

Висновки дослідження. Між коефіцієнтом тертя і завантаженням спостерігається залежність, згідно з якою коефіцієнт тертя ковзання спочатку знижується до виразного мінімуму, а потім знову зростає. Це пояснюється тим, що під час тертя полімерних матеріалів контакт є частково пружним і частково пластичним з перевагою першого при малих навантаженнях та шорсткості поверхні й останнього при зростанні навантажень і шорсткості поверхні. При цьому характер кривої залежності коефіцієнта тертя від навантаження є результатом двох тенденцій: зниження коефіцієнта тертя зі збільшенням навантаження при постійній температурі та його підвищення зі збільшенням температури при постійному завантаженні. Зношування під час тертя ковзання завжди підвищується в міру зростання мікронерівностей робочих поверхонь. Зношування всіх модифікацій поліаміду прямо пропорційне середньому тиску на робочу поверхню. Для полімерних матеріалів вплив змащення на коефіцієнти тертя менш ефективний, ніж для металів. Недостатня ефективність змащення під час тертя полімеру об полімер пояснюється тим, що на противагу металам, на полімерах важко утворюється щільна адсорбційна плівка мастильної речовини. На поверхні поліамідів адсорбуються молекули жирних кислот, утворюючи граничні мастильні шари, при цьому утворення граничного шару під час тертя пояснюється наявністю зарядів статичної електрики. Заряди статичної електрики, що виникають під час тертя, є причиною адсорбції молекул змащення й утворення граничних мастильних шарів на таких неактивних полімерах, як поліетилен і політетрафторетилен.

Список використаних джерел

1. Инженерные методы исследования ударных процессов / Г. С. Батуев, Ю. В. Голубков, А. К. Ефремов, А. А. Федосов. – М.: Машиностроение, 1977. – 240 с.
2. Пилипенко О. І. Комплексний аналіз геометрії та розподілу навантажень у ланцюговому зачепленні / О. І. Пилипенко, І. Ф. Козар, В. А. Максименко // Вісник ЧДТУ. Серія “Технічні науки”. – 2000. – № 10. – С. 43-52.
3. Пилипенко О. І. Контактное взаимодействие элементов цепного привода из полимерных композитов / О. И. Пилипенко // *Mechanika*, Wydawn. AGH, Tom 9, zesz. 2, Krakow, 1990. – S. 91-97.
4. Пилипенко О. І. Научные основы и синтез цепных передач: дис. ... д-ра техн. наук / О. И. Пилипенко. – Х.: ХГПУ, 1996. – 467 с.
5. Пилипенко О. І. Поверхностные эффекты и износостойкость деталей из полиамидов и композитов на их основе в цепных приводах машин / О. И. Пилипенко // *Инженерия поверхностей и реновация изделий: материалы Междунар. научно-техн. конф.* – К., 2001. – С. 202-204.

УДК 677.053.27

О.О. Акимов, канд. техн. наук

Чернігівський державний технологічний університет, м. Чернігів, Україна

ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕТОСТАТИКИ МЕХАНІЗМУ ПРИТИСКУВАННЯ БОБІНОТРИМАЧА ДО ФРИКЦІЙНОГО ЦИЛІНДРА В НАМОТУВАЛЬНОМУ МЕХАНІЗМІ ВАЖІЛЬНОГО ТИПУ

Наведено результати дослідження впливу параметрів механізму на силу притискування. Розглянуто рекомендації щодо вибору кінетостатичних параметрів механізму притискування для забезпечення заданого закону сили притискування бобінотримача до фрикційного циліндра.

Постановка проблеми. У виробництві хімічних волокон широко застосовуються намотувальні механізми важільного типу з притискуванням бобінотримача до фрикційного циліндра різноманітними способами: гравітаційним, пружинним, пневмопритискуванням [4; 3].

