

ПЕРМЯКОВ Є. О., ФІНОГЕНОВ О. М.

СУЧАСНИЙ СТАН КОНТАКТУЮЧИХ ПОВЕРХОНЬ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС ГОЛОВНИХ ПРИВОДІВ ОЧИСНИХ КОМБАЙНІВ З УРАХУВАННЯМ КОНТАКТНО-ГІДРОДИНАМІЧНОЇ ТЕОРІЇ ЗМАЩУВАННЯ

Підвищення ефективності циліндричних зубчастих передач головних приводів очисних комбайнів шляхом застосування високошвидкісних зубчастих передач з демпфівальними властивостями забезпечують підвищення довговічності, зниження вібрації, шумових характеристик, підвищення навантажувальних здібностей і зниження зносу зубів. На базі глибокого аналізу існуючої теорії гідродинаміки і конструктивних особливостей експлуатації циліндричних зубчастих передач головних приводів очисних комбайнів, шляхом забезпечення демпфуючих властивостей циліндричних зубчастих коліс приводів передніх бабок за рахунок забезпечення параметрів шорсткості поверхневого шару гідродинамічних кишень важконавантажених зубчастих коліс, розроблені наукові напрямки конструктивного забезпечення підвищення надійності, зносостійкості, плавності зачеплення зубчастих передач при утворенні неньютонівського стану робочої рідини.

Ключові слова: зубчасті передачі, головні привода, очисні комбайни, демпфуючі властивості, підвищення довговічності, зниження вібрації, шумових характеристик, підвищення навантажувальних здібностей, зниження зносу зубів, теорія гідродинаміки і поверхневий шар, гідродинамічні кишени, неньютонівський стан робочої рідини.

PERMYAKOV E., FINOHENOV O.

CURRENT STATE OF CONTACTING SURFACES OF GEAR WHEELS OF MAIN DRIVES OF CLEANING COMBINES TAKING INTO ACCOUNT THE CONTACT-HYDRODYNAMIC THEORY OF LUBRICATION

Increasing the efficiency of cylindrical gears of the main drives of cleaning combines by using high-speed gears with damping properties provides increased durability, reduced vibration, noise characteristics, increased load-bearing capacity and reduced tooth wear. Based on a deep analysis of the existing theory of hydrodynamics and design features of the operation of cylindrical gears of the main drives of cleaning combines, by ensuring the damping properties of cylindrical gears of the headstock drives by ensuring the roughness parameters of the surface layer of the hydrodynamic pockets of heavily loaded gears, scientific directions for the design of increasing the reliability, wear resistance, and smoothness of gear engagement when a non-Newtonian state of the working fluid is formed have been developed.

Keywords: gears, main drives, cleaning combines, damping properties, increased durability, reduced vibration, noise characteristics, increased load capacity, reduced tooth wear, theory of hydrodynamics and surface layer, hydrodynamic pockets, non-Newtonian state of the working fluid.

Вступ. Найважливішою проблемою машинобудування на сучасному етапі є підвищення якості продукції, що випускається, в тому числі крупномодульних циліндричних передач прокатних станів, очисних комбайнів. Експлуатаційні характеристики яких (межа витривалості, зносостійкість, коефіцієнт тертя, контактна жорсткість, міцність, довговічність, вібраційні навантаження, шумові ефекти) характеризуються станом поверхневого шару зубчастих коліс, що визначаються технологією їх виготовлення. Одним з важливих напрямків застосування гідродинамічної теорії мастила є практичне використання розробок для головних приводів очисних комбайнів, що працюють на швидкостях ($v = 1-5$ м/с) і високих навантаженнях.

Дослідження у напрямку підвищення продуктивності зубообробки, водночас забезпечуючи задані параметри мікрогеометрії поверхні, які є критично важливими для експлуатаційних характеристик крупномодульних зубчастих коліс. Одним з важливих напрямків застосування гідродинамічної теорії мастила є практичне використання розробок для головних приводів очисних комбайнів.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Під час розрахунків основних деталей та вузлів комбайну на міцність та витривалість було необхідно прийняти до уваги, що вугледобувна техніка працює в особливо тяжких умовах. Це підвищені температури, широкий спектр ударних навантажень та вкрай висока запиленість. При цьому потрібно забезпечити високу довговічність зубчастих передач та підшипників – не менше 15000 год. При вирішенні контактної-гідродинамічної задачі для різних циліндричних зубчастих передач очисних комбайнів, які забезпечують надійність процесів обробки, розглянуті контактні взаємодії і зміщення циліндричних зубчастих коліс під дією сил тиску, що виникають і змащувальному шарі.

