

the decrease of the interlayer material stiffness, decreases the appeared in it the equivalent tension and increases its strength. It is necessary to take into account during the choice of the inter-layer type or the solder for the improvement of the joint formation at the diffuse welding and soldering.

Keywords: *the welded and soldered joints, the soft and hard interlayer, the computer modeling, the stress-strain state, the force loading, the interlayer thickness.*

Рецензент: д-р техн. наук Коростильов Леонтій Іванович

Стаття надійшла 14.02.2019 г.

УДК 621.833

Ключко О. О., Рассохін Д. О., Пермінов Є. В.,
Хорошайло В. В., Кравченко Д. О.

ДОСЛІДЖЕННЯ ТОВЩИНИ МАСТИЛЬНОГО ШАРУ ДЛЯ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ З НЕНЬЮТОНІВСЬКОЮ РОБОЧОЮ РІДИНОЮ ПРИ КОНТАКТУВАННІ КОЖНОГО ЗУБА ВЕДУЧОЇ ШЕСТЕРНІ З КОЖНИМ ЗУБОМ ВЕДЕНОГО КОЛЕСА В ПЕВНІЙ ПОСЛІДОВНОСТІ

У статті проведені дослідження мастил для порівняння теоретичних і експериментальних результатів при ньютонівському стані робочої рідини і визначені їх реологічні характеристики, способи вимірів товщини мастильного шару для зубчастих передач з ньютонівською робочою рідиною при контактуванні кожного зуба ведучої шестерні з кожним зубом веденого колеса в певній послідовності. Розроблено непрямий метод виміру товщини масляного шару в залежності від ємності конденсатора у вигляді циліндричних зубчастих коліс, що зачіпляються, при наявності гарантованого зазору, який утворюється при переході масла з ньютонівського в ньютонівський стан і виконує роль електроду конденсатора.

Встановлена наявність постійної товщини масляного шару і передача крутного моменту циліндричних зубчастих коліс, що зачіпляються, без безпосереднього контакту евольвентних поверхонь дозволяє гарантувати формування евольвенти, що апроксимують методом адаптації, що дає можливість використовувати швидкісні зубчасті передачі з заміною високого ступеня точності (5, 6, 7 ГОСТ 1643-81) на ступені точності 8, 9, 10 ГОСТ 1643-81 без застосування зубошліфування. Для зубчастих коліс 8, 9, 10 ГОСТ 1643-81 ступеня точності зубошліфування можливо замінити на лезову обробку.

Ключові слова: *мастила, ньютонівський стан, робоча рідина, реологічні характеристики, товщина мастильного шару, зубчасті передачі, евольвента, яку апроксимують.*

Вступ. Для зубчатих коліс з гідрокишеннями з ньютонівською робочою рідиною отримані теоретичні та практичні результати, що призводять до таких конфігурацій мастильних шарів [1, 2, 3, 4], у яких у багато разів більше несуча здатність, ніж в разі недеформованих поверхонь при контактуванні кожного зуба ведучої шестерні з кожним зубом веденого колеса в певній послідовності. Тому потрібна досвідчена перевірка теорії з безпосереднім виміром не тільки товщини мастильного шару в одній будь-якій точці зони контакту, але і всієї форми зазору між поверхнями, що труться під час роботи.

Форма зазору в результаті деформації має складний вид, в зв'язку з чим доцільно вимірювати товщину шару не дискретно, а безперервно по всій зоні області тертя.

Режим доступу: <http://sap.pstu.edu>

Зокрема, визначено товщини мастильних шарів в будь-якій точці контакту при неньютонівському стані робочої рідини циліндричної зубчастої передачі з різною формою виконаних гідрокишень на провідних шестернях. На відомому колесі гідрокишені не виконувалися.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Для зубчастих коліс для поверхонь, що сполучаються, де область тиску має довжину, що вимірюється десятками і більше міліметрів, запропонований метод експериментального визначення товщини мастильного шару [5, 6, 7].

Суть методу полягає в тому, що евольвентні поверхні сполучених зубчастих коліс є пластинками конденсатора в якості діелектрика приймається робоча рідина, масло, яке складається з суміші вуглеводнів і гліцеринових ефірів вищих ненасичених карбонових кислот та є непоганим діелектриком, так як молекули, що входять до його складу майже не полярні і не дисоціюють. Осі обертання зубчастих коліс встановлені на ізольованих опорах 3, 4 і підключені до вимірювального приладу ємності 5 (рис. 1).

Метою даної статті є розробка виміру запропонованого приладу є безперервність вимірів в період контактування сполучених евольвентних поверхонь.

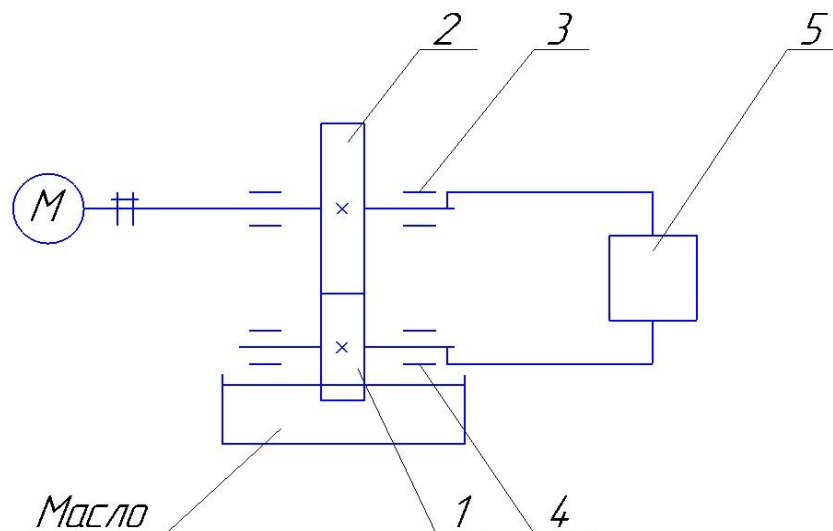


Рисунок 1 – Пристрій вимірювального приладу

Пристрій містить провідне зубчасте колесо в якому розташований електрод 1 вимірювального конденсатора, другий електрод 2 розташований в підпорядкованому зубчастому колесі. Щоб уникнути замикання схеми – вали даної передачі встановлені на діелектричні опори 3, 4. Електроди 1, 2 підключені до вимірювального пристрою 5, яке видає результати вимірів ємності.

Пристрій працює наступним чином.

При обертанні коліс 1, 2 товщина масляної плівки змінюється в місці їх зачеплення. Характер розподілу масляної плівки по зубах коліс визначається виміром ємності конденсатора при різних положеннях зачеплення, які заміряються пристроєм 5.

Ємність конденсатора залежить від відстані між евольвентними поверхнями сполучених зубчастих коліс. Товщина мастильної плівки визначається побічно шляхом заміру ємності в зоні контактування.

Машинобудування і зварювальне виробництво

Отже, для отримання зв'язку між ємністю і товщиною мастильного шару проводимо настройку приладу в залежності від фіксованих значень товщини зазору, яка є товщиною масляного шару між пластинками, які знаходяться в маслі.

Налаштування приладу здійснюють наступним чином: на вимірювальному стенді заміряють ємність між пластинками, які знаходяться в маслі з товщиною, яку настроюють між ними, товщина між ними визначається згідно табл. 1.

Таблиця 1 – Тарування приладу по ємності конденсатора в залежності від товщини масляного шару

Товщина мастильного шару а, мм	Ємність конденсатора С, пф	Типи сполучених коліс
0.05	35	C1, C2, C3, C4, C5
0.08	84	
0.10	95	
0.15	140	
0.20	230	
0.25	310	

За допомогою приладу можна проводити виміри товщини мастильної плівки як для звичайних умов (ньютонівський стан робочої рідини) так і для зубчастих передач з неньютонівським станом робочої рідини, тобто коли в зоні контактування робоча рідина переходить в пружно-нестисливий стан робочої рідини, в зоні розташування гідрокишень.

Для непрямого контролю товщини мастильного шару при неньютонівському стані робочої рідини замірювання товщини мастильного шару виконується на стенді рис. 2 зі зміною товщини між пластинами конденсатора від 0 до 1 мм. Налаштування товщини зазору виконуємо за допомогою полімерних діелектричних матеріалів, інтервал вимірювання 0,1. Вимірюючи ємність між пластин, які знаходяться в маслі з певною величиною зазору а. Шляхом зміни швидкості, навантаження – проводиться непряме замірювання товщини мастильного шару через ємність рис. 2.

