

МІНІСТЕРСТВО АГРАРНОЇ ПОЛІТИКИ УКРАЇНИ
Таврійська державна агротехнічна академія

Кафедра „Деталі машин”

ВИПРОБУВАННЯ КЛИНОПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

ДО ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ

з дисципліни “Деталі машин”

Розділ „Передачі”

Для студентів III курсу механічних спеціальностей

Розробив: доцент Буденко С.Ф.

Рецензенти: зав. каф. ДМ, доцент Аблогін М.М.;
доцент Вершков О.О.

Розглянуто і схвалено на засіданні кафедри ДМ,
протокол № _____ від _____ 2004 р.

Схвалено і рекомендовано до впровадження в навчальний процес методичною комісією факультету механізації сільського господарства, протокол № _____ від _____ 2004 р.

Комп'ютерний набір і верстка зроблені
на кафедрі ДМ лаб. Нестеренко О.Л.

МЕТА РОБОТИ: Одержати практичні навички у проведенні тягових випробувань клинопасової передачі, визначити її тягові властивості. Порівняти розрахункові і експериментальні результати.

1 ВКАЗІВКИ З ПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

1.1 Завдання для самостійної підготовки

Під час підготовки до роботи з'ясувати призначення і область використання пасових передач, ознайомитись з класифікацією, конструкціями, методами натягу пасів. Вияснити від яких факторів залежить тягова спроможність та довговічність пасової передачі. Методи побудови кривої ковзання і її роль у визначенні тягової спроможності.

1.2 Питання для самопідготовки

1. Класифікація, конструктивні особливості і матеріали плоских та клинових, поліклинових пасів.
2. Основні геометричні та кінематичні характеристики пасової передачі, їх співвідношення.
3. Сили і напруження у гілках паса, який працює на холостому ході, під навантаженням, їх співвідношення.
4. Визначення раціонального зусилля початкового натягу, необхідного для забезпечення передачі заданої потужності.
5. Методи утворення початкового натягу паса та види пристроїв для його забезпечення.
6. Причини виникнення, фізична суть пружного ковзання та його вплив на тягову спроможність передачі. Явище буксування передачі.
7. Крива ковзання, її роль у визначенні номінальної потужності, яку передає клиновий пас певного розміру перерізу.
8. Вплив на розрахункові параметри тягової спроможності пасової передачі конструктивних факторів та умов роботи:
 - кута обхвату меншого шківів;
 - довжини паса;
 - передаточного відношення передачі;
 - режиму роботи передачі.
9. Методи та конструктивні заходи по підвищенню тягової спроможності клинопасової передачі.

1.3 Рекомендована література

1. Иванов М.Н. Детали машин. – М.: Высш. шк., 1991.
2. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989.

2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ

2.1 Програма роботи

- розглянути види, матеріали та конструкції пасів і шківів найбільш поширених видів пасових передач;

- ознайомитись з принципом дії та конструкцією стенду для проведення експерименту та скласти його кінематичну схему;

- заміряти діаметри шківів стенду. Визначити основні параметри перерізу і довжину паса, що випробовується та записати його позначення по ГОСТ 1284.1-84;

- провести аналітичне визначення параметрів випробувань:

а) визначити номінальну потужність, яку передає один пас даного перерізу згідно з ГОСТ 1284.3–80;

б) прийняти коефіцієнти корекції: кута обхвату, довжини паса, передаточного відношення і режиму роботи та визначити розрахункову потужність, що передається пасом;

в) вичислити швидкість паса;

г) визначити зусилля початкового натягу гілки паса;

д) розрахувати напруження початкового натягу гілки паса;

е) вичислити масу вантажу натяжного устрою стенду.

- провести експеримент і обробити його результати:

а) вичислити пружне ковзання при ступінчастому навантаженні;

б) побудувати криву ковзання;

в) по кривій ковзання встановити експериментальне значення потужності, яку передає пас у даних умовах;

- зробити висновки по роботі: порівняти експериментальні та розрахункові значення навантажень на пас, пояснити можливі причини їх розбіжності.

- відповісти на контрольні запитання;

- зарахувати лабораторну роботу у викладача.

