

ГАСАНОВ М.І., ПЕРМЯКОВ О.А., ШЕЛКОВИЙ О.М., ЗАКОВОРОТНИЙ О.Ю., КЛОЧКО О.О.

ПРОБЛЕМИ ВІДНОВЛЕННЯ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ЕКСПЛУАТАЦІЇ КРУПНОГАБАРИТНИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

Наукові основи механізмів формування похибок крупногабаритних зубчастих коліс свідчить про те, що елементарні похибки систем операцій зубообробки характеризуються випадковими числовими характеристиками, які визначають величину і характер входження у відповідні комплексні складові, які, в свою чергу, взаємодіючи між собою, визначають досліджувані похибки крупногабаритних зубчастих коліс. Досліджені важконавантажені зубчасті передачі приводи машин, при проектуванні яких висуваються жорсткі вимоги до мінімізації їх габаритів, маси і вартості. Реалізація цих жорстких вимог призводить до значного зростання удільної сили навантаженості, а вимога максимізації продуктивності машин призводить до зростання швидкісних характеристик приводу та досліджен динамічний характер зовнішнього навантаження передач. Підвищення довговічності приводів машин є одним з найважливіших (поряд з підвищенням продуктивності і зниженням собівартості) вимог до проектування машин, яке в значній мірі забезпечується за рахунок збільшення ресурсу основних деталей приводу і, в першу чергу, за рахунок підвищення зносостійкості їх контактних поверхонь. Забезпечення високої зносостійкості зубчастих коліс, необхідно не тільки, щоб запобігти поломки через зменшення робочого перетину деталей внаслідок їх зносу, а й для зменшення впливу зносу на параметри якості машин – рівень шуму, точність позиціонування робототехнічних систем, точність виготовленої продукції.

Ключові слова: функціональні властивості, експлуатація, крупногабаритні зубчасті передачі, формування похибок, параметри якості, зносостійкість

GASANOV M.I., PERMYAKOV O.A., SHELKOVYI O.M., ZAKOVOROTNYI O.Y., KLOCHKO O.O.

PROBLEMS OF RESTORATION OF THE FUNCTIONAL PROPERTIES OF THE OPERATION OF LARGE-DIMENSIONAL GEARS

The scientific basis of the mechanisms of the formation of errors of large-sized gear wheels indicates that the elementary errors of the systems of tooth processing operations are characterized by random numerical characteristics that determine the amount and nature of the entry into the corresponding complex components, which, in turn, interacting with each other, determine the studied errors of large-sized gear wheels. The researched heavy-duty gear drives of machines, during the design of which strict requirements are put forward to minimize their dimensions, weight and cost. The implementation of these strict requirements leads to a significant increase in the specific power load, and the requirement to maximize the performance of the machines leads to an increase in the speed characteristics of the drive and the dynamic nature of the external load of the gears is investigated. Increasing the durability of machine drives is one of the most important (along with increasing productivity and reducing cost) requirements for machine design, which is largely ensured by increasing the life of the main parts of the drive and, first of all, by increasing the wear resistance of their contact surfaces. Ensuring high wear resistance of gears is necessary not only to prevent breakage due to a reduction in the working cross-section of parts due to their wear, but also to reduce the impact of wear on the quality parameters of machines - noise level, positioning accuracy of robotic systems, and the accuracy of manufactured products.

Key words: functional properties, operation, large-sized gears, formation of errors, quality parameters, wear resistance

Вступ. До важко навантажених зубчастих передач відносяться приводи машин, при проектуванні яких висуваються жорсткі вимоги до мінімізації їх габаритів, маси і вартості. Сюди, в першу чергу, відносяться транспортні машини і гірські машини, що працюють в обмеженому просторі. Реалізація цих жорстких вимог призводить до значного зростання удільної сили навантаженості, а вимога максимізації продуктивності машин призводить до зростання швидкісних характеристик приводу. До цього слід додати динамічний характер зовнішнього навантаження і значну забрудненість навколишнього середовища дрібнодисперсними речовинами абразивного характеру [1, 17]. Всі перераховані фактори сприяють зниженню надійності машин і їх приводів, габарити і маса яких в основному визначаються параметрами зубчастих передач.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Аналіз механізмів формування похибок крупногабаритних зубчастих коліс свідчить про те, що елементарні похибки систем операцій зубообробки характеризуються випадковими числовими характеристиками, які визначають величину і характер входження у відповідні комплексні складові, які, в свою чергу, взаємодіючи між собою, визначають досліджувані похибки крупногабаритних зубчастих коліс [2, 4, 6, 14, 16, 18].

У зв'язку з тим, що досліджувані похибки обробки виникають в результаті впливу ряду випадкових факторів, характеристики яких, в залежності від рівня складності структурної будови похибок, є величинами або функціями, що носять випадковий характер прояви, їх визначення можливо з використанням методів теорії ймовірностей.

Сучасні тенденції розвитку машинобудування призводять до ще більшого посилення вимог до параметрів якості передач при їх проектуванні внаслідок:

- збільшення об'ємних і контактних напружень при значній нерівномірності їх розподілу;
- збільшення швидкостей ковзання і температур внаслідок зростання продуктивності машин;
- підвищення ймовірності відмов через ускладнення конструкцій машин і збільшення економічних втрат за час усунення відмов (втрачена вигода);
- розширення області експлуатації машин (агресивні середовища, вакуум, вібрація, різні види випромінювань, що вимагають нових підходів до оцінки працездатності і нових критеріїв граничних станів).

Підвищення довговічності приводів машин є одним з найважливіших (поряд з підвищенням продуктивності і зниженням собівартості) вимог до проектування машин, яке в значній мірі забезпечується за рахунок збільшення ресурсу основних деталей приводу і, в першу чергу, за рахунок підвищення зносостійкості їх контактних поверхонь.

При цьому слід мати на увазі, що забезпечення високої зносостійкості (особливо вищих кінематичних пар, наприклад, зубчастих коліс) необхідно не тільки, щоб запобігти поломки через зменшення робочого перетину деталей внаслідок їх зносу, а й для зменшення впливу зносу на параметри якості машин – рівень шуму, точність позиціонування робототехнічних систем, точність виготовленої продукції (прокатні стани) і т.д. [3, 4, 7, 8, 10, 13].