Одним із основних завдань, що вирішується під час розробки намотувальних механізмів – отримання якісних пакувань зі стабільними властивостями, які залежать від натягу нитки та закону сили притискування бобінотримача до фрикційного циліндра.

Дослідженню підлягає механізм для намотування текстильної нитки, в якому притискування здійснюється пневмоциліндром.

Механізм складається з таких основних вузлів: бобінотримач, фрикційний циліндр, механізм розкладки, пневмоциліндр, система роликів і важелів.

Для одержання якісної структури пакування необхідно забезпечити певний закон зміни зусилля притискування бобінотримача до фрикційного циліндра за весь час намотування тіла намотування, а також компенсувати гравітаційний момент від бобінотримача з пакуванням.

На силу притискування можуть впливати майже всі конструктивні параметри механізму, отже прийти до певного закону зміни сили притискування, як функції від товщини тіла намотки, можна за допомогою змін у конструкції намотувального механізму багатьох параметрів.

Методи та результати. Для отримання закону зміни сили притискування, як функції від товщини тіла намотування, наведені дві розрахункові схеми (рис. 1, 2).

На вигляді спереду – умовно зображено розташування фрикційного циліндра і бобінотримача відносно осі обертання важеля бобінотримача O , кути початковий α_n , конструкційний α_k , поточний α_t , сили діючі на систему: сила притискування P_{np} бобінотримача до фрикційного циліндра і гравітаційні від мас бобінотримача, важеля та бобіни G_p , G_b , а також плече сили притискування h_t (рис. 1).

На вигляді ззаду – вісь обертання важеля бобінотримача O , кути φ_n , φ_k , φ_m , а також сила P_u , яка через систему важелів і ролик та сектор утворює компенсаційний момент M_k , рівний сумі моменту від сили притиску M_{np} і моменту гравітаційному M_g (рис. 2).

Дослідженню підлягають кінетостатичні процеси, які відбуваються в механізмі притискування бобінотримача до фрикційного циліндра в намотувальному механізмі за весь цикл намотування пакування (збільшення товщини тіла намотування t).

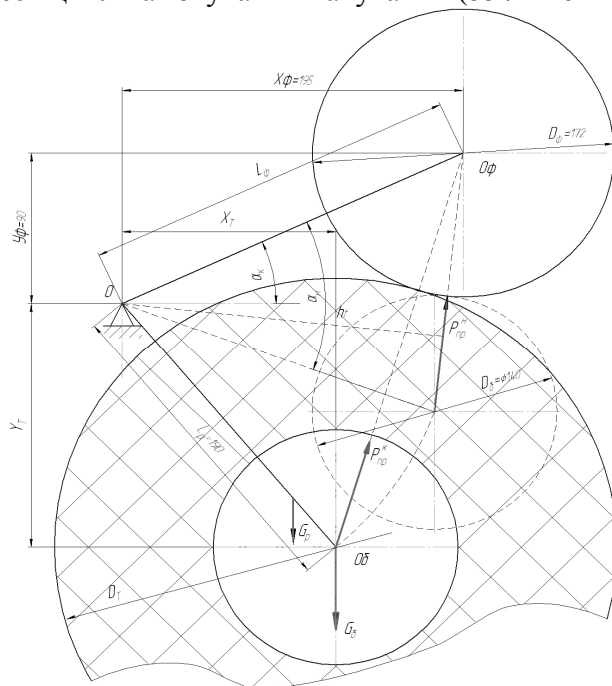


Рис. 1. Схема механізму (вигляд спереду)