Одним з важливих напрямків застосування гідродинамічної теорії мастила є практичне використання розробок для головних приводів очисних комбайнів, що працюють на високих швидкостях ($v = 3-5$ м/с) і високих навантаженнях.

Очисний комбайн УКД200-500 (рис.1) є універсальною машиною яка може працювати у складі множини очисних комплексів. На рис. 2 показаний очисний комплекс 09МДН у складі кріпи 09ДТ, комбайну УКД200-500, конвеєра СП251.

Під час розрахунків основних деталей та вузлів комбайну на міцність та витривалість було необхідно прийняти до уваги, що вугледобувна техніка працює в особливо тяжких умовах. Це підвищені температури, широкий спектр ударних навантажень та вкрай висока запиленість. При цьому потрібно забезпечити високу довговічність зубчастих передач та підшипників – не менше 15000 год.



Рис. 1 – Очисний комбайн УКД200-500

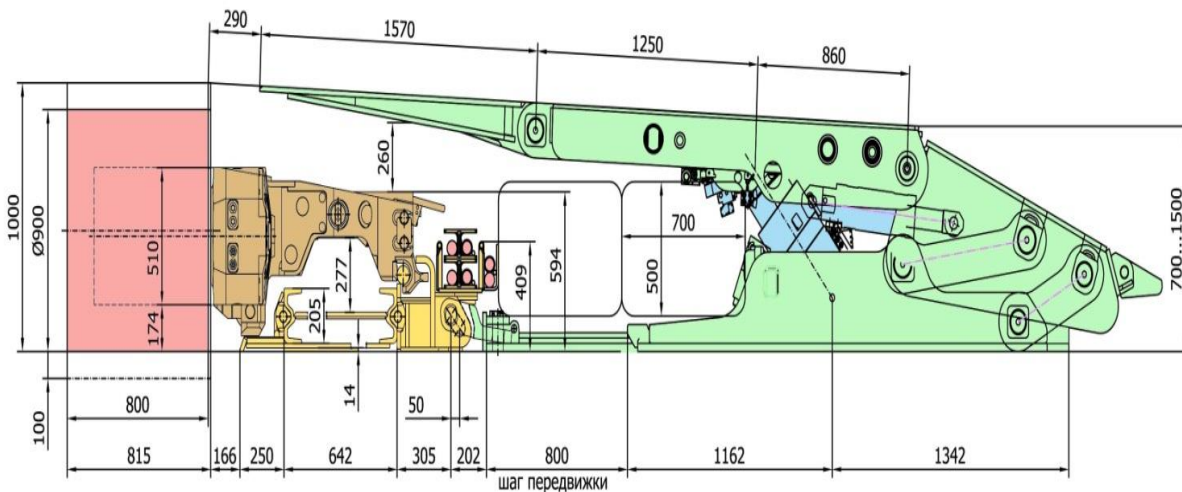


Рис. 2 – Ув'язування комбайна УКД200-500 з кріплею 09ДТ та конвеєром СП251

Основні технічні та експлуатаційні особливості комбайна УКД200-500:

- підвищення енергоозброєності приводу різання до 500 кВт;
- повна уніфікація редукторів різання (без лівого/правого виконання);
- можливість демонтажу електродвигунів без розстикування комбайна;
- полегшено складання/розбирання основних вузлів комбайна;
- забезпечена вписуваність комбайна при потужності пласта 0,85 м на пластах з неспокійною гіпсометрією;
- застосування комбайна на вугіллі з опірністю різання до 480 кН/м;
- можливість відпрацювання лав довжиною до 300 м;

Основні конструктивні особливості комбайна УКД200-500:

- розташування корпусу комбайна в уступі вибої шахти;
- адаптована до верхняків кріплення конструкція порталу;
- розрахункова довговічність силових елементів редукторної групи 15000 годин;
- можливість застосування винесеної системи подачі з тяговим зусиллям 300 кН;
- ріжучі частини комбайна обладнані індикаторами рівня мастила, розташовані із завального боку;
- застосована вдосконалена система заправки комбайна мастильними матеріалами, що виключає попадання в редуктори абразивних частинок;
- оснащення шнеків системою пилоподавлення із захистом від фрикційного іскріння.

- гідросистема з водяним охолодженням та можливістю встановлення різних типів насосів за бажанням замовника.

При вирішенні контактної-гідродинамічної задачі для різних циліндричних зубчастих передач очисних комбайнів, які забезпечують надійність процесів обробки, розглянуті контактні взаємодії і зміщення циліндричних зубчастих коліс під дією сил тиску, що виникають і змащувальному шарі.