Несуча здатність і зносостійкість зубчастих передач приводу визначається рівнем конструктивних рішень щодо забезпечення оптимальних умов роботи передач, якістю їх виготовлення і ступенем відповідності умов експлуатації режимів, прийнятих при їх проектуванні.

Конструктивні рішення щодо забезпечення необхідної несучої здатності зубів зубчастих передач зазвичай базуються на виконанні умов запобігання двох основних видів пошкоджень – поломок зубів (статичних і втомних) і контактної утомної викришування (пітінг) робочих поверхонь.

Методи розрахунку згинальної і контактної витривалості досить добре розроблені, пройшли багаторічну експлуатаційну перевірку і є основними методами розрахунку зубчастих передач на міцність, що знайшло своє відображення в стандартах Міжнародного Комітету по Нормалізації ISO/DIS 6336 / III (згинальна витривалість) і ISO/DIS (контактна витривалість), а також в стандарті ГОСТ 21354–87 [2, 8, 11, 12, 16, 18,].

Зносостійкість визначається як властивість матеріалу чинити опір зношуванню в певних умовах тертя. Відповідно, зношування являє собою процес поступової зміни розмірів тіла при терті, що виявляється у відділенні з поверхні тертя матеріалу і (або) його залишкової деформації [9, 14].

У зубчастих передачах важконавантажених машин має місце граничне тертя кочення з проковзуванням. При цьому основним видом зношування є абразивно–втомне механічне зношування, а в разі настання заїдання – молекулярно–механічне.

Відповідно до роботи [6, 17], при високих швидкостях різання умови деформування в зоні стружкоутворення такі, що теплота від деформації в зоні локалізованого зсуву тобто дифузійні процеси не можуть реалізуватися і опір зсуву тсдв знижується.

Можливість реалізації адіабатичного зсуву при швидкісному зубофрезеруванні лезовим інструментом пов'язана, перш за все, з низькими значеннями тепло- та температуропровідності. Внаслідок цього припускають, що нижчі значення опору зсуву титанового сплаву порівняно з $\sigma_{сдв}$ сталей, одержувані при їх різанні, обумовлені цією обставиною.

Мета дослідження. Дослідження технологічних умов довговічності крупногабаритних зубчастих передач по початковим параметрам евольвентних профілів зубів без урахування забезпечення параметрів стану поверхневого шару зубчастих коліс і відновлених крупногабаритних зубчастих вінців є вельми наближеною, не відображає того факту, що через знос зубів форма профілю стає відмінною від початкової евольвентної поверхні. В результаті чого змінюються навантажено–кінематичні параметри контакту, які, в свою чергу, інтенсивно змінюють процес зношування і форму профілів зубів по лінії контакту і в поперечному перерізі [1, 2, 3, 15, 18].

Загальна імітаційна модель формування та прогнозування інтермітентції в результаті зносу форми робочої поверхні зубів спрямована на розробку засобів диференційованого і комплексного забезпечення експлуатаційних властивостей поверхонь крупномодульних зубчастих коліс за допомогою системної оптимізації та дозволяє науково обґрунтувати зміни якісних характеристик крупногабаритних зубчастих передач в залежності від часу їх експлуатації, є актуальною і відповідає вимогам науково–технічного прогресу сучасного машинобудування.

Основна частина. Рішення такого завдання в значній мірі визначається рівнем оснащення при інтенсивній і високоякісній обробці відповідальних крупногабаритних зубчастих коліс і зубчастих вінців діаметром до 15000 мм, модулем від 12 мм до 40 мм, маса мельниці рудногальчяна МРГ-5500 х7500, 600т, (рис. 1), роторних дробарок СМД 75а, поворотних платформ екскаваторів, крокуючих екскаваторів, підйомних шахтних машин (рис. 2), прокатних станів, сталеливарних розливних машин, важконавантажених редукторів.



Рис. 1 – Млини рудногалькові МРГ-5500х750

У важконавантажених машинах в якості приводів використовуються передаточні механізми, що містять зубчасті передачі, ступінь досконалості яких значною мірою визначає вартість і експлуатаційні

ISSN 2079–004X(Print), ISSN 2786–7587(Online). Вісник НТУ «ХП». 2023.№1 (7)

характеристики промислового обладнання.



Рис. 2 – Приклади шахтних підйомних машин типу МПБ з одним циліндровим нерозрізаним барабаном виробництва ПРАТ «НКМЗ», важкі екскаватори та редуктори

Велика частина важконавантажених машин: гірські, транспортні, металургійні, шахтні працюють при високих навантаженнях і в умовах значного запилення навколишнього середовища і, в тому числі, з використанням відкритих крупномодульних зубчастих передач. Важкі умови роботи, динамічний, вібраційний характер навантаження цих машин знижують міцність і час експлуатації зубчастих передач і їх приводів [3, 4]. Основні види зносу визначаються виходячи з умов експлуатації крупногабаритних зубчастих коліс, режимів навантаження, матеріалу виготовлених коліс, твердістю і станом поверхневого шару зубів коліс, наявності мастила, характеру зачеплення з урахуванням прироблення всіх зубів (табл. 1).

Таблиця 1 – Основні види зносу крупногабаритних зубчастих коліс

№ п/п	Види зносу	Причина зносу	Частка в зносі для зубчастих передач (%)	
			Закритих	Відкритих
1.	Абразивний знос	Зносостійкість	20	55
2.	Пластичний знос	Тертя	25	25
3.	Заїдання	Адгезія	15	5
4.	Контактна жорсткість	Високе удільне навантаження	30	10
5.	Поломка зубів	Тріщини, відколи	9	2
6.	Корозійний знос	Зовнішнє середовище	1	3

При роботі зубчастої передачі між зубами спряжених зубчастих коліс виникає сила тиску F_n , яка спрямована по лінії зачеплення. Від ковзання зубів між ними утворюється сила тертя і відповідно знос поверхонь, які контактують (рис. 3).

$$F_{тер} = F_n \cdot f, \quad (1)$$

де f – коефіцієнт тертя.

