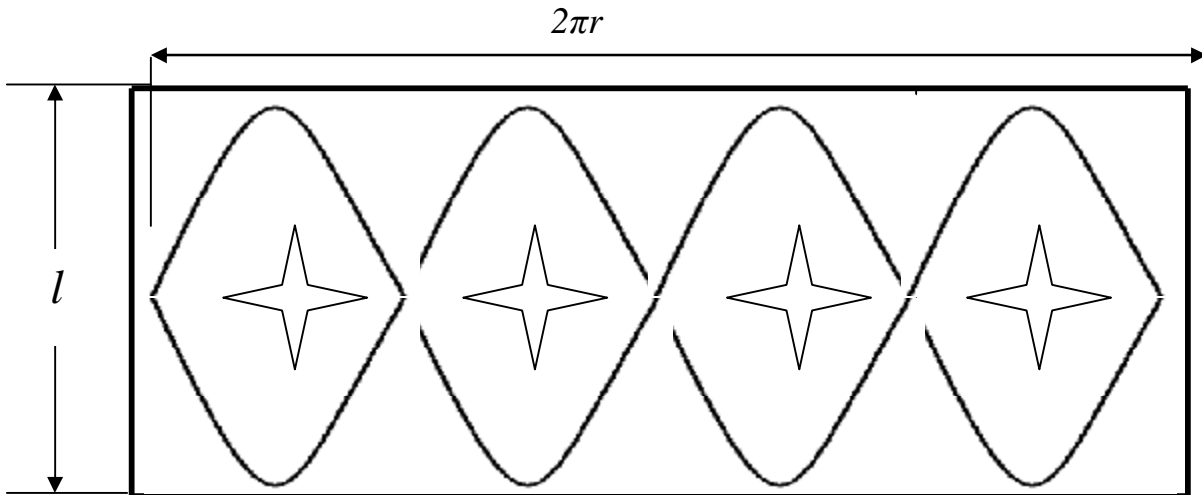


Рис. 13. Розгортка викройки оптимального розташування антифрикційного вкладиша в циліндричному шарнірі для зворотно-поступального руху.  
 ✧ - Цим знаком помічені ділянки, де антифрикційний матеріал відсутній

### Висновок

Отримані формули для визначення оптимально форми антифрикційних вкладишів в сферичних та циліндричних шарнірах, що працюють у обертальному, коливальному або зворотно-поступальному русі:

1. Дозволяють забезпечити рівномірне навантаження всіх ділянок антифрикційного матеріалу.
2. Забезпечують беззорове прилягання антифрикційного вкладиша до пари тертя.
3. Збільшують термін служби антифрикційного матеріалу.
4. Зменшують експлуатаційні витрати устаткування.
5. Зменшують силу тертя в шарнірі.
6. Дозволяють використання листових антифрикційних матеріалів у шарнірах з формою прилягаючої поверхні другого порядку.

Рекомендовано до друку д.т.н., проф.. Самусею В.І  
 Отримано 10.10.08.