Фахівці в галузі граничного тертя стверджували, що рідинне тертя можливо лише при товщині мастильного шару, що перевищує 0,05–0,1 мкм, проте в результаті нового дослідження в'язкості рідин в тонких шарах прийшли до висновку [1, 8], що в більшості випадків об'ємна в'язкість рідини зберігається до товщини шару порядку 200 Å (0,02 мкм). У нижчих шарах в'язкість і залежно від хімічної природи рідини може мати значення більше або менше об'ємної. Нарешті, в шарі менше 20–30 Å в'язкість, як правило, має аномально низьке значення (10% від об'ємної). У деяких випадках значення об'ємної в'язкості зберігалось аж до 20–30 Å (0,002–0,003 мкм).

У дискусії з обговорення проблем використання методів реології в області мастила А. Дайсон [2, 6, 8, 9] повідомив про свої експериментальні результати, які доводять можливість застосування гідродинаміки для мастильних шарів аж до 150 Å (0,015 мкм).

У роботі А. Камерон, В. Уїнер (США) і Ф. Вестлейк (Англія) показали, що при товщині мастильного шару до 0,015–0,02 мкм змащування можна вважати чисто контактної-гідродинамічним. Разом з тим раніше А. Камерон також вважав, що граничне тертя може мати місце при товщині мастильного шару близько 0,1 мкм. Д. Тейбор на тій же конференції стверджував, що для хімічно активних мастил граничне тертя матиме місце при товщині плівки менше 0,005 мкм. Зрозуміло, ці висновки отримані тільки при дуже високій шорсткості контактуючих поверхонь.

Таким чином, можна вважати достатньо доведеною можливість застосування контактної гідродинаміки для високошвидкісних зубчастих передач, і в даний час необхідні вже не нові докази наявності мастильного шару, а розробка загальної теорії та методів розрахунку, придатних для аналізу роботи деталей при великих і малих швидкостях руху, навантажень і радіусів кривизни поверхонь, що труться.

Першу спробу застосувати гідродинамічну теорію змащування для розрахунку циліндричних поверхонь з великою різницею радіусів зробив Г.М. Мартін. Пізніше цим же завданням займався А.М. Ертель, [1, 2, 35], Пеплер та ін.. Їх роботи були засновані на так званій класичній гідродинамічній теорії змащування. У них передбачалося, що: поверхні тертя не деформуються (абсолютно жорсткі); в'язкість масла є постійною у всій області тертя.

В результаті застосування цих досліджень для аналізу роботи передач були отримані настільки малі товщини змащувального шару, що виникли навіть сумніви в можливості існування рідинного тертя. Прагнучи наблизити теорію і розрахунок до практики експлуатації відповідних деталей, А. Камерон, Е. Івен і Е. Гаткомб почали враховувати залежність в'язкості масла від тиску, але не враховували деформації поверхонь і їх стан параметрів шорсткості. Вперше була застосована класична гідродинамічну теорію змащування до розрахунку поверхонь з подвійною кривизною (кочення кульки по біговій доріжці), при цьому він врахував вплив залежності в'язкості масла від тиску. Дослідження, проведені А.М. Ертелем [2, 5, 6, 7] показали, що при наявності залежності в'язкості масла від тиску в області тертя виникають великий місцевий тиск, який викликає значні деформації поверхней, що труться. Очевидно, що без урахування цих деформацій неможливо розробити теорію, близьку до дійсності.

Першу спробу отримати елементарне рішення задачі гідродинамічної теорії мастила при наявності деформації поверхонь тертя зробив А.М. Ертель. Була розроблена

сучасна контактної-гідродинамічна теорія мастила [1, 2, 8, 9], в якій врахували деформації поверхонь, залежність в'язкості масла від тиску і температури, а також стисливість масла.

Незважаючи на те, що це були перші роботи з контактної-гідродинамічної теорії мастила і з моменту їх опублікування з'явилася значна кількість нових досліджень, вони до сих пір відрізняються широтою охоплення і глибиною проникнення в сутність проблеми. Тому Петрусевича, Ертеля і Грубіна називають творцями контактної-гідродинамічної теорії мастила.

В оглядових роботах [2, 5, 4, 7], міститься ґрунтовний аналіз розвитку гідродинамічної теорії мастила і контактної-гідролічної проблеми.