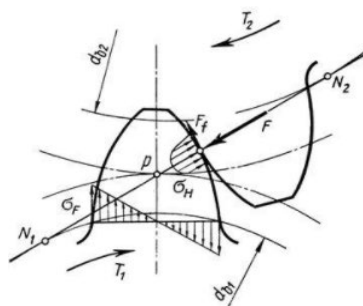


Рис. 3 – Схема розподілу сил в момент зачеплення

Приймають, що сила F_n спрямована по нормалі до їх профілів.

Під дією сили F_n і $F_{тер}$ зуби знаходяться в складному напруженому стані. Виникають напруги вигину σ_F в поперечних перетинах зубів і контактні напруги σ_n в поверхневих шарах зубів. Обидві ці напруги, які змінні в часі, і є причиною втомного руйнування зубів або їх робочих поверхонь. Час дії σ_F і σ_n визначається тривалістю зачеплення при повороті колеса на один окружний крок t_0 з урахуванням накопиченої похибки кроку, радіального биття зубчастого вінця, похибки коливання довжини загальної нормалі.

Напруги вигину викликають несправність зубів, а контактні напруги втомне викришування поверхневих шарів зубів. З контактними напруженнями і тертям в зачепленні пов'язані також знос, заїдання та інші види пошкодження поверхонь зубів.

Втомне викришування (рис. 4) від контактних напружень є основним видом руйнування поверхні зубів при мастилi передачі. Зуби розділені тонким шаром масла, яке усуває металевий контакт. При цьому знос зубів малий. Передача працює тривалий час до появи втоми в поверхневих шарах зубів. На поверхні з'являються невеликі поглиблення, що нагадують оспинки, які потім ростуть і перетворюються в раковини. Викришування починається поблизу полюсної лінії на ніжках зубів там, де навантаження передається однією парою зубів, а ковзання і перекочування зубів спрямовані так, що масло запресовується в тріщини і сприяє викришуванню. При цьому порушуються умови утворення масляної плівки, з'являється металевий контакт з наступним швидким зносом або задиром поверхні. У відкритих передачах викришування не спостерігається, тому що поверхневі шари стираються раніше, ніж з'являються тріщини втоми. Основні заходи попередження викришування: підвищення твердості матеріалу шляхом термообробки, підвищення ступеня точності виготовлення зубчастих коліс

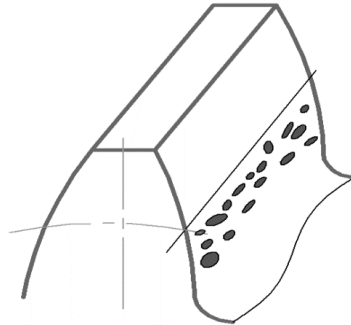


Рис. 4 – Втомне викришування

Абразивний знос (рис. 5) є основним видом руйнування зубчастих передач при поганій мастилi [4, 8, 9, 12]. Сюди відносять відкриті передачі, а також закриті, але недостатньо захищені від забруднення абразивними частинками. У зношеній передачі збільшуються зазори в зачепленні, з'являється шум. Зростають динамічні навантаження. Міцність зуба знижується в слідстві зменшення його поперечного перерізу. Це призводить до поломки зубів. Основні заходи попередження зносу, це:

- підвищення твердості і чистоти поверхні зубів;
- захист від абразивних часток;
- застосування масел з хімічно активними домішками.

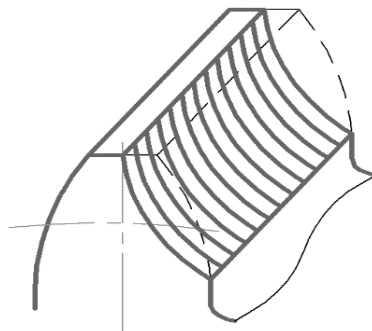


Рис. 5 – Абразивний знос

Заїдання (рис. 6) спостерігається переважно у високонавантажених і високошвидкісних передачах. У місці контакту зубів передач розвивається висока температура, що сприяє розриву масляної плівки і утворення металевих контактів. Тут відбувається як би зварювання часток металу з подальшим відривом їх від однієї з поверхонь. Нарости, що утворилися, задирають робочі поверхні зубів в напрямку ковзання.

Заходи попередження заїдання ті ж, що і проти зносу: інтенсивне охолодження мастила, застосування спеціальних протизадирних масел

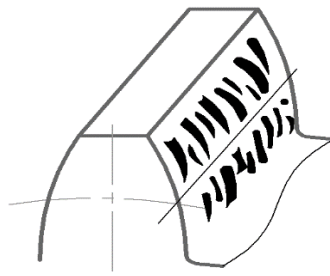


Рис. 6 – Заїдання

Пластичні зрушення (деформації) спостерігаються у важконавантажених тихохідних зубчастих коліс, виконаних з м'якої сталі. При навантаженнях на м'якій поверхні зубів з'являються пластичні деформації з наступним зсувом в напрямку ковзання. У полюсній лінії зубів веденого колеса утворюється хребет, а у ведучого – відповідна канавка. Утворення хребта порушує правильність зачеплення і призводить до руйнування зубів. Пластичні зрушення можна усунути підвищенням твердості матеріалу зубів.

Злам зуба (рис. 7) викликаний напругами вигину, які також мають отнульовий (пульсуючий) характер. Злам обумовлений об'ємною міцністю зубів. Для попередження зламу проводиться розрахунок зуба по напруженням вигину. Такий розрахунок для закритих передач виконується в якості перевірного після розрахунку на контактні напруги. Для відкритих передач, де висока ймовірність випадкових перевантажень, цей розрахунок виконується як проектний.

