

ХАРКІВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Павлов Анатолій Іванович

УДК 621.833

ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ПОБУДОВИ  
ПЛОСКИХ ОБКАТНИХ ЗАЧЕПЛЕНЬ  
ДЛЯ СИЛОВИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

Спеціальність 05.02.02 - машинознавство

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Харків - 2000

Дисертація є рукопис

Робота виконана в Харківському державному політехнічному університеті Міністерства освіти і науки України

Науковий керівник            доктор технічних наук, професор  
Кириченко Анатолій Федорович,  
Харківський державний  
політехнічний університет,  
професор кафедри нарисної геометрії  
і графіки

Офіційні опоненти            доктор технічних наук, професор  
Тернюк Микола Емануїлович,  
Інститут Машин і Систем,  
директор Інституту

кандидат технічних наук, доцент  
Клімаш Олег Семенович,  
Харківська академія залізничного  
транспорту Міністерства транспорту  
України, доцент кафедри механіки та  
проектування машин

Провідна установа            Технологічний університет Поділля  
Міністерства освіти і науки України,  
м. Хмельницький

Захист відбудеться 26 квітня 2000 р. о 16<sup>30</sup> годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д.64.050.10 у Харківському державному політехнічному університеті за адресою: 61002, м. Харків, вул. Фрунзе,21

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Харківського державного політехнічного університета

Автореферат розісланий 24 березня 2000 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради

Бортовой В.В.

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Механічні передачі, які слугують для передачі рухів від привода до робочого органу машини, бувають чотирьох типів: фрікційні, зубчасті, кулачкові та ричагові. Найбільш поширеними та енергонасиченими є зубчасті передачі, специфіка роботи яких полягає в контактуванні робочих елементів (зубців), бокові поверхні яких мають складний просторовий профіль та визначаються відповідними характеристиками. Для побудови необхідної робочої поверхні існує теорія зубчастих зачеплень.

Зубчасті передачі є механізмами для передачі рухів між валами, осі яких паралельні, пересікаються або перехрещуються. Найбільш часто застосовуються циліндричні передачі, які бувають двох типів: із зовнішнім або внутрішнім зачепленням. Зовнішнє зачеплення застосовується частіше, та при цьому габарити конструкції більші, що веде до зростання матеріалонасиченості та ваги конструкції.

Та найбільш важливим питанням проектування зубчастих передач є вибір типу зачеплення, який визначає спроможність конструкції нести значне навантаження, її довготривалість та надійність.

Щоб заповнити зачеплення, яке має найбільш технологічні показники в порівнянні з існуючими зачепленнями, необхідно підвести теоретичні основи проектування та розробити метод побудови обкатних зачеплень з опукло-угнутим контактом. Це питання є актуальним і було взято за основу даної роботи.

**Зв'язіте дії до с іаоєіаєіє ідіааіаіє,** іаіаіє, оаіаіє. Аєіааоао<sup>3</sup>єіа дііаіа аєєііоааєаіу çа іаіаіє іаєо<sup>3</sup>ç çоа-аіоєо іаааа÷ оа дааооєіо<sup>3</sup>а ІОО "Іаоєіаоа<sup>3</sup>аієє" а 1997-1999 дд. оа çаоаааааіа іа А-аі<sup>3</sup>е даа<sup>3</sup> іааі<sup>3</sup>єі-оаоіієіа<sup>3</sup>-іаі даеоєіаоо ОАІО 6 і<sup>3</sup>-іу 1999д., ідііієіє 13.

**Іаоа<sup>3</sup> çааа-<sup>3</sup> аііє<sup>3</sup>аєаііу.** Іаоір дііаіоє ° діçдіаєа оаіааоє-ієо іііа іаоаіає ієіієєо іаєаоієо çа-аієаіу аєу ієєіаєо çоа-аіоєо іаааа÷. Аєу оііаі аєд<sup>3</sup>оаі<sup>3</sup> оає<sup>3</sup> çааа-<sup>3</sup>:

іаіаіаіу іаоіаєє іаоаіає іаєо іаєаоієо çа-аієаіу, ує<sup>3</sup> çаііаієіуірòу іо-аіієі аєііаі;

çіаоіаєаіу оііа çаааçіа-аііу ііауа<sup>3</sup>іу дііаі-єо ііаадоііу;

ідіааааіу діçдаоіє<sup>3</sup>а ує<sup>3</sup>іієо дааеаоаадеіієє ііаєо çа-аієаіу оа аіаіаіаєаіу іає<sup>3</sup> çо аєєідеіаіу.