2.2 Короткі теоретичні відомості

За загальною класифікацією пасові передачі відносяться до передач тертям і входять у групу передач гнучким зв'язком. Вони, як правило, застосовуються для передачі руху від двигуна (електричного або внутрішнього згоряння) до коробок швидкостей, машин-зрядь, електричних генераторів, насосів, тощо.

Переріз паса може бути круглим, прямокутним (плоским), в виді трапеції (клиновим), поліклиновим.

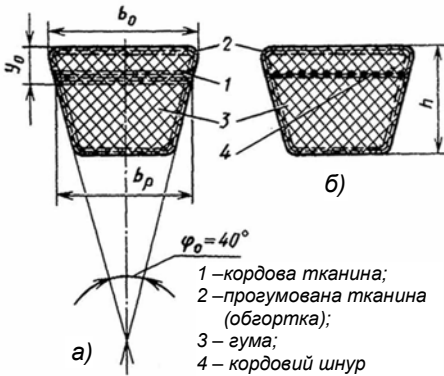


Рисунок 1 – Конструкція паса

Паси з шнуровим кордом більш гнучкі і довговічніші, тому їх використовують для передач, що працюють у напружених умовах.

Шар розтягу (вище корду) виконують з гуми середньої твердості, а шар стиску (нижче корду) – з більш твердої гуми. Паси призначені для обхвату шківів малих діаметрів виконують з перемінною площею шару стиску (з зубцями), що збільшує гнучкість паса, існують конструкції пасів з зубцями з обох сторін (вище і нижче корду).

У якості основних критеріїв розрахунку пасових передач звичайно відмічають:

- 1) тягову спроможність, яку визначає достатнє зусилля тертя між пасом і шківом;
- 2) довговічність паса, яка в умовах нормальної експлуатації обмежується руйнуванням паса від втоми.

Якщо не буде витримана перша умова, передача почне буксувати; якщо ж не виконується друга умова, то пас буде занадто швидко виходити з ладу.

При проектуванні машин для передач з клиновими і полікліновими пасами використовується комплексний розрахунок на витривалість та тягову спроможність, причому основним розрахунком є розрахунок на тягову спроможність, а довговічність паса враховують шляхом вибору основних параметрів передачі у відповідності з рекомендаціями, які напрацьовано практикою.

Підвищення тягової спроможності можна досягти за рахунок збільшення сили попереднього натягу паса (F_0), але слід пам'ятати, що навіть незначне перевищення нормативного значення зусилля натягу приводить до різкого зниження довговічності. Так, наприклад, при перевищенні натягу всього лише на 15% довговічність паса зменшується вдвічі.

Найбільш поширені клинові паси нормального перерізу згідно ГОСТ 1280.1-89 (рисунок 1).

Прогумовані паси мають несучий корд у виді тканини (а), або шнура (б), який прокладений через центр ваги перерізу і обгортку з кількох шарів тканини намотаної діагонально. Корд виконують з віскози, капрону, лавсану

Це накладає підвищені вимоги до методів та пристроїв контролю попереднього натягу і конструкцій натяжних пристроїв.

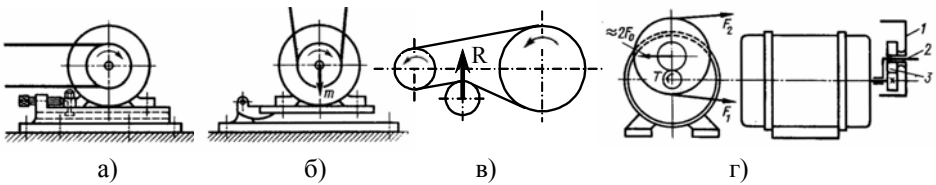


Рисунок 2 – Основні схеми натягу паса

Натяг паса по схемі (а) здійснюється періодично по мірі витягування паса за допомогою гвинта або іншого подібного пристрою, коли двигун можна переміщувати по направляючим.

По схемі (б) натяг паса автоматично підтримується постійним за рахунок сили ваги двигуна і плити масою m . Постійний натяг забезпечує і пристрій з натяжним роликом, зусилля на якому можна підтримувати за рахунок пружини, важеля з вантажем, тощо. Крім зусилля натягу ролик забезпечує більший кут обхвату.