У дослідженнях А. Камерона, Е. Мак-Івена, Ф. Остерло враховувалася залежність в'язкості масла від тиску, але не враховувалася деформація поверхні тертя; в роботі А. Мілна та І. Кола [2, 5, 7, 8] рішення отримано елементарними засобами без урахування залежності в'язкості масла від тиску в коробках швидкостей зубчастих механізмів (рис. 3)

Ф. Остерло і Е. Сайбел вирішили контактної-гідродинамічні завдання для плаского повзуна шляхом введення поправок в теорію, яка передбачає його абсолютну жорсткість. Вони не врахували залежність в'язкості масла від тиску і знайшли, що поправка, що отримується при обліку деформації поверхні, для місцевого тиску менше 17%, а для вантажопідйомності – менш 6 %. Рішення Г. Вебера і К. Саальфельда [3, 7,] отримані чисельним методом шляхом послідовного накладення одне на одне рішень гідродинамічного і пружного завдань по черзі до отримання збіжності результату. При цьому в роботі І. Дьорра приймалося, що в'язкість не залежить від тиску, а в роботах Порицького, Вебера і Саальфельда отримано рішення з урахуванням

залежності в'язкості масла від тиску. Всі зазначені автори в якості вихідного наближення брали профіль зазору або епюру розподілу тиску, що відповідали недеформованому поверхонь. У зв'язку з цим застосований метод послідовних наближення привів до збіжності результатів тільки для малих деформацій. Таким чином, найбільш цікаві для практики випадки залишилися не розглянутими. При цьому облік деформації поверхні і залежності в'язкості масла від тиску приводив до відносно невеликого підвищення вантажопідйомності: наприклад, у Г. Вебера і К. Саальфельда – не більше ніж в 2,7 рази, в інших роботах ще менше, в той час, як дійсне збільшення може бути в 100 і 200 разів. За вихідну епюру була прийнята епюру тиску Герца. Рішення проводилося чисельним шляхом, причому в розмірній формі для окремих ділянок на вході і виході області тертя.

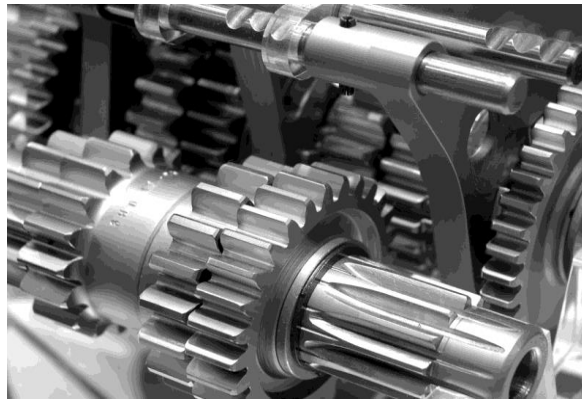


Рис. 3 – Коробка швидкостей з зубчастими високошвидкісними колесами

Особливе місце займають роботи Д. Даусона і Г. Хіггінсона. У своїй першій роботі [1, 5] вони знайшли чисельне рішення для чотирьох окремих випадків при трьох незалежних безрозмірних параметрах і великому наведеному радіусі кривизни. Однак там ще не було ніяких узагальнень або розрахункових формул. Пізніше одночасно з вченими [6] знайшли рішення для ряду додаткових окремих випадків і на основі статистичної обробки 17 розрахункових випадків отримали свої формули для найменшої товщини мастильного шару [6]. Слід зауважити, що до сих пір Д. Даусон і Г. Хіггінсон в своїх публікаціях не привели форми зазорів і епюри тиску для різних значень розрахункових параметрів за винятком декількох окремих випадків. У зв'язку з тим, що їх рішення містить три незалежних безрозмірних параметра, очевидно, що неможливо, користуючись цими чотирма випадками, визначити форму зазору між поверхнями і товщину мастильного шару на основній частині площадки контакту для будь-якого поєднання робочих параметрів.

Д. Даусон уточнив свою розрахункову формулу для визначення h_m , після чого його результати стали відрізнятися від результатів робіт, не більше ніж на 20%.

Д. Даусон і Г. Хіггінсон в роботі [3, 5] вказали, що експериментально вдалося підтвердити існування піку тиску на вихідній частині епюри тиску, однак ширина піку мала (мала додаткова площа епюри тиску під цим піком), тому вона практично не робить ніякого впливу на зв'язок між вантажопідйомністю та товщиною мастильного шару. Вони ж стверджували, що цей пік слабо впливає і на величину напружень в контактують поверхнях, т. Е. На довговічність. Слід зазначити, що в попередніх рішеннях контактної-гідродинамічної завдання розглядалося випадок лінійного контакту.