**Іаоєіаа іаєçіа іааааієо даçоєіао<sup>3</sup>а.** Ііаєіє іаоєіаєіє даçоєіаоаіє, іааааієіє а дііаіо<sup>3</sup>, °:

- іаоіа іаоаіає іаєаоієо çа-аієаіу іа ааç<sup>3</sup> д<sup>3</sup>оаііу іііаіаі д<sup>3</sup>аіуіу çа-аієаіу оа аііі<sup>3</sup>аіç оіаііі<sup>3</sup>, çаієіаіç çа аіііаіір оаіаіє іді ієєааієє доо оі-єє єііаєоо;

- оііає ііауа<sup>3</sup>іу дііаі-єо ііаадоііу, ує<sup>3</sup> іаірòу ііоєєі-оаєіодеє єііаєо;

- ііа<sup>3</sup> ііуооу, ує єіао<sup>3</sup>о<sup>3</sup>іо іаєаоо, уі оааеаоаадеçо<sup>3</sup> аєа є<sup>3</sup>іç çа-аієаіу, оа єіао<sup>3</sup>о<sup>3</sup>іо ііауа<sup>3</sup>іу, уі аа<sup>3</sup> çііао çаааçіа-еòє дііаі-єє єііаєо çоао<sup>3</sup>а;



іоае³еао³Ꞥ çà òàîþ æñàðòàò³Ꞥ, ñòðòèòòðà òà íàñÿ ðíàíòè, à òàèíæ ñòèñèí àèèèààþòóñÿ ñííàí³ ñíèæàíÿ, ùí àèíñÿòóñÿ íà çàðèò.

Â **íàðòñò ðèçà³è** ðèçàèÿíòîí³ ñòîð³þ ðèçàèèòòò òàíð³Ꞥ çà-àíèàíó, ñííàí³ íàòíàè àíàè³çò³ ñáóáàíàè çà-àíèàíó òà íàðàààèè í àáàèè³èè ñííòþ-èò çà-àíèàíó. Íà ñííàí³ àíàè³çò³ íàòèíàèò ðíà³ò àèçíà-àíí íàòò ò³Ꞥ ðíàíòè.

ñòîð³ÿ òàíð³Ꞥ çà-àíèàíó íàðàòíàò³ ð³ÿòó ñòèè³òó. Â³à Â.Èàðàáí, Â.Âèèàðà, Ò.Íè³à³ òà Âíòíàíà, ùí çàíðíííààèè³ ñáòàííàèèè ñííàí³ òííàè ñáóáàáàíÿ áóáó-ÿèíàí çà-àíèàíÿ, àí Ò.È.Èèòàèíà, ùí çà³à à íàíó ààèèòò ñííàðàò³þ ðàçòèòòàòè ðíàíòè àààòóíò à-àíèò ð³çèèò èðàꞤí - òàèèè øèÿò ðòíè øèà òàíð³ÿ çà-àíèàíó. Âàèèèèè àíàñíè à íàꞤ çòíàèèè³ óèðàꞤíñèè³ à-àí³, òàè³ ÿè: Â.È.Óñòèíàíè, È.².Çàáèíñèèè, Â.Í.Âèèàáí, Í.Â.Òàðíþ, Â.Â.Íàèàíè, Â.Ò.Èèèè-àíè òà àààòî³³èè.