На практиці більшість передач працюють з перемінним режимом навантаження, а розрахунок виконують по максимальному з можливих навантаженням. Тому в передачах з постійним натягом у періодах недовантажень лишній натяг знижує довговічність і ККД. З цих позицій доцільна конструкція з автоматичним змінням сили натягу в залежності від навантаження (схема г). Шків 1 встановлено на важелі 2, який є одночасно віссю веденого колеса 3 зубчастої передачі. Натяг ($2F_0$) дорівнює коловій силі у зачепленні і змінюється пропорційно моменту навантаження.

Існують також і інші конструкції автоматичних пристроїв натягу, їх головні недоліки – складність конструкції і втрата якості запобігання перевантаженням.

Звичайно напруження від попереднього натягу у поперечному перерізі клинового паса обмежують значенням $\sigma_0 \leq 1,5$ МПа.

Різко негативно впливають на довговічність паса напруження згину, які в свою чергу, залежать від співвідношення висоти перерізу паса і діаметра шківів, що цим пасом охоплюється. Саме ці напруження в декілька разів перевищують всі інші складові сумарного напруження у пасі. Тому для кожного типорозміру паса існує нормативне значення мінімального діаметра шківів. До речі, у передачах з натяжним роликом у перерізі паса виникають перемінні по знаку напруження згину, що веде до більш інтенсивного його зносу.

Суттєво впливає на довговічність паса число циклів його навантаження (число пробігів паса) – відношення швидкості паса до його довжини. Число пробігів обмежують ($v \leq 10...20 \text{ с}^{-1}$) тому, що їх значення побічно обмежують мінімальну довжину пасів або міжосьову відстань передач.

Практика експлуатації дозволила встановити, що при дотриманні прийнятих рекомендацій по вибору основних параметрів передачі середня довговічність пасів складає **2000...3000** годин.

В основу визначення номінальних потужностей, які передають різні типорозміри клинових пасів нормальних перерізів при певних умовах, покладений принцип побудови кривих ковзання.

Як звісно, ковзання спостерігається при будь-якому навантаженні передачі, але ступінь навантаження визначає два види цього явища: *пружне ковзання і буксування*.

Робота пружного паса зв'язана з пружним ковзанням його по шківів. Неминучість пружного ковзання при роботі передачі виходить з того, що натяг, а отже і відносне подовження ведучої та веденої гілки паса різні. При обігу пасом ведучого шківів натяг його падає, пас скорочується і ковзає по шківів. На веденому шківів пас подовжується і опережає шківів. Ковзання відбувається не по всій дузі обхвату (α), а по деякій частині цієї дуги, яку називають дугою ковзання. Дуга ковзання розташовується зі сторони збігання паса з шківів. З сторони набігання паса знаходиться дуга покою, тобто дуга постійного зчеплення паса з шківів. На холостому ході пружне ковзання і дуга ковзання дорівнюють нулю.

По мірі росту навантаження росте дуга ковзання; коли її значення досягає дуги обхвату, починається буксування передачі. Математично, значення пружного ковзання можна описати вираженнями:

$$\varepsilon = \frac{V_1 - V_2}{V_1} 100\% \quad \text{або} \quad \varepsilon = \left(1 - \frac{n_2}{n_1}\right) 100\%$$

де V_1, V_2 - швидкості ведучого і веденого шківів;

n_1, n_2 - частоти обертання ведучого і веденого шківів.

Роботоздатність клинопасової передачі прийнято характеризувати кривими ковзання і ККД (рисунок 3).

Такі криві будуються по результатах випробувань пасів різноманітних типів і матеріалів. Навантаження по осі абсцис враховується коефіцієнтом тяги $\varphi = F_t / (2F_0) = \sigma_t / (2\sigma_0)$