Рішення для точкового контакту отримали І. Арчерд і Е. Ковкінга [2], Г. Чжен [5]. Всі згадані теоретичні роботи розглядали ізотермічну стаціонарне контактної-гідродинамічне завдання для рідин, що знаходяться в ньютонівському стані.

Мета дослідження. Мета роботи полягає в розробці конструктивних рішень підвищення зносостійкості, міцності, довговічності зубчастих передач на основі сучасного стану контактуючих поверхонь зубчастих коліс головних приводів очисних комбайнів з урахуванням контактної-гідродинамічної теорії змащування.

Для досягнення поставленої мети визначені наступні завдання:

Проаналізувати основні параметри підвищення точності зубчастих коліс важких токарних верстатів.

Дослідити умови при яких забезпечується контактної-гідродинамічне завдання для рідин, що знаходяться в ньютонівському стані..

У контактної-гідродинамічної теорії не враховувалося ньютонівської поведінки рідини і стан поверхневого шару зубчастих циліндричних передач головних приводів металорізальних верстатів. Ньютонівською називають рідину, у якій дотичне напруження зсуву τ прямо пропорційно градієнту швидкості деформації $\frac{\delta u}{\delta y}$, і коефіцієнт пропорційності, званий в'язкістю μ , є функцією тиску k_0 і температури T , але не залежить ні від швидкості руху, ні від градієнта швидкості руху масла: $\tau = \mu(k_0, T) \frac{\delta u}{\delta y}$.

Неньютонівською називають рідину, у якій залежність дотичного напруження зсуву від градієнта швидкості зсуву складніша. У цьому випадку доцільно за аналогією з ньютонівською рідиною висловлювати дотичне напруження у вигляді $\tau = \mu_{\text{эф}} \left(k_0, T, u, \frac{\delta u}{\delta y} \right) \frac{\delta u}{\delta y}$, де коефіцієнт пропорційності $\mu_{\text{эф}}$ вже залежить від швидкості і градієнта швидкості. Не можна говорити про неньютонівські рідини без згадки про релаксації – процесі повернення системи в стан термодинамічної рівноваги після виведення його з цього стану. Час релаксації має істотне значення для неньютонівських рідин. Як відомо, цей час, протягом якого ухилення будь-якого параметра системи від його рівноважного значення зменшується в e раз [2, 8]. Фактично час релаксації визначається часом, необхідним для переміщення частинки рідини на відстань близько середньої відстані між сусідніми молекулами. У зв'язку з цим час релаксації істотно залежить від температури і тиску рідини: з ростом тиску і зменшенням температури час релаксації експоненціально зростає.

Якщо частка рідини піддається тиску або нагріванню протягом часу значно більшого, ніж час релаксації, рідина повністю релаксує і набуває, наприклад, в'язкість, відповідну цьому тиску і температурі (певної при статичних випробуваннях). Якщо ж час впливу обурення менше часу релаксації або має приблизно той же порядок, в'язкість не встигає досягти свого рівноважного стану, і пружно-в'язка рідина набуває ефективну в'язкість, істотно відрізняється від статичної (іноді навіть в десятки і сотні разів [7]).

При роботі зубчастих передач, як уже раніше зазначалося, частинки масла зазвичай за мільйонні частки секунди проходять через зону контакту, тобто, за цей час тиск спочатку зростає від атмосферного до десятків тисяч кілограм-сили на сантиметр квадратний, а потім убуває до атмосферного. У зв'язку з тим, що час релаксації для різних рідин при різних тисках і температурах може мати порядок від 10^{-8} до 10^{-4} с, в ряді випадків масло може знаходитися в неньютонівському стані.

Основна частина. Таким чином очевидно, що поділ рідин на ньютонівські і неньютонівські є умовним. Строго кажучи, це так само помилково, як і розподіл металів на тендітні і пластичні. Залежно від умов досвіду рідина може перебувати в ньютонівському і неньютонівському стані, як і метал в крихкому і пластичному стані. Більш того, всередині зони контакту двох поверхонь є ділянки, де рідина знаходиться в ньютонівському стані, і ділянки, де вона знаходиться в неньютонівському стані.

Неньютонівський ефект в'язко-пружної рідини вперше врахував А. Мілн в роботі [1, 3, 8], де він вирішував гідродинамічне завдання для максвеллівської рідини при заданій формі зазору, що не деформується. В результаті було отримано, що несуча здатність такої рідини значно менше, ніж ньютонівської.