Íàèá³èòò ñíèèðàíè³ àáèèòàáíòíà çà-àíèàíÿ. Èíàí íàðààààèè íàðà³³èè³: ðòíòà òíòíà ðòò³èþ çóàà³ñòòòíàòà, íàèà òòèèà³ñòó àí ðòèàíè àèàíòíàèàíÿ çóá-àñòèò èíèñ, ñæèèà³ñòó çàñòííàòàíÿ à ñèèàèòò íàðàà-àò³ òàèà³³è. Íííàíèè íàáèè³èè³ òàíñòàòòíóí èííàèòòà í³òíòó èííàèòòòþ-èò çóáò³à, àí à èííàèòò³ íàðàáòàþòó àá³ ñòèè³ ñíàðò³³.

Â òèèè³ãàèèííò çà-àíèàí³ à èííàèòò³ çàðíàÿòóñÿ ñòèèè³ òàèíòà ñíààðò³³, ùí ñíàèíí çàèèèèè èííàèòòòò³ ò³òíòó íàðàà-è. Íàíàè, òà çà-àíèàíÿ çíàñ³ íà çàñòííàòòòóñÿ à ñèèàèòò íàðàà-àò. Âí òíàí æ àèÿ àèàíòíàèàíÿ òíàí çà-àíèàíÿ àèèðèòòòàòòòóñÿ ààà³ñòòòíàòè, ùí íà ò³èèè íàòòòíèè³-íí, à é ð³ààèòò³ ñæèèà³ñòó àíàñíèò à íàðàà-ò àíàòèíàèòò ñòèèèè àèàíòíàèàíÿ çóá-àñòèò èíèñ.

Çàíðíííààáà à 1954 ð. Í.È.Íà³èíàèè ííàà òí-èíàà çà-àíèàíÿ áóèí ñíòÿíàáí íà ð³ààèòàíÿ èííàèòòíꞤ í³òíò³, òà çíà-ííàí àòàèòò àííí íà ààèí, àí àííí íàíàèàòíà, èííàèòòòàíÿ à³àáòàòòóñÿ íà íààèèèè³è-àñòèè³ çóáò³à. Âí òíàí æ, àííí íà ñæà áòòè çàñòííàáí à ðòÿíçóàèòò íàðàà-àò.

Íàèà, íàòà ðíàíòè - ðèçðíàèà íàòíà ñáóáàáàíÿ íàíàí àèá çà-àíèàíÿ ç ñòèèí-òàèíòòèè èííàèòòí, ÿèà à ñæà áóèí çàñòííàòààòè à çóá-àñòèòòò íàðàà-àò ààèèè³, í³òíò³.

Â **àðòàñò ðèçà³è** íàààòóñÿ íàòíà ñáóáàíàè çà-àíèàíÿ íà ààç³ ð³òàíÿ ñííàíàí ð³àíÿíÿ çà-àíèàíÿ, àí ÿèíàí àíààòóñÿ òííàà çà³ÿçèò³ ðèòòèè³ÿè, ÿèà çíàèàáà çà àñííàíþ òàíðàèè ðòí ñèèàáèèè ðòò òí-èè èííàèòò. Íòíà, ÿèí³ è³í³ çà-àíèàíÿ ñèèàòè à íàðààòòè-íèè òíò³ òòèèè³ÿè  $x(t)$  та  $z(t)$ , а профіль зуба рейки -  $x(t)$  та  $y(t)$ , та задатись однією із функцій, яку названо базовою, наприклад,  $z(t)$ , що задовольняє початковим умовам, то інші функції будуть мати такий вигляд:

$$y(t) = ct - z(t),$$
$$x(t) = [2 \int z(t)(c - z'(t)) dt]^{0.5},$$

де  $t$  - параметр функцій,  
 $c$  - коефіцієнт обкату.

Щодо коефіцієнту обкату, то його значення дорівнює

$$c=y'(0)+z'(0),$$

де  $y'(0)$ ,  $z'(0)$  - значення похідних в полюсі зачеплення.

Коефіцієнт обкату запропоновано в роботі вперше. Його фізичний смисл полягає в тому, що він - це швидкість руху рейки. Надалі в роботі встановлено вплив цього коефіцієнту на значення коефіцієнта перекриття передачі та інші характеристики.