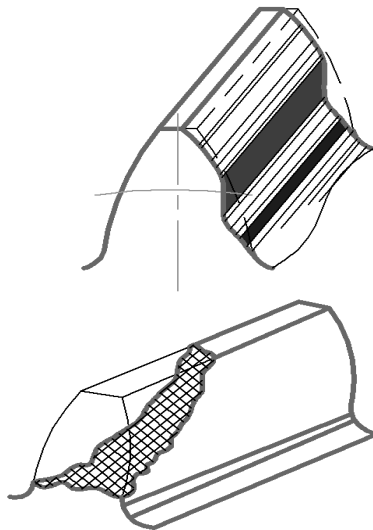


Рис. 7 – Злам зуба

Новий підхід прогнозування похибок механічної обробки зубчастих коліс, що базується на принципах суперпозиції, векторному характері складових похибки і методі статистичного математичного моделювання ґрунтується на методі Монте – Карло.

Відмінністю реального формоутворення від номінального (ідеального) є наявність відхилень параметрів стану поверхневого шару крупногабаритних зубчастих коліс реальних профілів від номінальних. Основними кінцевими задачами, які повинні бути вирішені при дослідженні закономірностей реального формоутворення, є задачі імітаційного моделювання прогнозування з заданою вірогідністю похибок, які виникають, а також задачі управління, в тому числі оптимального, цими похибками.

Абразивно–втомне механічне зношування (надалі – зношування) призводить до поступової зміни форми і розмірів тіл, що труться. Незважаючи на чіткість таких поширених понять, як тертя, зношування і зносостійкість, визначення чисельних значень цих величин для конкретних умов експлуатації представляє значні труднощі. Це пояснюється складністю фізичних, хімічних і механічних явищ, що мають місце в зоні контакту тіл, і величезною кількістю факторів, що взаємно впливають, і визначають кінцевий результат зношування.

Однак труднощі отримання інформації про чисельні значення трибологічних факторів і їх зміни в конкретній контактній зоні не дозволяють реалізувати підхід Дроздова в інженерних розрахунках зносостійкості контактних поверхонь.

При всьому різноманітті розрахункових залежностей з оцінки зносостійкості фрикційного контакту існує порівняно небагато формул, що дозволяють безпосередньо обчислити товщину зношеного шару поверхонь, що труться.

Перша спроба пов'язати знос з механічними властивостями матеріалів належить Топну, яким встановлено лінійну залежність відносини зносу поверхонь, що труться (зразок / еталон) і твердістю матеріалу [10]. Пізніше Хольм [12], пояснюючи знос атомарною взаємодією двох поверхонь, запропонував наступну залежність між зносом і параметрами контакту:

$$\omega = z \cdot \frac{P}{HB}, \quad (2)$$

де ω – кількість зношеного матеріалу, що припадає на одиницю шляху ковзання;
 z – ймовірність видалення атома з поверхні зразка при зустрічі його з контртілом;
 P – навантаження;
 HB – твердість.

За Арчадом [8] знос ω на одиницю шляху в функції навантаження і механічних властивостей матеріалів визначається наступною залежністю:

$$\omega = k \cdot \frac{P}{3\sigma_s}, \quad (3)$$

де k – коефіцієнт пропорційності ($k = 10^{-2}$ – 10^{-7}), що представляє собою ймовірність відділення частинки зносу з плями контакту;
 σ_s – межа текучості.

Недосконалість цих формул є очевидною, бо вони не відображають впливу багатьох параметрів контакту на зносостійкість матеріалів. Реальна внутрішня структура матеріалів, що труться, структура їх поверхонь, структурні і фазові перетворення, що виникають при роботі деталей, в наведених формулах не враховуються.

Дроздовим Ю.М. розроблена порівняно проста схема розрахунку зносу поверхонь зубів зубчастих коліс, що дозволяє враховувати значну кількість факторів, що впливають на знос [5].

$$h = I_h \cdot S, \quad (4)$$

де h – товщина зношеного шару;

I_h – інтенсивність зношування (безрозмірна характеристика, що представляє собою похідну глибини зносу по шляху ковзання, яка визначається розрахунковим шляхом або експериментально);

S – шлях тертя ковзання.

Стосовно до розрахунку зносу зубів важконавантажених зубчастих передач формула (4) перетворюється до наступного вигляду:

$$h_{1,2} = 0,135 \cdot 10^{-6} \cdot I_{h_{1,2}} \cdot \sigma_H \cdot \frac{v_{ков}}{v_{y_{1,2}}} \cdot n_{1,2} \cdot i_{1,2} \cdot T_{1,2}, \quad (5)$$

де $I_{h_{1,2}}$ – інтенсивність зношування;

σ_H – контактне напруження в розглянутій точці лінії зачеплення (МПа);

$v_{ков}$ – швидкість ковзання (м/сек);

$v_{y_{1,2}}$ – швидкості переміщення точки контакту (м/сек);

$n_{1,2}$ – частота обертання (об/мин);

$i_{1,2}$ – кількість зубчастих коліс, які зачіпляються з розглядуваним;

$T_{1,2}$ – час роботи передачі (год).

Необхідно відзначити, що індекси 1 і 2 у формулі (5) відносяться, відповідно, до відстаючої (ніжка) і випереджаючої (головка) контактних поверхонь зубів.

Інтенсивність зношування I_h залежить від великої кількості факторів: фізичних, хімічних і механічних властивостей самого матеріалу, характеристик мастила, агресивності середовища, умов навантаження, температури, топографії контактуючих поверхонь і ін. [10, 12]. Тому теоретичний розрахунок цієї величини вельми скрутний і виходить задовільним тільки в деяких випадках, в зв'язку з чим Дроздов Ю.М. рекомендує використовувати експериментально визначену інтенсивність зношування в режимах тертя, максимально близьким до умов роботи реальної передачі [5].

Однак результати експериментів по оцінці зносостійкості загартованих зубчастих коліс одного класу (модуль 1,5–4 мм), які наведені Алісіним В.В в роботі [9, 10], показали великий розкид значень інтенсивності зношування: від $I_h = 5,1 \cdot 10^{-10}$ до $I_h = 3000 \cdot 10^{-10}$. Причому інтенсивність зношування зубів ведених зубчастих коліс на порядок більше інтенсивності зношування зубів ведучих коліс. Таким чином можна говорити про передчасність широкого застосування розглянутої методики розрахунку зубів на знос.