Спробу вирішити контакт-гідродинамічні завдання для Рі-Ейрінгівської неньютонівської рідини зробив І. Белл в роботі [2], а також І. Белл, І. Кеннел і Ц. Аллен в роботі [9]. У цих роботах отримано рівняння Рейнольдса для Рі-Ейрінгівської рідини і далі методом Ертеля-Грубіна вводиться поправка для обліку контактних деформацій. Тут і в наступних роботах тих же авторів показано, що значна розбіжність між їх експериментальними і раніше відомими теоретичними результатами для двох масел полі-феніловий ефіру і моторного масла SAE-50 можна пояснити при обліку неньютонівських властивостей цих масел. Зокрема, якщо рівняння цих досвідчених даних з теоретичними (отриманими для ньютонівських рідин) призводить до розбіжності близько 100% і більше, то при порівнянні з теоретичними для Рі-Ейрінгівської рідини розбіжність вже менш 46 %.

З'явилися роботи, присвячені неньютонівській поведінці мастил. У роботі І. Аппелкорна [2, 5] сказано, що більшість моторних масел містить значні добавки полімерів, і такі масла слід розглядати як неньютонівські, так як їх в'язкість зменшується при високих швидкостях зсуву, що призводить до різкого зменшення несучої здатності. При високих швидкостях зсуву, коли пружні ефекти мають істотне значення, в'язкість цих масел наближається до в'язкості основного компонента.

Ці дані розкривають механізм впливу функціонального навантаження на мікроциркуляцію, а отже, і трофіку кісток і хряща, необхідних для збереження їх структурної організації. В цьому і полягає біологічне значення пружних деформацій в життєдіяльності кісткової та хрящової тканин.

Результати досліджень динаміки зміни структурної організації кістки і внутрішньокісткового кровообігу при різних умовах навантаження і функціонального перевантаження підтверджують дані літератури про тісні залежності процесу перебудови кісткової тканини від стану регіонарного кровообігу (табл. 1).




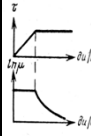

З урахуванням отриманих даних про гідродинамічні ефекти пружних деформацій в кістках дозволили пояснити роль механічного фактора в механізмі фізіологічної перебудови, що лежить в основі зміни структурної організації кісток в нормі та патології. При функціональному навантаженні в кістках виникають пружні деформації, що викликають гідродинамічний ефект, сприяє нормальній внутрішньокістковій мікроциркуляції. Ступінь цього впливу залежить від кількості і величини пружних деформацій.

У літературі описаний всього один факт, який, здавалося б, суперечить наведеній точці зору. Йдеться про експерименти В. Борзофа 1959 рік, коли з ростом частоти обертання зубчастої передачі спочатку зменшувалася несуча здатність, а потім збільшувалася. Саме це збільшення, нібито, суперечить уявленням про в'язкопружної рідини.

Очевидно, що гіпотеза про ньютонівську поведінку є більш загальною точкою зору, ніж всі попередні і, мабуть, доцільно будувати рішення контакт-гідродинамічного завдання не тільки для ньютонівської рідини з

в'язкістю, що залежить від тиску по Барусу, але і для неньютонівських рідин. Розглянемо деякі інші аспекти контактної-гідродинамічної теорії мастила.

Таблиця 1 – Залежність в'язкості і дотичного напруження від тиску і градієнта швидкості для зубчастих передач

№ з/п	Схема	Автор	Причина зламу або вигину кривої	Примітка
1		Барус	—	—
2		Герсі Гопкінс	«Затвердіння» мастила при високому тиску	Обмежена в'язкість, але не обмежене дотичне напруження з ростом градієнта швидкості
3		Аллен, Таунсенд	—	—
4		Джонсон і Камерон Хью і Камерон	Результати досвіду, іноді пов'язані з не неньютонівськими властивостями масел	Отримано або при статичних випробуваннях в віскозиметрах, або в роликовому контакті
5		Джонсон і Камерон Хью і Камерон]	Існування «верхнього граничного напруження зсуву» або зрізу мастила	Обмежено дотичне напруження, але не обмежена в'язкість
6		Рі-Ейрінг, Белл	Неньютонівська поведінка рідини	Експериментально отримано при дослідженні реологічних характеристик масел

Висновки.

Визначен аналіз сучасного стану контактної-гідродинамічної теорії мастила і можливості її застосування. Наведено рішення задачі теорії пружності для пружного шару на жорсткій основі. Дане математичне формулювання контактної-гідродинамічного завдання.