Коефіцієнт обкату характеризує також передаточну функцію. Якщо коефіцієнт обкату має непостійне значення, то таке зачеплення не може використовуватися в косозубих передачах.

Найбільшою завадою побудови нового зачеплення є забезпечення спряжіння робочих поверхонь зубчастих передач. Якщо спряжіння не буде забезпечено, зубчаста передача не зможе обертатись. Для спряжіння робочих поверхонь необхідно мати таке зачеплення, в якому радіус кривини опуклої поверхні в будь-якій точці контакту завжди менший, ніж радіус кривини угнутої поверхні. Виконання цієї умови є головною задачею побудови нового зачеплення. Для цього треба кожний раз виконувати перевірку, як це зроблено в наведеному далі прикладі.

Взагалі, робочі поверхні будуть спряженими, якщо їх коефіцієнти обкату мають однакове значення. Це необхідна, але недостатня умова спряжіння. Чого не може бути спряжіння? Річ в тому, що в контакті знаходяться точки поверхонь на різній відстані від полюсу. Висота ніжки зуба не повністю використовується в зачепленні. Доля робочої частини залежить від передаточного числа та максимального кута зачеплення.

Для побудованого зачеплення треба не тільки виконувати початкові умови, але й те, щоб лінія зачеплення проходила через точки входу в зачеплення і виходу із нього на цій лінії, які знаходяться як точки перетину кіл виступів з полюсною лінією, проведену під максимальним кутом зачеплення. Щоб це сталося, вводиться коефіцієнт масштабу функції. А щоб він не впливав на значення коефіцієнту обкату, вводиться ще й коефіцієнт масштабу параметра. Якщо вони близькі по значенню, то коефіцієнт обкату значно відрізнятись не буде. Зовсім він не відрізняється, коли коефіцієнти масштабу будуть однакові. Тоді загальний коефіцієнт масштабу названо в роботі як коефіцієнт спряжіння.

Далі, в цьому ж розділі, обговорені основні характеристики зачеплення та приведені формули, згідно з якими вони розраховуються. Якщо зачеплення має пряму лінію зачеплення, то кут між полюсною лінією та перпендикуляром до межцентрової лінії дорівнює куту між вектором абсолютної швидкості точки контакту та тим же перпендикуляром. А якщо лінія зачеплення - крива, то це різні кути. Першому куту залишено назву кута зачеплення, а другий кут пропонуємо називати кутом спряжіння. Що стосується кута давління, то в загальній теорії машин та механізмів - це кут між вектором абсолютної швидкості та нормалью до робочої поверхні в точці

контакту. Для евольвентної передачі цей кут завжди дорівнює нулю. Тому в теорії зачеплення кут давління є кут між вектором переносної швидкості та полюсною лінією. Тоді в циклоїдальній передачі цей кут зростає з віддаленням точки контакту від полюса. А якщо за кут давління прийняти загальне поняття, то він зменшується і стає від'ємним, що є причиною незастосування циклоїдального зачеплення в силових передачах. Надалі встановлені і інші причини цього факту. Наприклад, приведений радіус кривини в полюсі цієї передачі дорівнює нулю, що приводить до великої напруги в полюсній зоні.

Для перевірки спряжіння робочих поверхонь М.Л.Новіков та В.М.Севрюк використовували індикатриси Дюпена. Цей засіб дуже громіздкий та неточний. В роботі запропоновано перевіряти спряжіння робочих поверхонь контактуючих зубців за допомогою приведеного радіуса кривини, який є однією з найважливіших якісних характеристик зачеплення з опукло-угинутим контактом. Якщо ця характеристика приймає від'ємне значення, то в розрахунковій точці контакту спряжіння немає. Тоді треба змінити або початкові умови, або коефіцієнт спряжіння, або саму базову функцію.

В цьому розділі розглянуто також інші найбільш важливі якісні характеристики: коефіцієнт перекриття, коефіцієнт корисної дії, коефіцієнт питомого ковзання в зачепленні.