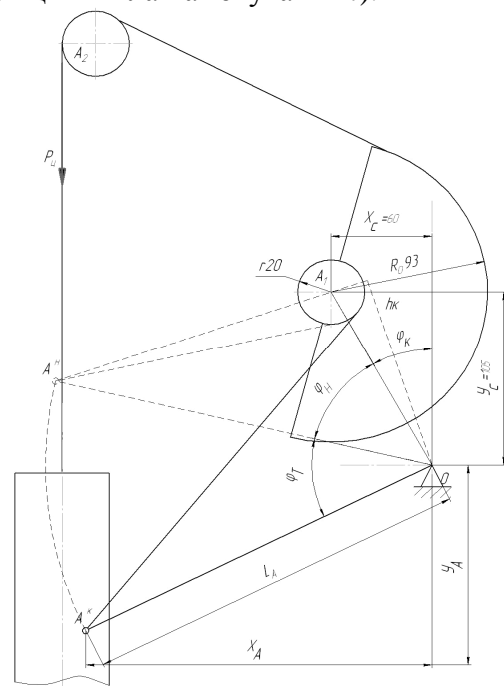


Рис. 2. Схема механізму прижиму (вигляд ззаду)

Для встановлення залежності між параметрами механізму та величиною сили притискування використані такі залежності:

- поточна маса тіла намотування (пакування) M_T :

$$M_T = \frac{\pi}{4} (D_T^2 - D_\phi^2) \cdot l_n \cdot \rho, \quad (1)$$

де D_T^2 – поточний зовнішній діаметр тіла намотування; D_ϕ^2 – зовнішній діаметр бобіни; l_n – довжина розкладки нитки; ρ – густина намотки;

- кут повороту важеля бобінотримача α_T визначається за виразом:

$$\alpha_T = \arccos \left\{ \frac{1}{2 L_p \cdot L_\phi} \left[L_p^2 + L_\phi^2 - \left(\frac{D_\phi}{2} + \frac{D_\phi + 2t}{2} \right)^2 \right] \right\}, \quad (2)$$

де t – товщина тіла намотування; L_p – довжина важеля бобінотримача; L_ϕ – відстань від осі важеля до осі фрикційного циліндра; D_ϕ – діаметр фрикційного циліндра.

Плече сили реакції фрикційного циліндра h_T визначається за виразом:

$$h_T = \left| \frac{Y_\phi \cdot X_T - X_\phi \cdot Y_T}{\sqrt{(Y_T - Y_\phi)^2 + (X_T - X_\phi)^2}} \right|, \quad (3)$$

де X_T, Y_T – координати точки O_T ; X_ϕ, Y_ϕ – координати точки O_ϕ .

На рисунку 3 наведена залежність плеча сили притискування бобінотримача до фрикційного циліндра за цикл намотування.

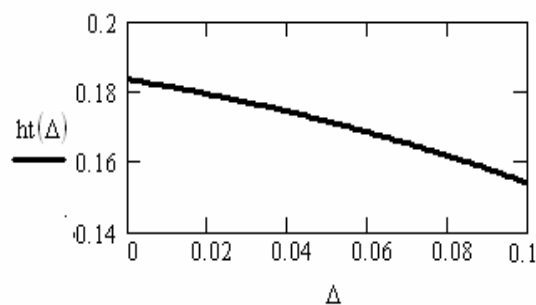


Рис. 3. Графік залежності зміни плеча сили притиснення від товщини тіла намотки $h_T = f(\Delta)$

Гравітаційний момент від сили ваги бобінотримача з важелем M_g визначається за виразом:

$$M_g = X_T (M_\phi + n \cdot M_T) \cdot g + M_p \cdot X_p \cdot g, \quad (4)$$

де X_T – плече сили ваги бобінотримача; M_ϕ – маса бобінотримача; n – число пакувань бобінотримача; M_p – маса важеля бобінотримача; X_p – плече сили ваги важеля.

Залежність гравітаційного моменту (моменту, що спрямований на відрив бобінотримача) від товщини тіла намотування наведена на рисунку 4.