Як критерій, якому в першому наближенні пропорційна питома інтенсивність зношування Чудаков Є.О. запропонував використовувати питому потужність, затрачену на подолання тертя контактних поверхонь [2].

$$K = f \cdot \sigma_H \cdot v_{ков} \quad (6)$$

де K – критерій зносу ($\text{Вт}/\text{мм}^2$); f – коефіцієнт тертя.

Аналогічний критерій пропонували [10, 11, 13]. У число основних факторів, що впливають на знос, Крагельський І.В. [10] включив співмножники, що входять в формулу (6), що побічно може служити доказом (при показнику кривої утомного зносу $t = 1$) правомірності запропонованого критерію зносу. Залежність об'ємного зносу від роботи сил тертя була також використана при розробці енергетичної теорії зносу [9, 12, 18]. Положення про пропорційність величини зносу роботі сил тертя для розрахунку зносу машин застосовувалося і іншими дослідниками [4, 5, 6].

На базі критерію зносу (.6) була розроблена методика розрахунку на знос зубів зубчастих коліс, перевірена експериментально для умов роботи важконавантажених приводів машин [9, 11].

В основу цієї методики було покладено припущення, що критерій зносу K пропорційний до сумарного зносу контактуючих тіл, бо фактори, що впливають на знос, є загальними для цих тіл. Але оскільки при однаковій швидкості ковзання $v_{ков}$ шляхи, проходимої точкою контакту по профілям, які зачіпляються, різні, отже, різним буде і знос контактуючих в даній точці зубів зубчастих коліс. Прийнято, що критерій зносу (відповідно і знос) для контактуючих зубів буде прямо пропорційний питомому ковзанню.

$$\left. \begin{aligned} K_1 + K_2 &= K \\ \frac{K_1}{K_2} &= \frac{g_1}{g_2} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

де K_1, K_2 – критерії зносу зубів шестерні і колеса;

$$\left. \begin{aligned} g_1 &= \frac{v_{г1} - v_{г2}}{v_{г1}} \\ g_2 &= \frac{v_{г1} - v_{г2}}{v_{г2}} \end{aligned} \right\} \text{ – питомі ковзання зубів шестерні і колеса;}$$

$v_{г1}$ – швидкість переміщення зони контакту за профілем зуба шестерні;

$v_{г2}$ – швидкість переміщення зони контакту за профілем зуба колеса.

Після нескладних перетворень значення критеріїв зносу для шестерні і колеса будуть мати вигляд:

$$\left. \begin{aligned} K_1 &= \frac{f \cdot \sigma_H \cdot v_{ков}}{1 + \frac{v_{г1}}{u \cdot v_{г1}}} \\ K_2 &= K_1 \cdot \frac{v_{г1}}{u \cdot v_{г2}} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

де u – передатне число зубчастої передачі.

Введення в формули (8) передатного числа враховує, в першому наближенні, факт більшої частоти фрикційного навантаження поверхні зуба шестерні в порівнянні з поверхнею зуба колеса [7, 11, 14, 15].

Для переходу від критеріїв зносу до чисельних значень зносу в контактних точках зубчастих передач використовувалися результати вимірювання зносу в виробничих умовах, на підставі яких визначалася емпірична функція питомої інтенсивності зношування від значень критерію зносу:

$$i_h = i_h(K) \quad (9)$$

Такий підхід дозволяє досить надійно розраховувати на знос зуби зубчастих передач, що працюють в умовах аналогічних тим, для яких була визначена функція (9).

Особливе місце в проблемі зносостійкості зубчастих передач належить заїданню – тобто процесу виникнення і розвитку пошкоджень поверхні тертя внаслідок схоплювання і перенесення матеріалу. Залежно від умов тертя заїдання поверхонь не носить катастрофічного характеру і може навіть припинитися («холодне заїдання»), але в екстремальних умовах тертя (при високому рівні температур, навантажень, швидкостей ковзання, наявності агресивних середовищ) процес заїдання контактуючих поверхонь супроводжується утворенням глибоких борозен, виривів, рисок, наростів, оплавлень («гаряче заїдання»). В останньому випадку процес заїдання часто характеризується катастрофічним зношуванням сполучених пар і може привести до повного виходу механізму з ладу в результаті припинення відносного руху в контакті. «Гаряче заїдання» (далі – заїдання) є найнебезпечнішим видом ушкоджень зубів зубчастих коліс [6, 9, 11, 16].

У момент виникнення заїдання зазвичай різко збільшується коефіцієнт тертя ковзання, зростає температура, активізуються динамічні процеси, підвищується вібраційна і акустична активність. На процес заїдання істотний вплив має навантаження, швидкості ковзання та кочення, шорсткість контактуючих поверхонь, матеріал тіл, температура, фізико-хімічні характеристики мастильного матеріалу і

навколишнього середовища, вид і якість присадок до основного масла, спосіб змазування і інші фактори.

Виникненню заїдання сприяє збільшення швидкості ковзання і зменшення швидкості кочення. З ростом швидкості ковзання зростає потужність тертя і зменшується товщина мастильного шару внаслідок тепла в контактні робочі тіл, що виділяється і підвищення контактної температури. Збільшення навантаження в контактні сприяє виникненню задиру і руйнування контактних поверхонь.

Найбільш теоретично обґрунтованим і який пройшов широку експериментальну перевірку в лабораторних умовах є температурний критерій Блоку, заснований на гіпотезі існування критичної температури руйнування масляної плівки, яка є характерною для кожної комбінації матеріалів і масла. Температура в контактні визначається як сума поверхневої температури тіл t_0 перед входом в контакт і миттєвого підвищення температури в контактні в процесі тертя тіл – температурного спалаху θ . Температура t_0 визначається експериментально або розраховується з теплового балансу вузла зубчастої передачі. Температурний спалах для циліндричних тіл, що котяться з ковзанням, знаходиться за формулою Блоку [4, 5]:

$$\theta = \frac{0,83 \cdot f \cdot q \cdot v_{ков}}{\left(\sqrt{\lambda_1 \cdot \rho_1 \cdot c_1 \cdot v_{ty1}} + \sqrt{\lambda_2 \cdot \rho_2 \cdot c_2 \cdot v_{ty2}}\right) \cdot \sqrt{bH}}, \quad (10)$$

де f – коефіцієнт тертя в контактні;

q – навантаження на одиницю довжини контакту;

λ_1, λ_2 – теплопровідності матеріалів поверхонь;

ρ_1, ρ_2 – щільності матеріалів поверхонь;

c_1, c_2 – питомі теплоємності матеріалів;

v_{ty1}, v_{ty2} – швидкості переміщення зони контакту по профілях зубів;

bH – напівширина герцовської полоски контакту.