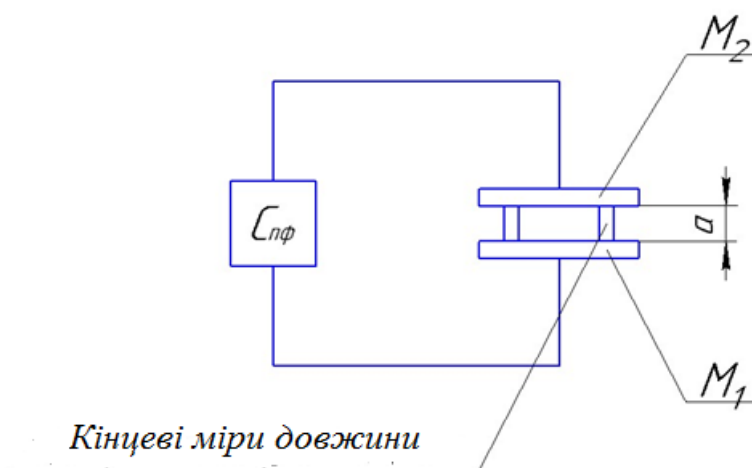


Рисунок 2 – Схема побудови пристрою тестового виміру товщини мастильного шару

Основними параметрами, що характеризують зачеплення циліндричних зубчастих коліс, які працюють при неньютонівському стані робочої рідини, надалі «конденсатори», є їх

Машинобудування і зварювальне виробництво

електрична ємність і кут втрат. Можливі значення їх ємностей лежать приблизно в межах від 1 пФ до 100 пФ.

Допустима похибка вимірювання ємностей «конденсаторів» залежить від сфери їх застосування. Ємність «конденсаторів», що входять до складу коливальних систем, визначаються з похибкою, до 1 %.

У кожному «конденсаторі», включеному в електричний ланцюг, мають місце втрати енергії, що виникають головним чином в матеріалі діелектрика, а також внаслідок недосконалості ізоляції між выводами. З урахуванням втрат еквівалентну схему «конденсатора» можна уявити в двох варіантах: або у вигляді ємності C , включеної послідовно з опором втрат R_n (рис. 3, а), або у вигляді тієї ж ємності C , що шунтується опором витoku R_y (рис. 3, б).

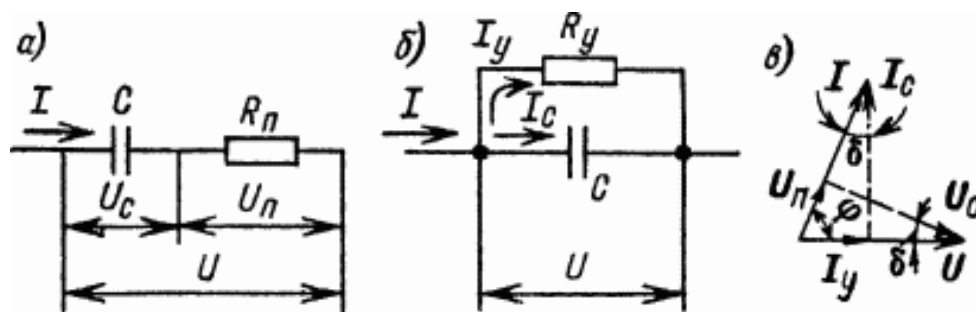


Рисунок 3 – Еквівалентні схеми (а, б) і векторна діаграма (в) ланцюга з конденсатором

При переході від однієї еквівалентної схеми до іншої для перерахунку значення активного опору користуються формулою:

$$R_y = 1 / ((2 \cdot \pi \cdot f \cdot C)^2 \cdot R_n), \quad (1)$$

де f – частота струму в ланцюзі конденсатора.

З векторної діаграми на рис. 3, в, справедливою для обох варіантів еквівалентних схем, випливає, що в ланцюзі з конденсатором через наявність втрат фазовий зсув ϕ між струмом I і напругою U завжди менше 90° . Втрати в конденсаторі зазвичай характеризують кутом втрат $\delta = 90^\circ - \phi$, визначеним як зазначено на рис. 3 з формули:

$$\operatorname{tg} \delta = U_n / U_c = I_y / I_c = 2 \cdot \pi \cdot f \cdot C \cdot R_n = 1 / (2 \cdot \pi \cdot f \cdot C \cdot R_y). \quad (2)$$

Втрати в конденсаторі іноді висловлюють коефіцієнтом потужності $\cos \phi$ або струмом витoku I_y , визначеним при стандартних умовах. Для більшості конденсаторів втрати дуже малі ($\operatorname{tg} \delta < 0,001$), тому можна вважати:

$$\operatorname{tg} \delta \approx \delta \approx \sin \delta = \sin (90^\circ - \phi) = \cos \phi. \quad (3)$$

Параметри конденсатора (C , R_n , R_y , δ) залежать від зовнішніх умов його роботи – температури, вологості, атмосферного тиску, а також від прикладеної до нього напруги.

Конденсатор, опір витoku якого великий, здатний утримувати тривалий час без помітного зменшення отриманий ним заряд; це дозволяє простими засобами оцінити якість конденсаторів ємністю понад 0,01 мкФ. При підключенні до такого конденсатора омметра

стрілка вимірювача останнього за рахунок струму заряду трохи відхилиться, а потім (при великому опорі витоку) повернеться у вихідне або близьке до нього положення. Наступні короточасні підключення до конденсатору омметра, повторювані з інтервалом в декілька секунд, не повинні викликати відхилення стрілки вимірювача. При малому опорі витоку помітне відхилення стрілки буде спостерігатися при кожному підключенні омметра. Для перевірки на витік конденсаторів ємністю понад 100 пФ можна застосувати головні телефони, з'єднані послідовно з низьковольтної батареєю. При малому опорі витоку кожне підключення індикатора до конденсатору викликає клацання в телефонах, тоді як при хорошому конденсаторі клацання прослуховується лише при першому підключенні. Вимірювання значення опору витоку (на постійному струмі) може проводитися індукторним або електронним мегометром.

Електролітичні конденсатори слід приєднувати до випробувального приладу з урахуванням полярності включення джерела живлення. Під час вимірювання опору витоку таких конденсаторів рекомендується відлік здійснювати через 10 хв після їх включення під напругу, коли процес заряду можна вважати завершеним.

Для вимірювання параметрів конденсаторів застосовуються методи вольтметра–амперметра, безпосереднього вимірювання за допомогою мікрофарадметрів, порівняння (заміщення) і резонансний.

Напруга, прикладена до «конденсатору» при будь-якому його випробуванні, не повинна перевищувати допустимої робочої напруги. Якщо в процесі випробування конденсатор заряджається до значного напруження, необхідно здійснювати його розряд після закінчення випробування (наприклад, за допомогою кнопки, включеної паралельно конденсатору).

Вимірювання ємностей здійснювалося методом вольтметра–амперметра.

Живлення вимірювальної схеми здійснюється від джерела струму низької частоти:

$F = 50 \dots 1000$ Гц.

Схема вимірювань представлена в двох варіантах на рис. 4. Конденсатор, що перевіряється, C_x включається в ланцюг змінного струму відомої частоти F , і реостатом (або потенціометром) R встановлюють необхідне за умовами випробування або зручне для відліку значення струму I або напруги U .

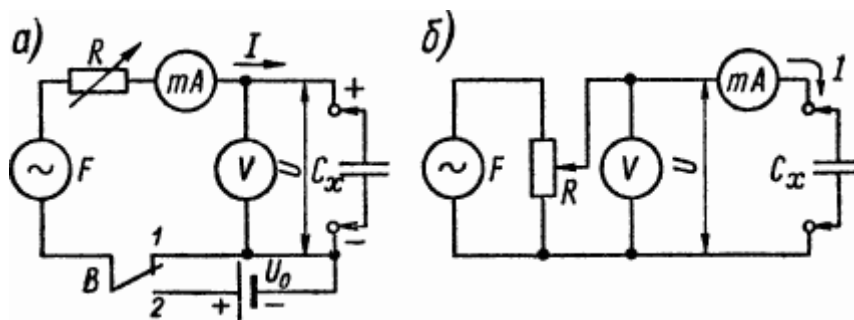


Рисунок 4 – Схеми вимірювання ємностей методом вольтметра-амперметра

За показниками приладів змінного струму V і mA розраховували повний опір «конденсатора»:

$$Z = (R^2 + X^2)^{0,5} = U/I, \quad (4)$$

Машинобудування і зварювальне виробництво

де R і $X=1/(2 \cdot \pi \cdot F \cdot C_x)$ – відповідно його активна і реактивна складові.