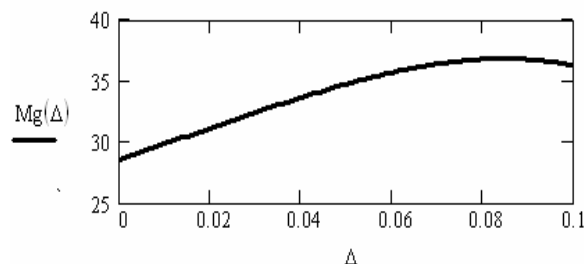


Рис. 4. Залежність гравітаційного моменту від товщини тіла намотки

Плече компенсаційної сили, яка компенсує гравітаційний момент та створює силу притискування між роторами h_K визначається за виразом:

$$h_K = \left| \frac{Y_A \cdot X_C - X_A \cdot Y_C}{\sqrt{(Y_C - Y_A)^2 + (X_C - X_A)^2}} \right|, \quad (5)$$

де X_A, Y_A – координати точки А; X_C, Y_C – координати точки А₁.

Величина компенсаційного моменту M_K визначається таким чином:

$$M_K = P_u \cdot F_u \cdot h_K \cdot \frac{R}{r}, \quad (6)$$

де P_u – тиск у пневмоциліндрі; F_u – площа пневмоциліндра; R – радіус сектора; r – радіус ролика.

Закон зміни сили притискування P_{np} визначається за виразом:

$$P_{np} = \frac{M_K - M_g}{h_T}. \quad (7)$$

Залежність зусилля притискування бобінотримача до фрикційного циліндра від товщини тіла намотування при різних початкових кутах нахилу важеля наведено на рисунку 5.

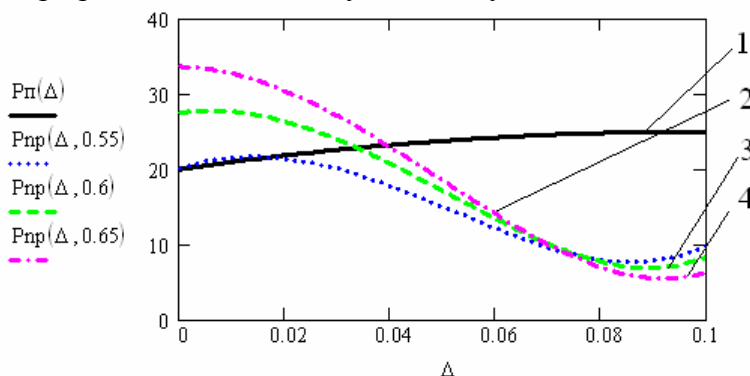


Рис. 5. Залежність зусилля притиску від товщини тіла намотування при різних початкових кутах нахилу важеля

Одним із законів, що може бути реалізованим на практиці, є закон, зображений на рисунку 5 (крива 1). Змінюючи початковий кут нахилу важеля в межах (0,55–0,65) радіуса, можливо досягнення деякого приближення до заданого закону.

Зміна величини зусилля на штоку пневмоциліндра впливає на закон притискування бобінотримача до фрикційного циліндра таким чином:

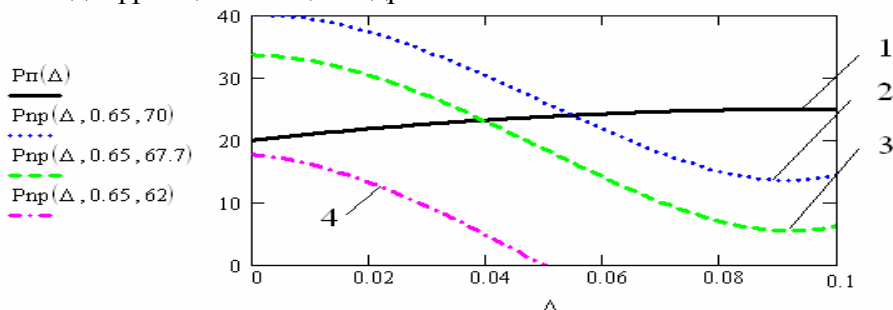


Рис. 6. Залежність зусилля притиску від товщини тіла намотки $P_{np} = f(\Delta)$ та початкового кута φ_n

Для найбільш сприятливого зусилля на штоку циліндра ($P_u = 67,7$ Н, рис. 6) при різних кутах початкового кута нахилу важеля отримані радіуси змінних секторів, що забезпечують закон зміни зусилля притиску (рис. 7, крива 1).