Умова відсутності заїдання є нерівність:

$$t_0 + \theta \leq t_s, \quad (11)$$

де t_s – сумарна критична температура, при якій відбувається заїдання поверхонь.

На основі температурного критерію Блоку розроблено стандарт ISO/DIS6336/IV для розрахунку на запобігання заїдання контактних поверхонь зубів. Однак при використанні температурного критерію виникає питання про абсолютні значення t_s і їх інваріантності до зміни основних факторів при терті. Спеціальні дослідження і аналіз експериментальних даних свідчать про непостійність сумарної критичної температури. Тому вдосконалення фізичних моделей, які закладаються в критерії розрахунку на заїдання, триває.

Врахування дискретності контакту в рішенні температурній задачі дозволив поглибити розуміння процесу заїдання і пояснити причинність основних експериментальних факторів. Так, наприклад, на підставі експериментально встановленої, близькою до лінійної, залежності критичного значення температурного спалаху θ_s при заїдання від максимального контактного тиску, Дроздов Ю.М. запропонував дещо інший критеріальний підхід до розрахунку на заїдання [5]. Після приведення цього критерію до більш наочного вигляду умова відсутності заїдання може бути представлена в такий спосіб:

$$\theta \leq \theta_s. \quad (12)$$

У свою чергу, критичне значення температурного спалаху визначається за формулою:

$$\theta_s = c_p \cdot V_{50^\circ\text{C}}^{0,06} \cdot \sqrt{q}, \quad (13)$$

де c_p – коефіцієнт, що враховує властивості мастильного масла ($c_p = 2,0$ [27]);

$V_{50^\circ\text{C}}$ – кінематична в'язкість масла, (мм²/сек) при 50 °С;

q – погонне навантаження, (н/мм).

Результати експериментального визначення навантаження заїдання, виконані автором цієї дисертаційної роботи для умов експлуатації важконавантажених гірських машин, дозволили уточнити значення коефіцієнта:

- для нелегованих масел – $c_p = 1,7$;
- для масел, легованих протизадирними присадками – $c_p = 2,2$ [5].

Висновки.

Новий підхід прогнозування похибок механічної обробки зубчастих коліс, що базується на принципах суперпозиції, векторному характері складових похибки і методі статистичного математичного моделювання ґрунтується на методі Монте – Карло.

Відмінністю реального формоутворення від номінального (ідеального) є наявність відхилень параметрів стану поверхневого шару крупногабаритних зубчастих коліс реальних профілів від номінальних. Основними кінцевими задачами, які повинні бути вирішені при дослідженні закономірностей реального формоутворення, є задачі імітаційного моделювання прогнозування з заданою вірогідністю похибок, які виникають, а також задачі управління, в тому числі оптимального, цими похибками.

Результати експериментального визначення навантаження заїдання, для умов експлуатації важкоавантажених гірських машин, дозволили уточнити значення коефіцієнта: для нелегованих масел – $c_p = 1,7$; для масел, легованих протизадирними присадками – $c_p = 2,2$.