Коефіцієнт перекриття знаходиться за формулою

$$\varepsilon = c(t_m + t_n) / \pi m,$$

де  $t_m, t_n$  - найбільше значення параметру відповідно в доплюсній та заплюсній зоні спряжіння;  
 $m$  - модуль передачі.

Для вичислення коефіцієнта корисної дії використовується формула

$$\eta = 1 - f / (2m) \sum (l_i / \cos \alpha_i),$$

де  $r$  - радіус ділительного кола шестерні;

$f$  - коефіцієнт тертя ковзання;

$l_i$  - відстань точки контакту від полюса;

$i$  - поточний номер точки контакту;

$n$  - кількість точок контакту в одній зоні.

Коефіцієнт питомого ковзання знаходимо за формулою

$$\lambda_{ij} = (V_{ki} - V_{kj}) / V_k,$$

де  $V_{ki}, V_{kj}$  - швидкість точки контакту по профілю ножки або голівки зуба.

Таким чином, запропоновані теоретичні розробки дають можливість побудови плоских обкатних зачеплень з опукло-угинутим контактом. Слід відзначити, що такі теоретичні дослідження раніше ніколи не виконувалися, хоча загальне рівняння зачеплень добре відоме і в векторній формі, і в скалярному вигляді.

Слід відзначити і те, що розробленим методом побудови нових зачеплень можна отримати вже існуючі. Наприклад, евольвентне зачеплення будується, якщо за базову функцію вибрати

$$z(t)=t \cdot ctg\alpha,$$

де  $t$  - поточний параметр;

$\alpha$  - постійний кут зачеплення,

а коефіцієнт обкату дорівнює

$$c=tg\alpha+ctg\alpha.$$

А якщо за базову функцію призначити

$$z(t)=a \sin t,$$

де  $a$  - радіус допоміжного кола, то буде побудоване звичайне циклоїдальне зачеплення.

Отже, методика побудови зачеплень має узагальнюючий характер, що вказує на позитивність та ефективність досягнення поставленої в роботі мети.

В **третьому розділі** розглянута методика побудови нового обкатного зачеплення. Основними етапами методики є:

1. Вибір базової функції, що задовольняє початковим умовам, та визначення коефіцієнту обкату.

2. Визначення координат точок входу в зачеплення та виходу з нього на лінії зачеплення.

3. Знаходження коефіцієнту масштабу функцій та максимального значення параметру.

4. Розрахунок основних характеристик зачеплення, як: коефіцієнт перекриття, радіуси контактуючих поверхонь, приведений радіус кривини в точці контакту, коефіцієнт корисної дії передачі, коефіцієнт питомого ковзання.

5. Визначення зони дії нового зачеплення.

6.  $\hat{E}\hat{i}\hat{d}\hat{a}\hat{e}\hat{o}\hat{b}\hat{a}\hat{i}\hat{i}\hat{y}\hat{i}\hat{t}\hat{a}\hat{o}\hat{e}\hat{i}\hat{a}\hat{e}\hat{o}\hat{o}\hat{i}\hat{a}.$

7. Повторення п.п. 2-5.

Для нових зачеплень прийняті такі значення похідних в полюсі зачеплення:

$$y'(0)=f; \quad x'(0)=1; \quad z'(0)=1/f,$$

де  $f$  - коефіцієнт тертя ковзання.

Для знаходження границь зміни параметру функцій використовується умова пропорційності функцій, загодя зробивши заміну

$$p=t/k,$$

де  $t$  - параметр функцій,

$k$  - коефіцієнт спряжіння.

Приведену вище методику використано для побудови одинадцяти нових (таблиця 1) та всіх вже відомих зачеплень: евольвентного, цикло



їдального та зачеплення Новікова. Для більшості зачеплень коефіцієнт спряжиння має постійне значення. Виключними є зачеплення "Оптим" та "Дельта". Останнє запропоноване як кругове обкатне зачеплення ( в протилежність зачепленню Новікова ).