Якщо втрати малі, тобто $R \ll X$, то ємність, яка вимірюється, визначається формулою:

$$C_x = I / (2 \cdot \pi \cdot F \cdot U). \quad (5)$$

Схема на рис. 4, а, дає досить точні результати при вимірюванні великих ємностей, опір яких X значно менше вхідного опору вольтметра V . Схема на рис. 4, б, застосовується для вимірювання менших ємностей, опір яких в десятки і більше разів перевищує опір міліамперметра mA . Припустимо, що потрібно вимірювати ємності в межах $0,1-1$ мкФ на частоті 50 Гц при наявності міліамперметра змінного струму на 3 мА. Так як опір цих ємностей $X=3200 \dots 32000$ Ом у багато разів більше будь-якого можливого опору міліамперметра, то вимірювання слід проводити за схемою на рис. 4, б, при напрузі живлення $U \geq I \cdot X = 0,003 \cdot 3200 \approx 10$ В.

Схема на рис. 4, а може бути застосована і для вимірювання ємностей електролітичних конденсаторів. Якщо напруга живлення не перевищує $1-2$ В, то вимір допустимо проводити при установці перемикача B в положення 1. При великих змінних напругах можливе пошкодження конденсаторів внаслідок розкладання електроліту. Ця небезпека усувається, якщо перемикач B встановити в положення 2. При цьому послідовно з джерелом змінного струму частоти F включається джерело постійного струму, напруга на затискачах якого U_0 має перевищувати амплітуду змінної напруги. Тоді в ланцюзі буде діяти пульсуюча напруга, безпечна для конденсатора за умови правильної полярності його включення в схему. Пульсуючу напругу можна також отримати при послідовному включенні в вимірювальну схему діода. У всіх випадках вольтметр V і міліамперметр mA повинні вимірювати лише змінні складові напруги і струму, для чого вони виконуються із закритою схемою входу.

Для проведення експериментального дослідження застосовувалася установка, вимірювальна апаратура і випробувані зразки при дослідженні зубчастих передач з гідрокишеннями (рис. 5).

З огляду на цю обставину, було проведено експерименти по дослідженню впливу граничного тертя при різних швидкостях тертя і навантаженнях [3, 7, 8]. Дослідження проводили на спеціальній машині тертя (рис. 5) за схемою навантаження пари зубчастих коліс і за допомогою багатофакторного експерименту визначалася залежність впливу хвилястості і макровідхилення на процес тертя.

Навантаження експериментальної зубчастої пари відбувається при обертанні ведучої шестерні з гідрокишенню. Ведене колесо виготовляється без гідрокишень. На експериментальній установці створюються зусилля навантаження генератором, встановленим на веденому валу.

Технічні дані експериментальної установки такі: діаметр випробовуваних зубчастих коліс від 100 до 240 мм; частота обертання валу $400-2100$ об/хв; навантаження, яке діє на зубчасту пару, частоту обертання коліс визначаємо за допомогою тахометра.

При проведенні експериментальних досліджень на даній машині була можливість безступеневої зміни навантаження і швидкості обертання.

Машинобудування і зварювальне виробництво



Рисунок 5 – Спеціальна машина тертя СМТ-1С випробування циліндричних зубчастих коліс

Експерименти проводилися при швидкостях в діапазоні ($v = 1,0\text{--}15$ м/с) і навантаження, яке плавно змінюється від 10 до 200 Н.

Аналіз експериментальних досліджень підтвердив адекватність теоретичних висновків (рис. 4).

Отримані в результаті аналітичних перетворень з використанням експериментальних досліджень частотних змін силових залежностей процесу контактування і показників якості поверхневого шару зубчастих коліс визначають основні шляхи встановлення основних залежностей забезпечення якості, точності і довговічності зубчастих коліс.

При управлінні процесом експлуатації зубчастих коліс з гідрокишенею при ньютонівському стані робочої рідини забезпечується надійність динамічної верстатної системи.

Отримані в результаті аналітичних перетворень експериментальних досліджень частотних змін силових залежностей процесу зачеплення зубчастих коліс визначаються основні шляхи забезпечення надійності експлуатації зубчастих коліс приводів металорізальних верстатів.

Вимірювання моментів, що крутять, проводилися динамометром типу 9257ВА. Чутливим елементом приладу є п'єзоелектрична пластина (використовується набір пластин), яка виробляє електричний заряд при застосуванні навантаження. При застосуванні навантаження, заряд подається на підсилювач, з якого знімається напруга, пропорційна навантаженню, що прикладається (табл. 2).

Розрахунок ємності «конденсатора» проводився виходячи з модуля числа зубів геометричних параметрів зачеплення, характеристик масла.

$$C = \epsilon \cdot \epsilon_0 \cdot \frac{S}{a} \quad (6)$$

де C – ємність зачеплення циліндричних зубчастих коліс, які працюють при ньютонівському стані робочої рідини, пФ;

Машинобудування і зварювальне виробництво

$\epsilon_0 = 8.86$ діелектрична проникливість масла, пФ;

$\epsilon = 1.8$ діелектрична проникливість повітря;

S – площа контактування зубів циліндричних зубчастих коліс, м;

A – товщина масляного шару між зубами, м.

Таблиця 2 – Характеристики динамометра і підсилювача заряду

Динамометр Тип 9257BA				
Допустимі величини зусиль в діапазонах	Діапазон 1	P_x, P_y	кН	-0,5 ... 0,5
		P_z	кН	-1 ... 1
	Діапазон 2	P_x, P_y	кН	-1 ... 1
		P_z	кН	-2 ... 2
	Діапазон 3	P_x, P_y	кН	-2 ... 2
		P_z	кН	-5 ... 5
	Діапазон 4 P_z як $P_x, P_y \leq 0,5 P_z$	P_x, P_y	кН	-5 ... 5
		P_z	кН	-5 ... 10
	Мкр = $d\phi P_z$	Мкр	кНм	0...40
Мінімальна величина зусилля сприймається динамометром			Н	<0,01
Чутливість Діапазон 1	P_x, P_y	мВ/Н	10,0	
	P_z	мВ/Н	5,00	
Лінійність			%FSO	$\leq \pm 1$
Гістерезис			%FSO	$\leq \pm 0,5$
Перехресний вплив датчиків			%	$\leq \pm 3$
Жорсткість	C_x, C_y	кН/мкм	>1	
	C_z	кН/мкм	>2	
Власна частота	$f_0(x, y)$	кГц	$\approx 2,0$	
	$f_0(z)$	кГц	$\approx 3,5$	
Інтервал робочих температур			оС	0...60
Температурний дрейф нуля при 25°С (від підсилювача)		$P_x, P_y,$ P_z	Н/с	$\leq \pm 0,005$ $\leq \pm 0,01$
З'єднувальний кабель		L	м	5
Рівень захисту				IP 67
Вага			кг	7,4

Площа контактування визначається, як площа миттєвого контакту сполучених циліндричних зубчастих коліс в залежності від модуля і довжини зуба. Експериментальні і розрахункові дослідження показали розбіжності в межах 5 %.

Виконана оцінка граничної похибки приладу для вимірювання товщини мастильного шару в зубчастих передачах. Досліджено пристрій (рис. 1), що вимірює товщину мастильного шару між зубчастими колесами. З цією метою були проведені наступні експерименти.

Оцінка стабільності електронної характеристики приладу. Для ліквідації можливості появи нестабільності електронної схеми приладу за допомогою спеціального магазину ємностей контролювалося, чи постійна характеристика електронного приладу до і після тарування, а також до і після експериментального дослідження зубчастої пари.

Якщо перед початком вимірювання товщини мастильного шару в зубчастій парі виявлялося, що електронна характеристика приладу змінилася, в порівнянні з характеристикою, знятою при таруванні, то за допомогою спеціальних регулювань відновлювалася раніше отримана характеристика.

До похибки методу відноситься похибка у визначенні початку відліку товщини мастильного шару.

Визначення впливу температури. При роботі зубчастої пари змінюється діелектрична постійна масла, проте ця зміна вкрай мала. За даними, наприклад, Ньюкера і Румпфа, зміна температури масла на 60°C (від 200C до 80°C) призводить до зміни діелектричної постійної не більше 4–4,5 %. При цьому похибка при вимірюванні малої товщини мастильного шару має порядок 0,3 мкм.

При великих температурних перепадах вноситься необхідна поправка на температуру. Для цього слід спеціально виміряти залежність діелектричної постійної від температури.

Було виявлено, що зі збільшенням навантаження в зубчастому зачепленні зміщується електричний нуль приладу внаслідок зміни ємності між зубами, що сполучаються.

Визначення впливу тиску. Відомо, що зміна діелектричної постійної масла мізерно мала навіть при значних тисках і нею можна знехтувати.

Визначення похибок, пов'язаних з переміщенням або вібрацією струмопровідних провідників. При зміні положення струмопровідних провідників, виконаних у вигляді коаксіальних кабелів і з'єднуючих струмознімальних пристроїв експериментальної установки з електронним приладом, було виявлено зміну ємності (зміщення нуля приладу). Однак це зміщення легко компенсується баластною ємністю.