Список літератури

1. Шелковой А.Н., Гасанов М.И., Набока Е.В., Клочко А.А., Белоусов Н.А., Новиков Ф.В. Имитационное моделирование технологического обеспечения эксплуатационных свойств крупногабаритных зубчатых колес. Новые и нетрадиционные технологии в ресурсо- и энергосбережении: Материалы международной научно-технической конференции, 22-24 сентября 2021 г., г. Одесса. – Одесса: Государственный университет «Одесская политехника», 2021. – С. 207 – 210.
2. 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.
3. Технологические основы зубообработки закаленных крупномодульных зубчатых колес: монография / А. А. Клочко [и др.]. – Краматорск : ДГМА, 2014. – 479 с. ISBN 978-966-379-667-3.
4. Исследование процессов зубофрезерования закаленных шевронных зубчатых колес / А.А. Клочко, М.И. Гасанов, Е.В. Басова, С.Ю. Палашек, А.Л. Невмержицкий // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем: зб.наук. пр. – Краматорськ : ДДМА, 2017. – Вип. 40. – С. 90–101.
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. Кабалдин Ю.Г., Олейников А.И., Шпилев А.М., Бурков А.А. *Математическое моделирование самоорганизующихся процессов в технологических системах обработки ре- занием*. Владивосток, Дальнаука, 2000. 194 с.
7. Шаповалов В.Ф., Печеный В.И., Клочко А.А., Пермяков А.А., Шелковой А.Н., Гасанов М.И., Анцыферова О.А. Повышение качества поверхностного слоя зубьев изношенных и восстанавливаемых крупногабаритных зубчатых колес поверхностным пластическим деформированием // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем: зб. наук. пр. – Краматорськ : ДДМА, 2018. – Вип. 42. – С. 91–102.
8. Гасанов М.И., Клочко А.А., Черкашина Г.И., Перминов Е.И. Групповые маршрутные технологические процессы восстановления крупногабаритных зубчатых колес на основе имитационного моделирования с учетом прогрессирующих видов износа // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем: зб.наук. пр. – Краматорськ : ДДМА, 2018. – Вип. 42. – С. 28–36.
9. Гасанов М.И., Клочко О.О., Заковоротный О.Ю., Перминов С.В. Технологічний регламент оптимізації систем відновлення функціональних властивостей великогабаритних відкритих зубчатих передач // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Технології у машинобудуванні – Bulletin of the National Technical University «KhPI». Series: Techniques in a machine industry: зб. наук. пр. / Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут». – Харків : НТУ «ХПІ», 2018. – № 6 (1282) 2018. – С. 107–112. – ISSN 2079–004X.
10. Шелковой А.Н. Обеспечение эксплуатационных свойств закаленных зубчатых колес / А.Н. Шелковой, А.А. Клочко, М.И. Гасанов // Вестник современных технологий: сб. науч. тр. – Севастополь : ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет», 2017. – Вып. 8. – С. 61–70.
11. Функциональные аспекты имитационного математического моделирования геометрических параметров процесса зубофрезерования / О.М. Шелковой, О.О. Клочко, М.И. Гасанов, Д.О. Кравченко, О.О. Анцыферова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Технології у машинобудуванні. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 26 (1248). – С. 66–74. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2079–004X.
12. Клочко А.А., Гасанов М.И., Басова Е.В. Регламент выбора и назначения параметров состояния поверхностного слоя закаленных зубчатых колес. Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Технології у машинобудуванні. – Харків: НТУ «ХПІ», 2016. – № 33 (1205). – С. 145–157. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2079–004X.
13. Клочко О.О., Гасанов М.И., Заковоротный О.Ю., Майборода В.С., Охрименко О.О., Федоренко В.С. Технолічні передумови деформації і рушення різуючого шару при швидкісному зубофрезеруванні загартованих циліндричних зубчастих коліс на основі атомного підходу // 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. – № 1 (5) 2022. – С. 10–20. – ISSN 2079-004X, DOI: 10.20998/2079-004X.2022.1(5).02
14. 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.
15. Gołębski, R., & Ivandic, Z. (2018). Analysis of Modification of Spur Gear Profile. *Tehnicki Vjesnik*, 25(2), 643-648.
16. M. Ciavarella, On the significance of asperity models predictions of rough contact with respect to recent alternative theories, *ASME J. Tribol.* 139 (2017) 021402-1-11.
17. Нежебовський В.В., Дергоусов В.М., Пермяков О.А., Клочко О.О., Устиненко О.В., Рябенко С.В. Новітні процеси обробки зубчастих коліс редукторів вугледобувних комбайнів // Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку. Матеріали ХХ Міжнародної науково-технічної конференції 01 – 03 вересня 2022 року / за заг. ред. В. Д. Ковальова. – Краматорськ-Тернопіль: ДДМА, 2022. – С. 162–163. – ISBN 978-617-7889-20-4..
18. Нежебовський В.В., Бережний Р.А., Пермяков О.А., Клочко О.О., Рябенко С.В., Устиненко О.В. Системи параметрів стану робочих поверхонь і точності розмірів циліндричних загартованих зубчастих коліс очисного комбайну укл200-500 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. 1. Shelkovej A.N., Gasanov M.I., Naboka E.V., Klochko A.A., Belousov N.A., Novikov F.V. Imitacionnoe modelirovanie tekhnologicheskogo obespecheniya e' kspluataczionny' kh svojstv krupnogabaritny' kh zubchaty' kh koles. Novy' e' i netradiczionny' e' tekhnologii v resurso- i e' nergosberezenii: Materialy' mezhdunarodnoj nauchno-tekhnicheskoy konferenczii, 22-24 sentyabrya 2021 g., g. Odessa. – Odessa: Gosudarstvenny'j universitet «Odesskaya politekhnika», 2021. – S. 207 – 210.
2. 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.
3. Tekhnologicheskie osnovy' zuboobrabotki zakalenny' kh krupnomodul'ny' kh zubchaty' kh koles: monografiya / A. A. Klochko [i dr.]. – Kramatorsk : DGMA, 2014. – 479 s. ISBN 978-966-379-667-3.