Визначено математичні формулювання контактної-гідродинамічного завдання при різних технологічних способах формоутворення сполучених евольвентних поверхонь зубчастих коліс головних приводів очисних комбайнів

Список літератури

1. Клочко А.А. Гидродинамические процессы смазки цилиндрических зубчатых передач с неньютоновским состоянием жидкости / А.А. Клочко, Т.В. Терещенко // Всеукраїнська наукова конференція «Розвиток прикладної науки, освіти та студентського самоврядування на Буковині» (26-27 травня 2017 р., м. Чернівці) : матеріали конф. - Харків: НТУ «ХП», 2017. –С. 40–42. – ISBN 978-617-05-0241.
2. Клочко А.А. Обеспечение трибологических параметров зубчатых передач / А.А. Клочко, П.И. Фирман, Д.А. Кравченко // Всеукраїнська наукова конференція «Розвиток прикладної науки, освіти та студентського самоврядування на Буковині» (26-27 травня 2017 р., м. Чернівці) : матеріали конф. - Харків: НТУ «ХП», 2017. – С. 42–44. – ISBN 978-617-05-0241..
3. Kovalev Viktor D, Vasilchenko Yana V., Klochko Alexander A., Gasanov Magomedemin I. Technology of restoration of large gear boxes. Dašić, P. (editor): Modern trends in metalworking, Vol. 1: Vrnjačka Banja: SaTCIP Publisher Ltd., 2018. – P. 43–63. ISBN 978-86-6075-065-7.
4. Циліндричні зубчасті передачі з неньютонівським станом робочої рідини / В.Д. Ковальов, О.). Клочко, Д.О. Кравченко, М.І. Гасанов // Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку: матеріали п'ятнадцятої Міжнар. наук.-техн. конф., 30 травня – 1 червня 2017 р. / Під заг. ред. В. Д. Ковальова. – Краматорськ : ДДМА, 2017. – С. 40.
5. Klochko, O., Okhrimenko, O., & Shapovalov, M. (2021). Initial instrumental surface of modular millings on the basis of one-band hyperboloid for the manufacture of gear wheeled wheels. *Mechanics and Advanced Technologies*, 5(3), 374–380. <https://doi.org/10.20535/2521-1943.2021.5.3.250168>.
6. Ковальов В.Д., Васильченко Я.В., Клочко О.О., Старченко О.П., Пермяков Є.А., Кобельник В.Р. Контактна гідродинамічний ефект переходу рідини з ньютонівського стану в неньютонівський при зачепленні вискохідних коліс // Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку. Матеріали XX Міжнародної науково-технічної конференції 01 – 03 вересня 2022 року / за заг. ред. В. Д. Ковальова. – Краматорськ-Тернопіль: ДДМА, 2022. – С. 103– 104. – ISBN 978-617-7889-20-4.

7. Ramadani, R., Belsak, A., Kegl, M., Predan, J., & Pehan, S. (2018). Topology optimization based design of lightweight and low vibration gear bodies. *International Journal of Simulation Modelling*, 17(1), 92-104.
8. Ковальов В.Д., Васильченко Я.В., Ключко О.О., Старченко О.П., Пермяков Є.А., Кобельник В.Р. Контактно гідродинамічний ефект переходу рідини з ньютонівського стану в неньютонівський при зачепленні вискохідних коліс // Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку. Матеріали XX Міжнародної науково-технічної конференції 01 – 03 вересня 2022 року / за заг. ред. В. Д. Ковальова. – Краматорськ-Тернопіль: ДДМА, 2022. – С. 103– 104. – ISBN 978-617-7889-20-4.
9. Нежебовський В.В., Бережний Р.А., Пермяков О.А., Ключко О.О., Рябченко С.В., Устиненко О.В. Системи параметрів стану робочих поверхонь і точності розмірів циліндричних загартованих зубчастих коліс очисного комбайну укд200-500 нового покоління // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Технології в машинобудуванні = Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Techniques in a machine industry: зб. наук.пр. / Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». – Харків : НТУ «ХПІ», 2022. – № 2 (6) 2022. – С. 7–15. – ISSN 2079-004X, DOI: 10.20998/2079-004X.2022.2(6).02.

References (transliterated):