Визначення впливу вібрації поверхні зубчастих коліс, які зачіпляються. При вимірюванні розподілу товщини мастильної плівки по колу за час одного обороту існувала небезпека спотворення отриманих результатів внаслідок вібрації зубчастих коліс.

Наявність постійної товщини масляного шару і передача крутного моменту циліндричних зубчастих коліс, які зачіпляються, без безпосереднього контакту евольвентних поверхонь дозволяє гарантувати формування евольвенти, яка апроксимується, методом адаптації, що дає можливість використовувати швидкісні зубчасті передачі з заміною високого ступеня точності (5, 6, 7 ГОСТ 1643-81) на ступеня точності 8, 9, 10 ГОСТ 1643-81 без застосування зубшліфування.

Для зубчастих коліс 8, 9, 10 ГОСТ 1643-81 ступеня точності зубшліфування можливо замінити на лезову обробку.

Досліджена товщина мастильного шару в зубчастому зачепленні в залежності від стану параметрів поверхневого шару зубчастих передач важких токарних верстатів при контактуванні кожного зуба ведучої шестерні з кожним зубом веденого колеса в певній послідовності. Після дослідження приладу для вимірювання товщини мастильного шару і перевірки його в роботі при дослідженні зубчастих зачеплень зроблено спробу виміряти форму мастильної плівки між евольвентними поверхнями.

В процесі експериментів вимірювалися: товщина мастильного шару; навантаження, яке діє на зубчасту пару, частота обертання [9, 10].

Температура масла підтримувалася в межах 20°C – 40°C. Вимірювалася температура спеціально протарованими термодатчиками.

Всі експерименти проводилися при окружній швидкості циліндричних зубчастих коліс від 1 до 2 м/с.

На кожному ступені навантаження циліндричних зубчастих коліс витримувалося $t=5$ хв, а потім відбувався вимір товщини мастильного шару за результатами експериментів.

Машинобудування і зварювальне виробництво

На рис. 6 наведено приклад розшифровки отриманих форм мастильного шару (розподіл товщини мастильної плівки по колу) при навантаженнях, які послідовно збільшуються.

По осі абсцис відкладений кут в градусах по колу зубчастого колеса, який відміряють від першого зуба зазначеного на колесі, по осі ординат – товщина мастильного шару в мікронах.

Аналізуючи рис. 6, зауважимо, що зі збільшенням навантаження, як і впливає з теорії, істотно зменшується товщина мастильного шару. У вхідній і центральній частинах області тертя по висоті зуба, форми зазору при зміні навантаження змінюються закономірно.

На вихідній частини області тертя форми зазору змінюються хаотично. Цей факт пояснюється обривом суцільного мастильного шару на виході з області тертя.

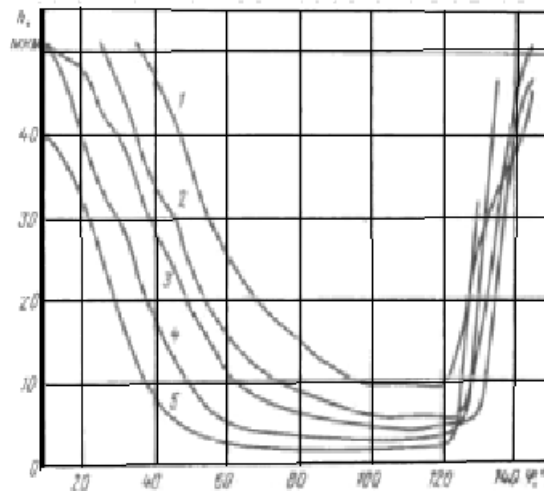


Рисунок 6 – Графік зміни товщини мастильного шару зі збільшенням навантаження Р1
1 – 1000 кгс; 2 – 1500 кгс; 3 – 2000 кгс; 4 – 2500 кгс; 5 – 3000 кгс

На цій ділянці замість суцільного мастильного шару є суміш масла з повітрям, діелектрична постійна якого різко відрізняється від діелектричної постійної масла (значно менше). У процесі розшифровки користуємося тарувальною кривою, отриманою при повному заповненні зазору маслом, отже, значно перебільшуємо дійсну величину зазору. В результаті отримуємо криву, яка круто піднімається, що не відповідає дійсному зазору (більш пологій кривій).

Крім того, як показали дослідження, в місці обриву суцільного мастильного шару має місце нестале струменеве протікання рідини між окремими повітряними «мішками». Тому неможливо виміряти зазор між поверхнями, що труться за межами області тертя – в зоні, де має місце обрив мастильного шару. Отримані ж фіктивні ділянки кривих мають погану повторюваність, значну помилку і не використовуються для побудови істинної форми зазору.

Таким чином, можна не тільки визначати форму мастильного шару, а й експериментально перевіряти розташування обриву мастильної плівки.

В повній відповідності з теорією форма зазору складається з двох ділянок. Одна з цих ділянок – ділянка великої деформації – має майже прямолінійну форму і дуже слабкий нахил до осі абсцис. Інша ділянка (вхідна) являє собою гілку квадратичної параболи. Зі збільшенням навантаження ділянка великої деформації подовжується і зменшується його нахил до осі абсцис.

Машинобудування і зварювальне виробництво

Саме ця обставина призводить до різкого зростання несучої здатності зубчастих коліс. Зауважимо також, що з ростом навантаження межа між цими двома ділянками проявляється все більш виразно.

Для того щоб виключити випадкові похибки і перевірити повторюваність результатів випробування, всі розшифровки вимірювань товщини мастильного шару були згруповані за величиною навантаження, що діє на зубчасту пару. На рис. 7–12 показані всі розшифровки форм зазору при діючих навантаженнях на зубчасті колеса, що зачіпляються. Циліндричні навантаження $P_H = 1000, 1500, 2000, 2500$ і 3000 кгс у прямому напрямку обертання.

Звертає на себе увагу повторюваність результатів випробувань і порівняно малий розкид експериментальних кривих. Особливо малий розкид при великих навантаженнях (рис. 7 і 8). Як правило, криві близько розташовані один до одної. У зоні малої товщини всі криві відрізняються одна від одної не більше ніж на $0,5\text{--}0,7$ мкм.

Порівнюючи криві форм зазору при реверсі і прямому обертанні, можна помітити їх малу відмінність. Отже, форма зазору визначається в основному не похибками виготовлення, а контактними і гідродинамічними явищами в зубчастому зачепленні.

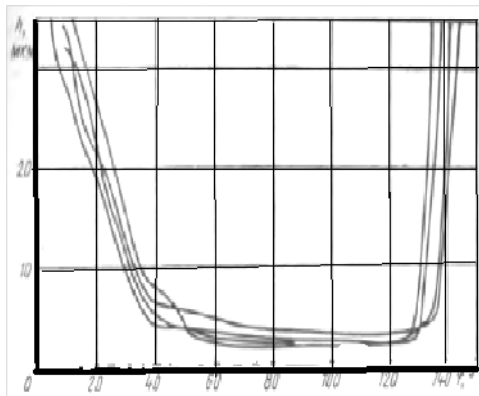


Рисунок 7 – Форма зазору при $P_1=3000$ кгс

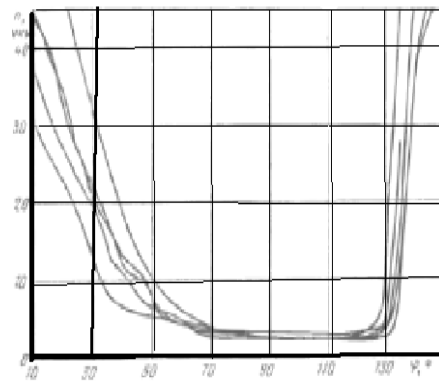


Рисунок 8 – Форма зазору при $P_1=2500$ кгс

Аналізуючи проведені експерименти, зауважимо, що загальні похибки виміряних товщин мастильного шару складаються з похибки експерименту і похибок розшифровки. При цьому похибки розшифровки носять випадковий характер і, як правило, не перевищують $0,5$ мкм.

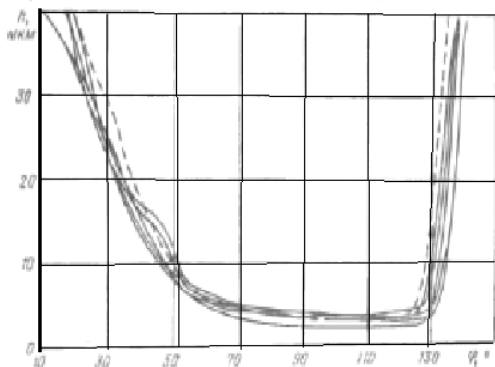


Рисунок 9 – Форма зазору при $P_1=2000$ кгс

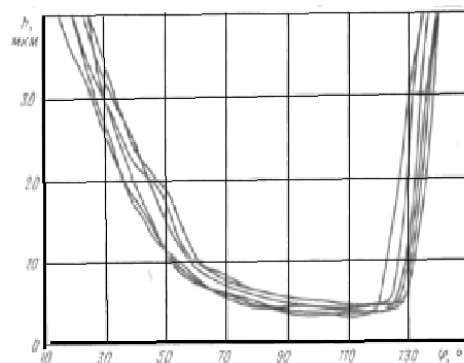


Рисунок 10 – Форма зазору при $P_1=1500$ кгс

Режим доступу: <http://sap.pstu.edu>

Машинобудування і зварювальне виробництво

Похибки ж експерименту мають різну величину залежно від того, на якій ділянці, по висоті зуба, зубчастого зачеплення відбувається вимір.