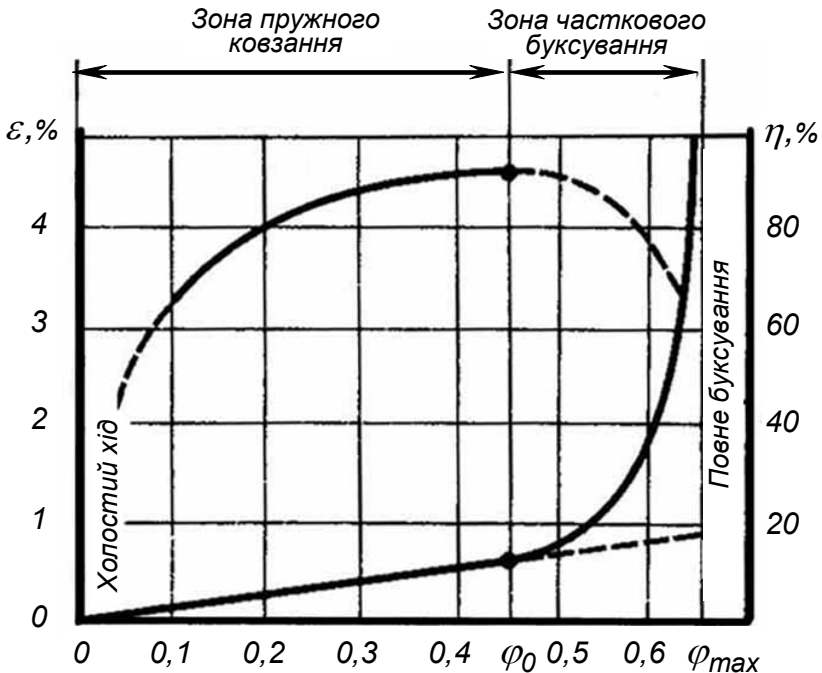


Рисунок 3 – Криві ковзання і ККД пасової передачі

Коефіцієнт тяги дозволяє оцінити, яка частина попереднього на тягу (F_0) використовується корисно для передачі навантаження (F_t), тобто характеризує ступінь завантаженості передачі. Доцільність застосування у якості навантаження передачі безрозмірного коефіцієнта пояснюється тим, що ковзання і ККД зв'язані зі ступенем завантаженості, а не з абсолютним значенням навантаження.

На початковій ділянці кривої ковзання від 0 до φ_0 спостерігається тільки пружне ковзання і графік має прямолінійний характер, подальше збільшення навантаження приводить до часткового, а потім і до повного буксування. Робоче навантаження рекомендують вибирати поблизу до критичного значення φ_0 , зліва від нього. Роботу у зоні часткового буксування допускають тільки під час короточасних перевантажень, наприклад при пуску. В цій зоні ККД різко знижується внаслідок збільшення втрат на ковзання і пас швидко зношується.

Відношення $\varphi_{max} / \varphi_0$ для клинових пасів складає 1,5...1,6. На основі побудови кривих ковзання при випробуваннях пасів на типових стендах та при певних умовах складені таблиці ГОСТ 1284.3-80 і за допомогою цих таблиць визначають номінальну потужність, яку передає один пас. Потужність, яку передає цей же пас у реальних умовах вичислюється за допомогою коефіцієнтів корекції.

2.3 Оснащення робочого місця

- стенд лабораторний для випробування клинопасової передачі на тягову спроможність;
- ГОСТ 1284.1-84, ГОСТ 1284.3-80 Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Основные размеры и методы контроля. Расчет передач и передаваемые мощности;
- Розрахунок клинопасової передачі. Методичний посібник;
- методичні вказівки по виконанню лабораторної роботи;
- звіт з лабораторної роботи;
- штангенциркуль 0-200 мм, лінійка, калькулятор.

2.4 Інструкція з охорони праці

2.4.1 Загальні вимоги

До роботи допускаються студенти, які пройшли інструктаж по техніці безпеки, що й зареєстровано у відповідному журналі.

2.4.2 При підготовці до лабораторної роботи:

- до початку лабораторної роботи кожен студент зобов'язаний ознайомитися з правилами безпеки при виконанні роботи;
- не починати виконання експериментальної частини роботи без відповідного розпорядження викладача або лаборанта.