4. Issledovanie proცessov zubofrezerovaniya zakalenny'kh shevronny'kh zubchaty'kh koles / A.A. Klochko, M.I. Gasanov, E.V. Basova, S.Yu. Palashek, A.L. Nevmerzichkij // Nadi'jni'st' i'nstrumentu ta optimi'zacii'ya tekhnologi'chnikh sistem: zb.nauk. pr. – Kramators'k : DDMA, 2017. – Vip. 40. – S. 90–101.
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. Kabaldin Yu.G., Olejnikov A.I., Shpilev A.M., Burkov A.A. Matematicheskoe modelirovanie samoorganizuyushchikhsya proცessov v tekhnologicheskikh sistemakh obrabotki rezaniam. Vladivostok, Dal'nauka, 2000. 194 s.
7. Shapovalov V.F., Pechenyj V.I., Klochko A.A., Permyakov A.A., Shelkovej A.N., Gasanov M.I., Anczyferova O.A. Povyshenie kachestva poverkhnostnogo sloya zubev iznoshenny'kh i vosstanavlivaemy'kh krupnogabaritny'kh zubchaty'kh koles poverkhnostny'm plasticheskim deformirovaniem // Nadi'jni'st' i'nstrumentu ta optimi'zacii'ya tekhnologi'chnikh sistem: zb. nauk. pr. – Kramators'k : DDMA, 2018. – Vip. 42. – S. 91–102.
8. Gasanov M.I., Klochko A.A., Cherkashina G.I., Perminov E.I. Gruppy'e marshrutny'e tekhnologicheskie proცessy vosstanovleniya krupnogabaritny'kh zubchaty'kh koles na osnove imitacionnogo modelirovaniya s uchetom progressivnykh vidov iznosa // Nadi'jni'st' i'nstrumentu ta optimi'zacii'ya tekhnologi'chnikh sistem: zb.nauk. pr. – Kramators'k : DDMA, 2018. – Vip. 42. – S. 28–36.
9. Gasanov M.I., Klochko O.O., Zakovorotnij O.Yu., Perminov Ye.V. Tekhnologi'chnij reglament optimi'zacii'yi sistem vidovlennya funkcionality' vlastivostej velikogabaritnykh vidov zubchatykh peredach // Vestnik Natsional'nogo tekhnichnogo universitetu «KhPI». Seriya: Tekhnologi'yi v mashinobudovanii – Bulletin of the National Technical University «KhPI». Series: Techniques in a machine industry: zb. nauk. pr. / Natsional'nij tekhnichnij uni'versitet «Kharkiv'skij poli'tekhnichnij i'nstitut». – Kharkiv : NTU «KhPI», 2018. – # 6 (1282) 2018. – S. 107–112. – ISSN 2079–004Kh.
10. Shelkovej A.N. Obespechenie ekspluatatsionny'kh svoystv zakalenny'kh zubchaty'kh koles / A.N. Shelkovej, A.A. Klochko, M.I. Gasanov // Vestnik sovremenny'kh tekhnologij: sb. nauch. tr. – Sevastopol' : FGAOU VO «Sevastopol'skij gosudarstvennyj universitet», 2017. – Vy'p. 8. – S. 61–70.
11. Funkcionalny'e aspekty imitacionnogo matematicheskogo modelirovaniya geometricheskikh parametrov proცessa zubofrezerovaniya / O.M. Shelkovej, O.O. Klochko, M.I. Gasanov, D.O. Kravchenko, O.O. Anczyferova // Vestnik NTU «KhPI». Seriya: Tekhnologi'yi u mashinobudovanii. – Kharkiv : Kharkiv'skij poli'tekhnichnij i'nstitut, 2016. – # 33 (1205). – S. 145–157. – Bibliogr.: 7 nazv. – ISSN 2079–004Kh.
12. Klochko A.A., Gasanov M.I., Basova E.V. Reglament vybora i naznacheniya parametrov sostoyaniya poverkhnostnogo sloya zakalenny'kh zubchaty'kh koles. Vestnik NTU «KhPI». Seriya: Tekhnologi'yi u mashinobudovanii. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2016. – # 33 (1205). – S. 145–157. – Bibliogr.: 7 nazv. – ISSN 2079–004Kh.
13. Klochko O.O., Gasanov M.I., Zakovorotnij O.Yu., Majboroda V.S., Okhrimenko O.O., Fedorenko V.S. Tekhnologi'chni' peredumovi deformatsii'yi i'rushennya zubu zuyemogo sharu pri shvidki'nomu zubofrezuvanni' zagartovanikh czilindricheskikh zubchatikh koli's na osnovi' atomnogo pidkhi'du // Vestnik Natsional'nogo tekhnichnogo universitetu «KhPI». Seriya: Tekhnologi'yi v mashinobudovanii = Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Techniques in a machine industry: zb. nauk.pr. / Nacz. tekhn. un-t «Kharkiv. poli'tekhn. i'n-t». – Kharkiv : NTU «KhPI», 2022. – # 1 (5) 2022. – S. 10–20. – ISSN 2079-004Kh, DOI: 10.20998/2079-004X.2022.1(5).02.
14. 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.
15. Golebski, R., & Ivandic, Z. (2018). Analysis of Modification of Spur Gear Profile. *Tehnicki Vjesnik*, 25(2), 643-648.
16. M. Ciavarella, On the significance of asperity models predictions of rough contact with respect to recent alternative theories, *ASME J. Tribol.* 139 (2017) 021402-1-11.
17. Nezhebovs'kij V.V., Dergousov V.M., Permyakov O.A., Klochko O.O., Ustinenko O.V., Ryabchenko S.V. Novi'zni' proცesi obrabotki zubchastikh koli's reduktori'v vugledobuvnykh kombajni'v // Vazhke mashinobudovannya. Problemi ta perspektivi rozvitku. Materi'ali XX Mi'zhnarodnoi naukovo-tekhnichnoi konferencii'yi 01 – 03 veresnya 2022 roku / za zag. red. V. D. Koval'ova. – Kramators'k-Ternopi'l : DDMA, 2022. – S. 162–163. – ISBN 978-617-7889-20-4.
18. Nezhebovs'kij V.V., Berezhnij R.A., Permyakov O.A., Klochko O.O., Ryabchenko S.V., Ustinenko O.V. Sistemi parametru'v stanu robochikh poverkhon' i' tochnosti' rozmi'ri'v czilindricheskikh zagartovanikh zubchastikh koli's ochisnogo kombajnu ukd200-500 novogo pokoli'nnya // Vestnik Natsional'nogo tekhnichnogo universitetu «KhPI». Seriya: Tekhnologi'yi v mashinobudovanii = Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Techniques in a machine industry: zb. nauk.pr. / Nacz. tekhn. un-t «Kharkiv. poli'tekhn. i'n-t». – Kharkiv : NTU «KhPI», 2022. – # 2 (6) 2022. – S. 7–15. – ISSN 2079-004Kh, DOI: 10.20998/2079-004X.2022.2(6).02.

Поступила (received) 10.01.2023

Відомості про авторів / About the Authors

Гасанов Магомедмін Ісамагомедович (Hasanov Magomedmin) – проректор по науково-педагогічній роботі, доктор технічних наук, професор кафедри технологія машинобудування і металорізальні верстати, Національного технічного університету «Харківський політехнічний університет», м. Харків; тел.: (096)-590-8850; e-mail: kh.kajvika@gmail.com;

Пермяков Олександр Анатолійович (Permyakov Alexandr) – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри "Технологія машинобудування та металорізальні верстати" Національного Технічного Університету «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; тел.: +38 (057) 707-66-34; e-mail: perm_a@i.ua ORCID: 0000-0002-9589-0194,

Шелковий Олександр Миколайович (Shelkovi Oleksandr) – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Інтегровані технології машинобудування» ім. М.Ф. Семка Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри інтегрованих технологій машинобудування ім. М.Ф. Семка; м. Харків, Україна; ORCID: 0000-0002-7414-4854; тел.: (057) 7076143e-mail: alnikshelk@gmail.com

Закворотній Олександр Юрійович (Zakovorotniy Alexander) – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри обчислювальна техніка та програмування, Національного технічного університету «Харківський політехнічний університет», м. Харків; тел.: (097) 967-3271; e-mail: arcade@i.ua; ORCID: 0000-0003-4415-838X

Клочко Олександр Олександрович (Klochko Oleksandr) – доктор технічних наук, професор кафедри технологія машинобудування та металорізальних верстатів Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, вул. Кирпичова, 2, Україна; тел.: +38067-936-36-64, e-mail: ukrstanko21@ukr.net, ORCID: 0000-0003-2841-9455.