З метою контролю проведені експерименти при обертанні в зворотному напрямку (реверсі). На рис. 12 показані форми зазору при реверсі і $P_1=2000$ Н.

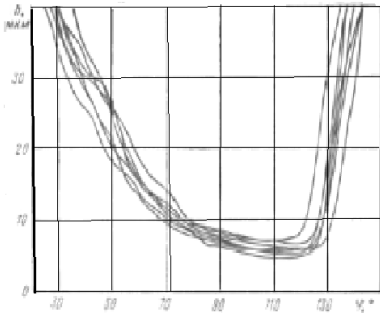


Рисунок 11 – Форма зазору при $P_г = 1000$ кгс

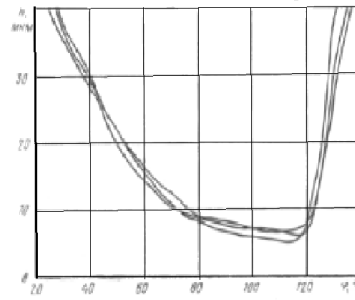


Рисунок 12 – Форма зазору при реверсі $P_1=2000$ кгс

Помічено, що при вимірюванні малої товщини похибки вимірювання малі. З ростом вимірюваної величини похибки різко збільшуються. Зокрема, в зоні найменших товщин мастильного шару похибки вимірювання менше 0,5 мкм. У зоні великої товщини мастильного шару похибки становлять кілька мікронів.

Можливі наступні причини похибок вимірювання.

Складова пружної деформації досить велика і може спотворити результати, якщо буде різна швидкість деформації і різна витримка за часом на кожному режимі навантаження.

В процесі проведення випробувань температура масла на вході дещо коливалася. Це призвело до деякого розкиду результатів.

Характеристика електронного приладу для вимірювання товщини змащувального шару така, що максимальна точність забезпечується при малих товщинах. Похибка при вимірюванні великої товщини значно перевищує похибки при малих товщинах.

Для забезпечення макрогеометрії зубчастих коліс також випробовувалися зразки, які мають хвилясту поверхню. Відповідні криві розшифровок форм зазорів мають хвилястий характер.

Зауважимо, що при неякісному контакті елементів струмознімача виникають відхилення, які співмірні з похибкою вимірювання.

Експериментальні дослідження реологічних властивостей неньютонівського стану рідини зубчастих передач важкотокарних верстатів. Залежно від природи і концентрації згущувача реологічні властивості мастил можуть змінюватися в широких межах. Більшість з них має межу плинності і відноситься до пластичних тіл, але виготовляються також рідкі малозагущені мастила. Часто ототожнюють консистентні мастила з пластичними і розглядають здатність зберігати свою форму при кімнатній температурі в якості характерної ознаки. Основною класифікаційною ознакою, що визначає консистенцію мастила, є наявність аномальної в'язкості, обумовленої структуроутворенням загущувача. Така ознака охоплює пластичні і рідкі (псевдопластичні рідини) мастила [2, 3, 9].

Залежно від характеру застосування консистентні мастила діляться на наступні п'ять груп 1) антифрикційні, що знижують тертя і знос; 2) протекційні (запобіжні), що захищають поверхню металу від корозії; 3) фрикційні, що запобігають ковзанню; 4) ущільнювальні (герметизуючі) і 5) диспергуючі, що полегшують обробку і прироблення поверхонь.

Режим доступу: <http://sap.pstu.edu>

Реологічні властивості визначають експлуатаційні якості і область застосування усіх мастил; лише для диспергуючих мастильно-охолоджуючих рідин вони мають другорядне значення. Переважна більшість мастил відноситься до перших двох груп.

Антифрикційні мастила застосовують для змащення важко-навантажених і тихохідних деталей, що труться, нагрітих поверхонь, на яких мінеральне масло не утримується внаслідок високої температури, і в тих випадках, коли необхідно захистити поверхні тертя від корозії і абразивного зносу в запиленому і вологому повітрі. Залежно від умов експлуатації консистентні мастила можуть піддаватися усім основним видами деформацій. Однак співвідношення між параметрами механічних властивостей і поведінкою мастил в експлуатації ще мало досліджене; в даний час навіть не існує спеціальних методів для дослідження чистого розтягування і стиснення мастил. З цієї причини значення окремих механічних властивостей може оцінюватися тільки якісно.

При змащуванні твердих поверхонь, які ковзають, антифрикційні мастила, як і мастила, замінюють сухе тертя металу своїм внутрішнім тертям. Гідродинамічна теорія змащення, розроблена для рідких мастильних матеріалів, непридатна до консистентних мастил, так як вони не є рідинами.

Межа плинності консистентних мастил призводить до того, що їх вплив на статичне тертя істотно відрізняється від впливу на динамічне тертя. Тангенціальне зрушення твердої поверхні, змащеною змазкою, що починається при навантаженнях, які перевищують максимальне напруження зсуву мастила. Втім можливий зсув з дуже малою швидкістю і нижче цієї точки, але він не має практичного значення в змащувальному справі.

Проведені дослідження тертя сталі по сталі, змащеній найбільш простою змазкою – мінеральним маслом, загущеного церезином, показують, що при малих нормальних навантаженнях коефіцієнт статичного тертя в першу чергу залежить від граничної напруги зсуву, а при великих навантаженнях – від залишкової в'язкості мастила. Максимальне напруження зсуву позначається на коефіцієнті динамічного тертя тільки при малій швидкості зсуву, в той час як збільшення залишкової в'язкості призводить до підвищення тертя при всіх швидкостях.

Високе статичне тертя консистентних мастил може створювати значні труднощі при запуску машин. З цієї причини в багатьох випадках користуються мастилами з якомога меншою межею плинності, наприклад, для коробок швидкостей і диференціалів автомобілів, для механізмів, що приводяться в рух малопотужними двигунами тощо.

Здатність мастила забезпечувати динамічне тертя, що залежить від в'язкості, а не від межі текучості, є дуже великою їхньою перевагою. У рухомих механізмах вони працюють як звичайні мастила, а при зупинках внаслідок межі текучості не стікає і не витискаються з зазору між поверхнями, що труться.

Щоб мастила зберігалися на поверхні тертя після роботи під високими навантаженнями, вони повинні мати високий опір нормальним навантаженням або малим часом відновлення опору деформації. Останнє визначає експлуатаційне значення тиксотропії мастил.

У консистентних мастил не вдається встановити таку виразну залежність тертя і зносу змащених поверхонь від реологічних властивостей мастил, як у мінеральних масел. Для запобігання задирів мастила, що працюють в умовах високих навантажень, повинні мати високу залишкову в'язкість, для чого доцільно готувати їх з важких масел.

До змащень, що застосовуються для шестерень, черв'яків і деяких інших деталей, практика ставить вимогу розтягуватися між поверхнями, які взаємно змінюються. При деформації таких мастил напруга витрачається не тільки на зрушення, а й на розтягнення,

тому вони обумовлюють більш високе тертя, ніж гладкі мастила, що не розтягуються. Розтягуються мастила не придатні для деталей, до яких включені невеликі зсувні зусилля.

Залежність реологічних властивостей антифрикційних мастил від температури має істотне значення для їх застосування. Як правило, потрібно, щоб мастила зберігали можливо більш постійну консистенцію у всьому інтервалі робочих температур, тобто мали б полого температурну криву в'язкості і граничного напруження зсуву. У більшості випадків на практиці температура краплепадіння мастил вище інтервалу робочих температур. Мастила, що працюють при температурах, близьких до температури краплепадіння або навіть вище за неї, виготовляються з можливо більш в'язких масел. На противагу цьому мастила, що працюють при низьких температурах, виготовляються з малов'язких масел, для того щоб вони мали не надто високі граничні напруження зсуву і в'язкість.

Важливою експлуатаційною властивістю мастил є стабільність опору деформації під навантаженням в часі і відсутність тіксолабільності.