1. Klochko A.A. Hydrodynamicheskiye protsessy smazky tsylindricheskykh zubchatykh peredach s neniutonovskym sostoyaniyem zhydkosti / A.A. Klochko, T.V. Tereshchenko // Vseukrainska naukova konferentsiia «Rozvytok prykladnoi nauky, osvity ta studentskoho samovriaduvannya na Bukovyni» (26-27 travnia 2017 р., m. Chernivtsi) : materialy konf. - Kharkiv: NTU «KhPI», 2017. –S. 40–42. – ISBN 978-617-05-0241.
2. Klochko A.A. Obespechenye trybolohycheskykh parametrov zubchatykh peredach / A.A. Klochko, P.Y. Fyрман, D.A. Kravchenko // Vseukrainska naukova konferentsiia «Rozvytok prykladnoi nauky, osvity ta studentskoho samovriaduvannya na Bukovyni» (26-27 travnia 2017 р., m. Chernivtsi) : materialy konf. - Kharkiv: NTU «KhPI», 2017. –S. 42–44. – ISBN 978-617-05-0241..
3. Kovalev Viktor D, Vasilchenko Yana V., Klochko Alexander A., Gasanov Magomedemin I. Technology of restoration of large gear boxes. Dašić, P. (editor): Modern trends in metalworking, Vol. 1: Vrnjačka Banja: SaTCIP Publisher Ltd., 2018. – R. 43–63. ISBN 978-86-6075-065-7.
4. Tsylyndrychni zubchasti peredachi z neniutonivskym stanom robochoi ridyny / V.D. Kovalov, O.). Klochko, D.O. Kravchenko, M.I. Hasanov // Vazhke mashynobuduvannya. Problemy ta perspektyvy rozvytku: materialy piatnadsiatoi Mizhnar. nauk.-tekhn. konf., 30 travnia – 1 chervnia 2017 r. / Pid zah. red. V. D. Kovalova. – Kramatorsk : DDMA, 2017. – S. 40.
5. Klochko, O., Okhrimenko, O., & Shapovalov, M. (2021). Initial instrumental surface of modular millings on the basis of one-band hyperboloid for the manufacture of gear wheeled wheels. *Mechanics and Advanced Technologies*, 5(3), 374–380. <https://doi.org/10.20535/2521-1943.2021.5.3.250168>.
6. Kovalov V.D., Vasylichenko Ya.V., Klochko O.O., Starchenko O.P., Permiakov Ye.A., Kobelnyk V.R. Kontaktно гидродинамичный эффект перехоу рідини з ньютонівського стану в неньютонівський при зачепленні вискохідних коліс // Vazhke mashynobuduvannya. Problemy ta perspektyvy rozvytku. Materialy XX Mizhnarodnoi naukovо-tekhnichnoi konferentsii 01 – 03 veresnia 2022 roku / za zah. red. V. D. Kovalova. – Kramatorsk-Ternopil: DDMA, 2022. – S. 103– 104. – ISBN 978-617-7889-20-4.
7. Ramadani, R., Belsak, A., Kegl, M., Predan, J., & Pehan, S. (2018). Topology optimization based design of lightweight and low vibration gear bodies. *International Journal of Simulation Modelling*, 17(1), 92-104.
8. Kovalov V.D., Vasylichenko Ya.V., Klochko O.O., Starchenko O.P., Permiakov Ye.A., Kobelnyk V.R. Kontaktно гидродинамичный эффект перехоу рідини з ньютонівського стану в неньютонівський при зачепленні вискохідних коліс // Vazhke mashynobuduvannya. Problemy ta perspektyvy rozvytku. Materialy XX Mizhnarodnoi naukovо-tekhnichnoi konferentsii 01 – 03 veresnia 2022 roku / za zah. red. V. D. Kovalova. – Kramatorsk-Ternopil: DDMA, 2022. – S. 103– 104. – ISBN 978-617-7889-20-4.
9. Nezhebovskiy V.V., Berezhnyi R.A., Permiakov O.A., Klochko O.O., Riabchenko S.V., Ustynenko O.V. Systemy parametrov stanu robochykh poverkhon i tochnosti rozmiriv tsylindrychnykh zahartovanykh zubchastykh kolis ochysnoho kombainu ukd200-500 novoho pokolinnia // Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI». Serii: Tekhnolohii v mashynobuduvanni = Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Techniques in a machine industry: зб. наук.пр. / Nats. tekhn. un-t «Kharkiv. politekhn. in-t». – Kharkiv : NTU «KhPI», 2022. – № 2 (6) 2022. – S. 7–15. – ISSN 2079-004X, DOI: 10.20998/2079-004X.2022.2(6).02.

Надійшла (received) 10.02.2026

Відомості про авторів / About the Authors

Пермяков Єгор Олександрович (Permyakov Egor) – аспірант кафедри Інтегровані технології машинобудування Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, вул. Кирпичова, 2, Україна; тел.: е-mail: perm_a@i.ua, ORCID: 0000-0003-2843-6108

Фіногенов Олексій Михайлович (Finohenov Oleksii) – аспірант кафедри інформаційно-вимірювальних технологій і систем НТУ «ХПІ», м. Харків; тел.: [+38-066-821-60-21](tel:+380668216021); е-mail: alexey.finohenov@gmail.com, ORCID: 0009-0008-6707-8511