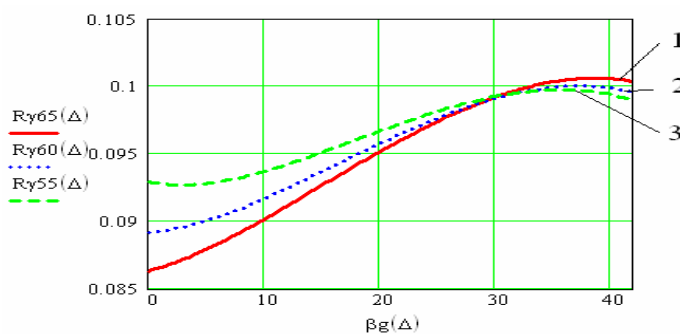


Рис. 7. Залежність радіуса сектора від його кута повороту за час напрацювання пакування

Висновки. Розроблено алгоритм розрахунку параметрів механізму для забезпечення заданого закону сили притискування бобінотримача до фрикційного циліндра.

Проведено дослідження впливу параметрів механізму на силу притискування за весь цикл намотування, визначені оптимальні параметри механізму притискування.

Список використаних джерел

1. Коритыцкий Я. И. Колебания в текстильных машинах / Я. И. Коритыцкий. – М.: Машиностроение, 1973. – 320 с.
2. Матюшев И. И. Высокоскоростные приемно-намоточные механизмы для химических нитей / И. И. Матюшев, В. А. Климов. – М.: Легпромбытиздат, 1991. – 228 с.
3. Машины для формования химических и минеральных волокон / под ред. проф. Х. З. Регельмана. – М.: Машиностроение, 1972. – 264 с.
4. Прошков А. Ф. Расчет и конструирование машин для производства химических волокон / А. Ф. Прошков. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. – 402 с.

УДК 621.91:678.5

І.О. Булах, аспірант

О.В. Глоба, канд. техн. наук

НТУУ “КПІ”, Механіко-машинобудівний інститут, м. Київ, Україна

МЕХАНІЧНА ОБРОБКА КОМПОЗИЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ

Розглянуто області застосування, переваги та недоліки композиційних матеріалів. Проаналізовано методи механічної обробки композитів та дефекти, що виникають під час свердління. Особливу увагу сконцентровано на процесі розширення композитів при вході та виході свердла з матеріалу. Зокрема, розглянуто основи математичного моделювання, що є фундаментальним при запобіганні розширенню. Розглянуто новий склопластик Twintex, його переваги та застосування.

Постановка проблеми. Свердління композиційних матеріалів є найбільш поширеною операцією їх механічної обробки. В силу того, що композиційні матеріали є анізотропними, характеризуються високою міцністю армуючих елементів при невеликій міцності матриці, мають високу абразивну здатність і низьку теплопровідність їх свердління дуже специфічне, супроводжується різноманітними пошкодженнями навколо отворів. Одна з основних проблем, що виникає під час утворення отворів у композиційних матеріалах – це розширення на вході і виході інструменту з матеріалу. Наявність цього дефекту істотно впливає на несучу спроможність і надійність виробу в цілому. Тому важливо підібрати такі параметри обробки матеріалу, щоб максимально інтенсифікувати процес свердління й одержати гарантовану якість.

Аналіз досліджень і публікацій. Для покращення свердління композиційних матеріалів були запропоновані різні заходи. В першу чергу, вони стосувалися геометричних параметрів свердла. В роботі [1] було запропоновано використовувати від 3 до 6 ріжучих кромок, щоб збільшити довжину контакту між інструментом та матеріалом. Був розгля-