При зачепленні зубчастих коліс відбувається змішане тертя кочення-ковзання з утворенням неньютонівського стану робочої рідини при переході в пружно-нестисливий стан. Неньютонівські властивості рідини визначаються відповідними умовами експерименту, і в різних точках однієї і тієї ж зони контакту мастило може перебувати в ньютонівському і неньютонівському станах. При дослідженні контакту і малій швидкості деформації частинки масла були невеликими, але в зв'язку з великою швидкістю кочення час її проходження через зону контакту було порівняно з часом релаксації.

Далі описано експериментальне дослідження залежності в'язкопружних властивостей масел від тиску і температури, проведене з використанням вібраційного методу (при цьому деформації частинки масла дуже малі). Як датчики застосовувалися п'єзоелектричні кварцові крутильно-хиткі циліндри (електромеханічні перетворювачі). Зсувні коливання в рідині порушуються поверхнею кварцового циліндра, що здійснює круговий рух по гармонійному закону [2, 5, 8].

При таких режимах деформування властивості рідин характеризуються комплексним модулем пружності G :

$$G = \frac{i\omega M}{1+i\omega t_{\text{рел}}} = G(\omega) + iG_N = G \frac{\omega^2 t_{\text{рел}}^2}{1+\omega^2 t_{\text{рел}}^2} + i\omega \frac{\mu}{1+\omega^2 t_{\text{рел}}^2}, \quad (7)$$

де $ReG = G \frac{\omega^2 t_{\text{рел}}^2}{1+\omega^2 t_{\text{рел}}^2}$ – динамічний модуль пружності;

$\frac{1}{\omega} J_m G = \frac{GN}{\omega} = \frac{\mu}{1+\omega^2 t_{\text{рел}}^2}$ – динамічна в'язкість;

G – статичний модуль пружності;

μ – статична в'язкість;

GN – уявний модуль, обумовлений в'язкісними властивостями матеріалу;

ω – кругова частота деформації;

$t_{\text{рел}}$ – час релаксації.

При зануренні в досліджувану середу кварцовий резонатор навантажується комплексним опором Z_m в'язкопружного демпфірування з боку рідини, що призводить до зміни його електромеханічних параметрів.

Теоретичним підґрунтям для визначення в'язкопружних властивостей рідин вібраційним методом є встановлений функціональний зв'язок комплексного опору рідини Z_m з комплексним модулем пружності:

Машинобудування і зварювальне виробництво

$$Z_m = R_m + iX_m = \sqrt{\rho G} = \sqrt{\frac{\omega \rho \mu(\omega)}{2}} \left(\frac{1}{s} + iS \right), \quad (8)$$

де $s = \left(\sqrt{1 + \omega^2 t_{\text{рел}}^2} - \omega t_{\text{рел}} \right)^{\frac{1}{2}}$ – коефіцієнт, що характеризує ступінь неньютонівського стану робочої рідини.

Складова комплексного опору в'язкопружного демпфірування R_m визначає активні електричні втрати кварцового резонатора, що викликаються в'язкістю рідини. Ця складова призводить до зміни активного опору резонатора і його декременту загасання.

Реактивна складова в'язкопружного демпфірування X_t обумовлена наявністю пружності рідини і приєднаною масою.

Вплив останньої на коливальні характеристики резонатора проявляється в зміні його власної частоти.

Отже, зміна складових в'язкопружного демпфірування або, що одне і те ж, зміна декременту загасання і власної частоти резонатора в порівнянні з вакуумом є достатньою умовою для визначення в'язкопружних властивостей рідин вібраційним методом. Цей метод дослідження розроблений і здійснений Б.П. Дьяченко. Для вимірювання в'язкопружних характеристик рідин був розроблений вібраційний вискозиметр (рис. 13, а). Цей прилад дозволяє вимірювати декремент загасання і частоту вільних коливань. Вібраційний вискозиметр складається з датчика, генератора радіоімпульсного збудження і електронно-рахункового пристрою для вимірювання частоти вільних коливань. Датчик для вимірювання в'язкопружних властивостей рідин показаний на рис. 13, б.

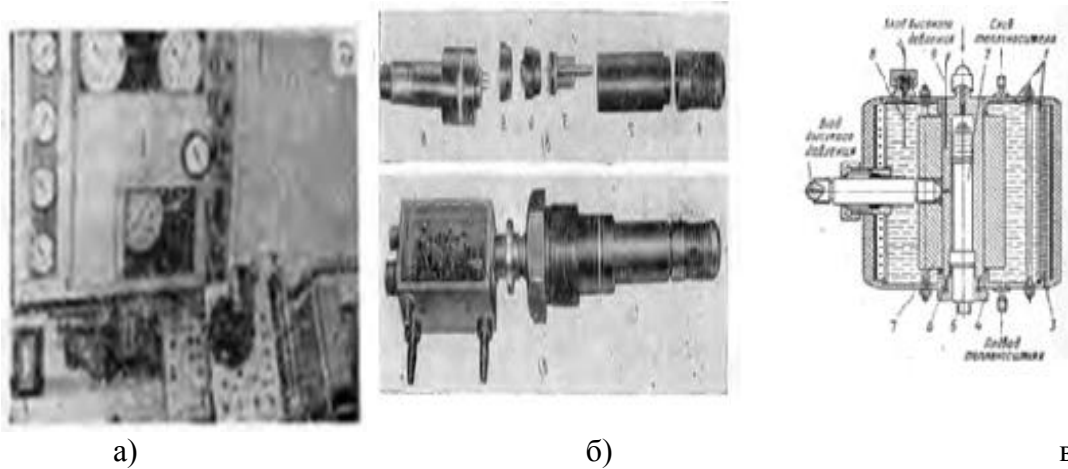
Випробувана рідина заливається в контейнер датчика 2. Гідростатичний тиск робочої рідини (кремній – органічна рідина ПМС-100) на випробувану передається за допомогою сильфонного роздільника 1. Як чутливий елемент датчика використовується кварцовий крутильно-коливальний резонатор 3 (рис. 13, б).

Установка для дослідження реологічних властивостей рідини складається з (рис. 13): а – загальний вигляд установки; б – датчик для вимірювання в'язкопружних властивостей рідин і розібраному вигляді; 1 – гільфонний роздільник; 2 – контейнер для випробуваної рідини; 3 – кварцовий резонатор; 4 – розділовий токіппод з ущільненням; 5 – підтискна гайка, в – токоввод високого тиску а – датчик для вимірювання в'язкопружних властивостей рідин з виносним блоком контактів повторювача; г – схема камери високого тиску; 1 – корпус термостата; 1 – датчик для вимірювання в'язкопружних властивостей рідин; 3 – кільцевий чотирьохсекційний нагрівач; 4 – підтискна гайка; 5 – токоввод високого тиску; 6 – пакет ущільнення; 7 – циліндр високого тиску; в – термопара контролю температури теплоносія; 9 – термопара контролю температури.

Установка високого тиску (до 10 000 кгс/см²) складається з насоса високого тиску (робочий тиск 1000 кгс/см²), гідравлічного мультиплікатора, вимірювальної камери високого тиску (рис. 13, в) із зовнішнім обігрівом і вентилів управління.

Камера розрахована на робочий тиск 10 000 кгс/см² і має робочий об'єм 280 см³ (0 40 мм х 221 мм). Конструктивно камера високого тиску виконана у вигляді двох скріплених циліндрів, поміщених в рідинний термостат.

За допомогою термостата циліндр високого тиску може бути нагрітий до температури 200°C. У всьому зазначеному діапазоні температур точність температури, що витримується, може бути забезпечена при регулюванні температури контактним термометром в межах $\pm 0,2^\circ\text{C}$, при регулюванні радіоізотопним регулятором типу РТ-2 в межах $\pm 1^\circ\text{C}$.



а) Рисунок 13 – Установка для дослідження реологічних властивостей рідини
 б) – датчик для вимірювання в'язкопружних властивостей рідин і розібраному вигляді; в) – із зовнішнім обігрівом і вентилів управління

Термостат обігрівается за допомогою чотирьох електронагрівачів, розрахованих на напругу 36 В кожен. Спіралі нагрівачів рівномірно розподілені по всій поверхні обичайки термостата. Живлення електронагрівачів через систему автоматики здійснюється від трансформаторів типу С-637. Включення чотирьох нагрівачів передбачено для форсованого розігріву камери високого тиску. Після досягнення необхідної температури, вимірюваної термопарою контролю температури теплоносія або контрольованої контактним термометром, електрична схема термостата автоматично підтримує задану температуру експерименту.

Для того щоб система регулювання температури була малоінерційною і для забезпечення вимушеної конвекції теплоносія, передбачені примусове відключення оператором частини нагрівачів і прокачування теплоносія з більш низькою температурою, ніж у випробуваної рідини, від зовнішнього термостата типу ТС-24. В якості теплоносія використовується кремній – органічна рідина ПЕС-5ГОСТ 13004–67.