2.4.3 Під час виконання роботи:

- не тримати на робочому місці сторонні предмети;
- не пересуватися без потреби, по лабораторії;
- не застосовувати мірильний інструмент не за призначенням;
- при вивченні натурних зразків пасів і шківів слідкувати за тим, щоб вони акуратно розклалися на робочому столі і не мали змоги впасти або скотитися з нього;
- при завантаженні натяжного пристрою стенду для випробувань потрібно так розташовувати гирі на підвісці, щоб виключити можливість їх перекосів і падіння;
- навантаження передачі порошковим гальмом виконувати плавно без різких перевантажень, по можливості скоротити час роботи стенду у зоні часткового та повного буксування;
- не регулювати натяг паса на стенді під час його руху;
- не скупчуватись навколо робочого місця, дбати про вільні проходи до аптечки та інвентарю пожежогасіння;

2.4.4 Після закінчення експериментальної частини роботи:

- відключити стенд від електромережі;
- здати робоче місце лаборанту або викладачу.

2.4.5 У разі виникнення пожежі необхідно негайно проінформувати викладача або лаборанта, подзвонити по номеру 01.

2.5 Вказівки по виконанню роботи

2.5.1 При вивченні натурних зразків пасів і шківів потрібно звернути увагу на особливості конструкції пасів (матеріал, вид і розташування корду, обгорткової тканини, шарів гуми, тощо).

2.5.2 При складанні кінематичної схеми стенду для випробувань клинопасової передачі на тягову спроможність бажано застосуванням стандартних умовних позначень максимально точно відобразити компонування та специфіку стенду.

2.5.3 Заміри шківів і перерізу паса, що випробовується проводити по основним розмірам (висота і ширина) всі інші розміри прийняти по таблицях ГОСТ 1284.1-84.

2.5.4 При аналітичному визначенні параметрів випробувань: визначенні номінальної потужності, яку передає один пас даного перерізу і виборі коефіцієнтів корекції слід користуватися табличними даними ГОСТ 1284.3-80.

2.5.5 Швидкість паса потрібно визначати по частоті обертання ведучого шківа, яку слід встановити по даним попереднього експерименту при середньому ступені навантаження паса і масі вантажу натяжного пристрою 10 кг.

2.5.6 Вичислене значення маси вантажу натяжного пристрою округлити з точністю до 1 кг.

2.5.7 Ступінчасте навантаження передачі при проведенні експерименту найбільш зручно проводити по показанням індикаторної головки гальма з інтервалом через 0,1 мм.

2.5.8 Криву ковзання по даних експерименту краще будувати в координатах: по осі абсцис – гальмівний момент в Н м, по осі ординат – ковзання в відсотках. В зв'язку з побудовою кривої по даних тільки одного досліду, потрібно ігнорувати "випадаючі" точки.

2.5.5 При формулюванні висновків по лабораторній роботі слід дати аналіз розбіжності (якщо вони виявлені в ході роботи) розрахункових і експериментальних значень.

2.5.6 Відповіді на контрольні запитання повинні бути по суті запитання, точними і короткими.

2.5.7 Оформлений бланк звіту з лабораторної роботи підписується виконавцем і зраховується викладачем.

3. ЗВІТНІСТЬ ПО РОБОТІ

Звіт з лабораторної роботи оформлюється на бланку, розробленому кафедрою

Таврійська державна агротехнічна академія
Кафедра “Деталі машин”

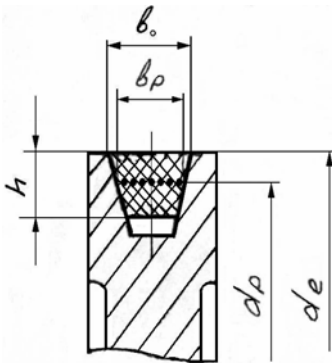
Звіт по лабораторній роботі № 7 м
з дисципліни “Деталі машин”

Тема: “Тягові випробування клинопасової передачі”

Мета роботи: Одержати практичні навички у проведенні тягових випробувань клинопасової передачі, визначити її тягові властивості. Порівняти розрахункові і експериментальні результати.