Температура, яка підтримується під час експерименту, контролюється диференціальною термопарою контролю досліджуваного середовища, підключеного до затискачів низькоомного потенціометру типу ППТН-1.

Легко показати, що отримані в цьому розділі реологічні характеристики рідини можна використовувати для контактної-гідродинамічного розрахунку при ізотермічному і неізотермічному режимах роботи.

Практика експлуатації і розрахунки показали, що в процесі нормальної роботи між евольвентними поверхнями виникає пружно-нестисливий мастильний шар, тобто рідинне тертя. Тому розрахунок товщини мастильного шару визначається контактною гідродинамікою.

На рис. 14 показана зубчата пара з гідрокишеннями.

Основним фактором, що визначає працездатність і допустиме навантаження циліндричних коліс, є товщина шару мастила між поверхнями, які контактують. Тому були проведені безпосередні її вимірювання при різних навантаженнях, окружних швидкостях 1-15 м/с, різних температурах масла $T = 40-80^{\circ}\text{C}$.

Дослідження проводилися на зубчастих парах на стенді (рис. 3). Крутний момент на вихідному валу 2000 Нм. Товщина шару мастила вимірювалася методом вольтметра-

амперметра (рис. 2). Для вимірювання об'ємної температури масла застосовували термометр біметалічний ТБ-63.

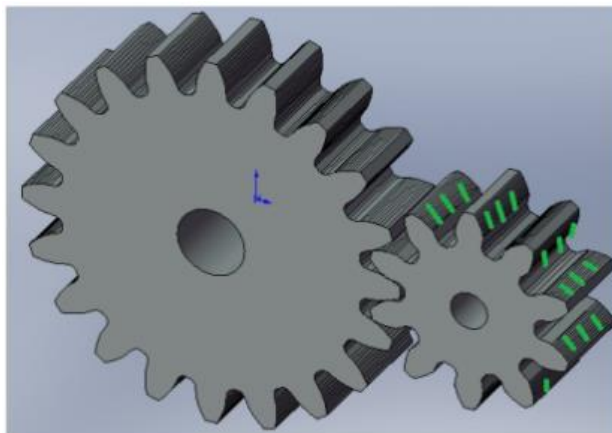


Рисунок 14 – Циліндрична зубчаста передача з гідрокишенею на провідній шестерні

Сумарна похибка виміру товщини шару мастила не перевищувала 1,5 мкм, а похибка вимірювання температури не перевищувала 1 С.

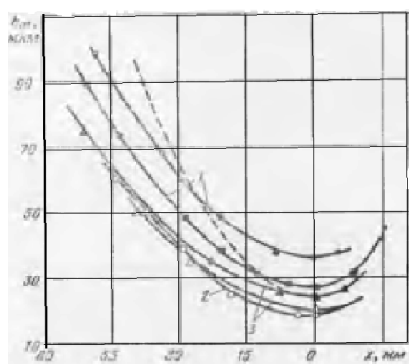


Рисунок 15 – Результати виміру товщини шару мастила

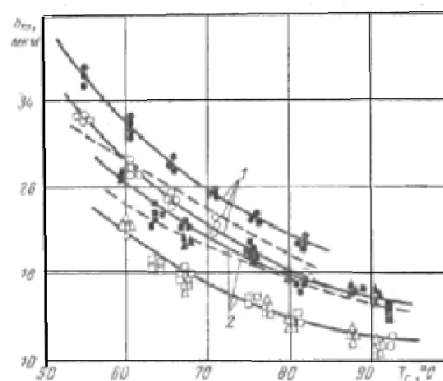


Рисунок 16 – Вплив об'ємної температури масла T_g на h

Зняті при випробуванні ємнісні показники за допомогою тарувальних графіків, були побудовані залежності, що характеризують розподіл товщини мастильного шару по зоні контакту – формі зазору (рис. 15) і дозволяють визначити мінімальну товщину мастильного шару. За отриманими даними були побудовані залежності мінімальної товщини мастильного шару від об'ємної температури масла T_g (рис. 16), (рис. 17) і окружної швидкості

При проведенні експериментів була отримана гарна повторюваність результатів. Практично збіглися дані вимірів, які були таровані для різних діапазонів вимірювань (рис. 16).

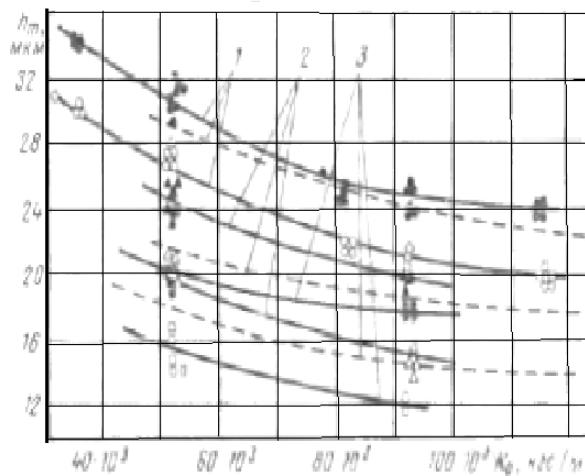


Рисунок 17 – Вплив навантаження на h_t

Порівняння результатів, зображених на рис. 16, 17 показує, що об'ємна температура масла T_g найістотніше впливає на товщину мастильного шару. Забезпечивши достатнє охолодження масла, можна тим самим підвищити навантажувальну здатність циліндричної зубчастої передачі.

ВИСНОВКИ

Розроблено непрямий метод виміру товщини масляного шару в залежності від ємності конденсатора у вигляді циліндричних зубчастих коліс, що зачіпляються, при наявності гарантованого зазору, який утворюється при переході масла з ньютонівського в неньютонівський стан і виконує роль електроліту конденсатора.

Для визначення товщини масляного шару циліндричних зубчастих коліс, що зачіпляються, шляхом заміру ємності конденсатора розроблений стенд тарування показників товщини масляного шару в залежності від ємності конденсатора.

Удосконалена принципова електрична схема для тарування і безпосереднього проведення експериментів.

Проведено експерименти, що підтверджують наявність стабільного масляного зазору при неньютонівському стані робочої рідини.

Встановлена наявність постійної товщини масляного шару і передача крутного моменту циліндричних зубчастих коліс, що зачіпляються, без безпосереднього контакту евольвентних поверхонь дозволяє гарантувати формування апроксимованої евольвенти методом адаптації, що дає можливість використовувати швидкісні зубчасті передачі з заміною високого ступеня точності (5, 6, 7 ГОСТ 1643-81) на ступені точності 8, 9, 10 ГОСТ 1643-81 без застосування зубошліфування.

Для зубчастих коліс 8, 9, 10 ГОСТ 1643-81 ступеня точності зубошліфування можливо замінити на лезову обробку.

Перелік використаних джерел:

1. Исследование гидродинамических свойств высокоскоростных тяжело нагруженных зубчатых цилиндрических передач тяжелых токарных станков / В. Д. Ковалев., А. А. Клочко, Д. А. Кравченко, Е. Н. Киреев // Надежность инструмента и

оптимизация технологических систем : сб. науч. тр. / ДГМА. – Краматорск, 2012. – Вып. 31. – С. 79–93.

2. *Шелковой, А. Н.* Впервые в мировой практике. Зубчатые передачи с эффектом неньютоновского состояния рабочей жидкости / *А. Н. Шелковой, А. А. Клочко, Е. В. Басова* // Вісник НТУ «ХПІ». Серія : Технології в машинобудуванні. – Харків, 2016. – № 5 (1177). – С. 104–109. – Бібліогр.: 6 назв.

3. Магнитожидкостные смазки высокоскоростных зубчатых колес с эффектом избирательного переноса / *В. Д. Ковалев, Е. В. Мироненко, А. А. Клочко, Д. А. Кравченко* // Качество, стандартизация, контроль, теория и практика : материалы 14 Междунар. научно-практ. конф. (Одесса, 23–26 сентября 2014 г.). – Киев, 2014. – С. 57–59.

4. Контактно-гидродинамическая проблема высокоскоростных цилиндрических зубчатых передач тяжелых токарных станков / *В. Д. Ковалев, А. Н. Шелковой, А. А. Клочко, Д. А. Кравченко, А. Н. Кравцов* // Прогресивні технології в машинобудуванні : тези доп. III Всеукр. науково-техн. конф. (Львів, 2–6 лютого 2015 р.) / Нац. ун-т «Львівська політехніка». – Львів, 2015. – С. 56.

5. Линеаризация изотермической стационарной задачи смазывающих жидкостей высокоскоростных, тяжело нагруженных зубчатых передач тяжелых токарных станков с ЧПУ / *В. Д. Ковалев, Е. В. Мироненко, А. А. Клочко, Е. В. Басова, Д. А. Кравченко* // Надежность инструмента и оптимизация технологических систем : сб. науч. тр. / ДГМА. – Краматорск, 2015. – Вып. 36. – С. 45–57.

6. Изотермическая стационарная задача смазывающих жидкостей высокоскоростных, тяжело нагруженных зубчатых передач / *В. Д. Ковалев, Ю. В. Тимофеев, А. А. Клочко, Д. А. Кравченко* // Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку : матеріали тринадцятої Міжнар. науково-техн. конф. (Краматорськ, 2–4 червня 2015 р.) / ДДМА. – Краматорськ, 2015. – С. 44.

7. Гидродинамический эффект смазки цилиндрических зубчатых передач тяжелых токарных станков / *В. Д. Ковалев, Е. В. Мироненко, А. А. Клочко, А. Н. Кравцов, Д. А. Кравченко* // Проблемы проектирования и автоматизации в машиностроении – 2015 : сб. науч. тр. – Ирбит, 2015. – С. 105–119. – (Серия : Проектирование и применение режущего инструмента в машиностроении)

8. Повышение эффективности гидродинамических свойств высокоскоростных тяжело-нагруженных зубчатых цилиндрических передач / *В. Д. Ковалев, А. А. Клочко, Д. А. Кравченко, Т. В. Терещенко* // Фізичні та комп'ютерні технології : тр. 22 Міжнар. науково-практ. конф. (Харків, 7–9 грудня 2016 р.). – Дніпро, 2016. – С. 49–51.

9. *Клочко, А. А.* Гидродинамические процессы смазки цилиндрических зубчатых передач с неньютоновским состоянием жидкости / *А. А. Клочко, Т. В. Терещенко* // Розвиток прикладної науки, освіти та студентського самоврядування на Буковині : матеріали Всеукр. наук. конф. (Чернівці, 26–27 травня 2017 р.). – Харків, 2017. – С. 40–42.

10. Technology of restoration of large gear boxes / *V. D. Kovalev [et al.]* // Modern trends in metalworking. – SaTCIP Publisher Ltd., 2018. – Vol. 1 : Vrnjačka Banja. – P. 43–63.

Клочко А. А., Рассохин Д. А., Перминов Е. В., Хорошайло В. В., Кравченко Д. А.

ИССЛЕДОВАНИЕ ТОЛЩИНЫ МАСЛЯНОГО СЛОЯ ДЛЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НЕНЬЮТОНОВСКОЙ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ ПРИ КОНТАКТИРОВАНИИ КАЖДОГО ЗУБА ВЕДУЩЕЙ ШЕСТЕРНИ С КАЖДЫМ ЗУБОМ ВЕДОМОГО КОЛЕСА В ОПРЕДЕЛЕННОЙ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТИ

В статье проведены исследования масел для сравнения теоретических и экспериментальных результатов при неньютоновском состоянии рабочей жидкости и определены их реологические характеристики, способы измерений толщины смазочного слоя для зубчатых передач с неньютоновской рабочей жидкостью при контактировании каждого зуба ведущей шестерни с каждым зубом ведомого колеса в определенной последовательности. Выполнены эксперименты, подтверждающие стабильность масляного зазора при неньютоновском состоянии рабочей жидкости. Установлено, наличие постоянной толщины масляного слоя и передача крутящего момента цилиндрических зубчатых колес, которые находятся в зацеплении, без непосредственного контакта эвольвентных поверхностей позволяет гарантировать формирование аппроксимируемой эвольвенты методом адаптации, что позволяет использовать скоростные зубчатые передачи с заменой высокой степени точности (5, 6, 7 ГОСТ 1643-81) в степени точности 8, 9, 10 ГОСТ 1643-81 без применения зубошлифования.

Ключевые слова: смазки, неньютоновское состояние, рабочая жидкость, реологические характеристики, толщина смазочного слоя, зубчатые передачи, аппроксимируемая эвольвента.

Klochko A. A., Rassokhin D. A., Perminov Y. V., Khoroshailo V. V., Kravchenko D. A.

INVESTIGATION OF THE MASTLE BALL EQUIPMENT FOR HANDLE TRANSMISSION WITH NENYUTON'S WORKING LIQUIDE FOR CONTACTING EVERYDAY SOUNDS OF THE WEDDING SQUEEGE WITH THE EVERY MOVE OF THE ROLLED WHEEL IN THE FIRST SEQUENCE

The article studies the oils for comparing theoretical and experimental results for non-Newtonian state of the working fluid and their rheological characteristics, methods of measuring the thickness of the lubricant layer for gears with non-Newtonian working fluid when each tooth of the drive gear is contacted with each tooth of the driven wheel in a certain sequence. An indirect method has been developed for measuring the thickness of the oil layer depending on the capacitance of the capacitor in the form of cylindrical gears, engages when there is a guaranteed gap, which is formed when the oil passes from Newtonian to non-Newtonian and acts as a capacitor electrolyte.

To determine the thickness of the oil layer of cylindrical gears, it hooks on, by measuring the capacitance of the capacitor, a stand has been developed for calibrating the indicators of the thickness of the oil layer depending on the capacitance of the capacitor. Improved electrical circuit for calibration and directly conducting experiments. Experiments have been performed confirming the presence of a stable oil gap in the non-Newtonian state of the working fluid. Operating practices and calculations have shown that in the course of normal operation between the involute surfaces, a resilient-incompressible lubricating layer, that is, liquid friction, arises. Therefore, the calculation of the thickness of the lubricant layer is determined by the contact hydrodynamics.

The presence of a constant thickness of the oil layer and the transmission of the torque of the cylindrical gears is established; it engages, without direct contact of the involute surfaces, to guarantee the formation of an approximable involute by an adaptation method, which allows the use of high-speed gears with the replacement of a high degree of accuracy (5, 6, 7 GOST 1643-81) in the degree of accuracy 8, 9, 10 GOST 1643-81 without the use of gear grinding. For gears 8, 9, 10 GOST1643-81 degrees of precision gear grinding it is possible to replace blade processing.

Keywords: lubricants, non-Newtonian state, working liquid, rheological characteristics, thickness of the lubricating layer, gear transmissions, approximated evolvent.

Рецензент: проф., д-р техн. наук Хавін Г. Л.

Стаття поступила 23.01.2019 г.

УДК 621.914.6:621.833

Анділахай О. О., Ключко О. О., Камчатна-Степанова К. В., Старченко Є. П.

ТЕХНОЛОГІЧНІ ЗАСОБИ ОБРОБКИ КРУПНОГАБАРИТНИХ ЕВОЛЬВЕНТНИХ ШЛІЦЬОВИХ З'ЄДНАНЬ З МОДИФІКАЦІЄЮ ЗУБОРІЗНОГО ІНСТРУМЕНТУ

У статті приведені технологічні засоби що до попередньої обробки крупногабаритних евольвентних шліцьових з'єднань втулок та валів з модифікацією зуборізного інструменту, що дозволяє після попередньої обробки проводити чистову обробку тільки евольвентних поверхонь без западини зубів, що забезпечує точність, якість та продуктивність евольвентних шліцьових з'єднань (ЕШЗ) без припасування. Для забезпечення якості обробки та складання ЕШЗ розроблені технологічні засоби обробки крупногабаритних евольвентних шліцьових з'єднань з модифікацією зуборізного інструменту черв'ячної фрези для валів та зуборізного довбача для отворів валів. На основі модифікацій аналітичним шляхом визначаються їх різноманітні поєднання необхідні і можливі для кожного конкретного поєднання вихідних параметрів оброблюваної поверхні. Форма і розміри протуберанця зуборізного інструменту залежать від параметрів нарізаної поверхні.

Технологічні методи обробки крупногабаритних елементів шліцьових з'єднань шляхом впровадження прогресивних схем зубообробки та удосконаленого інструменту забезпечують підвищення продуктивності, точності та якості за рахунок з'єднань з модифікацією зуборізного інструменту черв'ячної фрези для валів та зуборізного довбача для отворів валів

Ключові слова: технологічні засоби, попередня обробка, крупногабаритні евольвентні шліцьові з'єднання, втулки, вали, модифікація зуборізного інструменту, западина зубів, точність, якість, продуктивність

Вступ. Для обробки зубів шліцьових з'єднань ГОСТ 6033-80 з центруванням по бічних поверхнях зубів (рис. 1) з піднутрінням під чистову обробку використовуються чорнові черв'ячні фрези і зуборізні довбачі без модифікацією головки зубів [1, 2, 3], що ускладнює чистову обробку з метою забезпечення точності та якості евольвентних шліцьових з'єднань (ЕШЗ) без припасування.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Елементи шліцьових з'єднань становлять значну частку продукції машинобудування серед великої різноманітності інших виробів. Та

Режим доступу: <http://sap.pstu.edu>