1 Характеристика лабораторного стенду і клинового паса, який випробовується

Рисунок 1 – Кінематична схема лабораторного стенду



Профіль перерізу паса ____

Розміри перерізу:

– висота $h = \dots\dots$ мм

– ширина зовнішня $b_0 = \dots\dots$ мм

– ширина розрахункова $b_p = \dots\dots$ мм

Площа перерізу $A = \dots\dots$ мм

Діаметри шківів:

– розрахунковий $d_p = \dots\dots$ мм

– зовнішній $d_1 = \dots\dots$ мм

Довжина паса $L_p = \dots\dots$ мм

Рисунок 2 – Основні розміри шківів та паса

Умовне позначення паса по ГОСТ 1284.1–80 – ГОСТ 1284.3–80

2 Аналітичне визначення параметрів випробувань

2.1 Розрахункова потужність, що передає один пас
(по методиці ГОСТ 1284.3–80), кВт

$$P_P = P_{OH} \cdot \frac{C_\alpha \cdot C_L \cdot C_U}{C_P} =$$

де: P_{OH} – номінальна потужність, що передає пас типу А, довжиною

$L = 1700$ мм при $U = 1$ (по таблицям ГОСТ 1284.3–80);

C_α – коефіцієнт кута обхвату, при $\alpha =$, $C_\alpha =$

C_L – коефіцієнт довжини паса, при $L_P =$ мм, $C_L =$

C_U – коефіцієнт передаточного числа, при $U =$, $C_U =$

C_P – коефіцієнт режиму, при _____ режимі, $C_P =$

2.2 Швидкість паса, м/с

$$v = \frac{\pi \cdot d_p \cdot n_1}{60} =$$

2.3 Зусилля початкового натягу гілки паса, Н

$$F_0 = \frac{850 \cdot P_P \cdot C_P \cdot C_L}{Z \cdot v \cdot C_\alpha \cdot C_U} + Q \cdot v^2 =$$

де: Q – коефіцієнт, що враховує відцентрові сили, для паса А $Q =$

2.4 Напруження початкового натягу гілки паса, Н/мм

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A} =$$

2.5 Маса вантажу натяжного устрою стенду, кг

$$G_0 = \frac{2 \cdot F_0}{g} =$$

3 Проведення експерименту і обробка його результатів

3.1 Момент гальмівний стенду, Н·м

$$T = \Delta \cdot C ,$$

де: Δ – показання індикатора гальма, мм;

C – ціна поділки індикатора гальма, $C =$

3.1 Пружне ковзання пасової передачі, %

$$\varepsilon = \left(1 - \frac{n_2 \cdot U_X}{n_1} \right) \cdot 100 =$$

де: n_1, n_2 – частота обертання валів: відповідно електродвигуна і гальма стенду; U_X – поправочний коефіцієнт, $U_X = n_1/n_2$ при $T = 0$

$$U_X = \quad / \quad =$$

Таблиця 1 – Результати тягових випробувань

№ до-сліду	Показання індикатора гальма Δ , мм	Гальмівний момент T , Н·м	Частота обертання ва-ла		Пружне ковзання передачі ε , %
			<i>двигуна</i> n_1 , об/хв	<i>гальма</i> n_2 , об/хв	
1	0				
2	0,1				
3	0,2				
4	0,3				
5	0,4				
6	0,5				
7	0,6				
8	0,7				
9	0,8				
10	0,9				
11	1,0				
12	1,1				

 ε , %

 T , Н·м

Рисунок 3 – Крива ковзання

3.3 Потужність, яку передає пас по результатам випробувань, кВт

де – обертаючий момент на гальмі (в Н·м), який відповідає допустимому значенню пружного ковзання $\varepsilon =$

4 Висновки по роботі (порівняти експериментальні та розрахункові значення навантажень на пас, пояснити можливі причини їх розбіжності) _____

5 Контрольні запитання

5.1 Пояснити який із клинових пасів (з перерізом Б, Д, Г, А) може працювати з найбільшою швидкістю?

5.2 Чи зміниться вид епюри напружень в гілках клинопасової передачі, що передає потужність 4 кВт, при зміні напрямку обертання ведучого шківів?

5.3 Як зміниться епюра напружень клинопасової передачі, що передає 3 кВт, при зменшенні потужності до 2 кВт?

5.4 Чи буде однаковою тягова спроможність двох клинопасових передач з пасами $E = 1800$, якщо при однакових діаметрах ведучих шківів вони мають передаточні відношення $U = 1,6$ та $U = 3,4$? (зобразити ці передачі на рисунку)

Роботу виконав студент _____ групи

_____ (прізвище, дата, підпис)

Робота зарахована _____

_____ (дата, підпис викладача)