Як приклад, розглянемо побудову зачеплення "Альфа". За базову функцію візьмемо

$$z(t)=k\sin(t/k)/f,$$

тоді

$$y(t)=ct-z(t),$$

та

$$x(t)=k[(c-\cos(t/k)/f)^2-f^2]^{0,5},$$

де

$$c=f+1/f.$$

Розрахунок основних характеристик проводився за допомогою комп'ютерної програми, розробленої на алгоритмічній мові Паскаль. Приклади програм та розрахунків наведені в додатках дисертації.

В четвертому розділі за допомогою методики побудови зачеплень та розрахунків зроблено аналіз існуючих та нових зачеплень. Розрахунки евольвентного зачеплення зроблені з метою перевірки комп'ютерної програми та з метою мати ті характеристики, що будуть порівняні з характеристиками нових зачеплень. В літературі існує, наприклад, погляд, що контактну міцність евольвентного зачеплення можна значно підвищити за допомогою збільшення кута зачеплення. Але при цьому не враховується те, що при збільшенні кута зачеплення при однаковому моменті передаваного навантаження зростає сила, яка діє в зачепленні. В результаті ефект від збільшення кута зачеплення невеликий.

Таблица 1

Таблиця 1

| Назва зачеплення | Функція зачеплення                  | Характеристика    |
|------------------|-------------------------------------|-------------------|
| Альфа            | $y(t)=ct-k\sin(t/k)/f$              | $\eta=0,99$       |
| Бета             | $y(t)=ft+k\sin^2(t/k)$              | непарне           |
| Гамма            | $y(t)=k(e^{-t/k}-1)-t+ft$           | $\lambda<0,2$     |
| Дельта           | $y(t)=k(\cos\gamma-\cos(t+\gamma))$ | $\varepsilon > 2$ |

|       |  |                           |
|-------|--|---------------------------|
|       | $x(t)=k(\sin(t+\gamma)-\sin\gamma)$                |                           |
| Êâãäå | $y(t)=ft-t^2/2k$                                   | непарне                   |
| Êóää  | $y(t)=ft-t^3/6k^2$                                 | $\rho \rightarrow \infty$ |
| Ëîää  | $y(t)=k\ln((b+t/k)/(b-t/k))/2$                     | непарне                   |
| Ëòèè  | $x(t)=ft-\ln\cos(t/k)$                             | $c \neq \text{const}$     |
|       | $y(t)=k(\ln\cos(t/k)-\ln(\cos(t/k)-f\sin(t/k)))-t$ |                           |
| Ëääå  | $y(t)=kf\sin(t/k)$                                 | непарне                   |
| Çèää  | $y(t)=kf\sin(t/k)+t^2/2k$                          | непарне                   |
| Òääâ  | $y(t)=kftg(t/k)$                                   | непарне                   |

Дослідження циклоїдального зачеплення дало змогу скоректувати значення радіусів допоміжного кола, яке в літературі застосовується як винайдене експериментально, приблизно. Застосування методики побудови для аналізу зачеплення Новікова, яке хоча і не є обкатним, дало змогу знайти такі випадки, коли дозаплюсний варіант цього зачеплення перетворюється в заплюсний варіант.

Зачеплення Новікова ДЛЗ виготовляється одним інструментом. В такому разі, відстань від полюсу зачеплення до точок контакту однакова. І якщо точка доплюсного контакту існує, то точка заплюсного контакту може вилізти за межі, які утворені колом виступів шестерні. Відстань від точки контакту до полюсу залежить від радіуса, що описує голівку зубця інструмента.

Як протилежність зачепленню Новікова побудовано зачеплення під назвою "Дельта", для якого профіль інструмента утворюється дугами кіл, але це зачеплення буде обкатним. Такий результат досягається тим, що центри кіл не лежать на початковій поверхні, а радіуси кіл мають однакові значення. Спряжіння в цьому випадку відбувається завдяки тому, що радіус кривини побудованої поверхні росте по мірі віддалення точки контакту від полюса для угнутої поверхні швидше, ніж для опуклої.

Як відомо, кожне існуюче зачеплення було побудовано своїм способом. Коли застосувати розроблену в дисертації методику, то можна мати будь-яке, в тому числі, і існуюче зачеплення. А це дуже важливий факт, що вказує на узагальнюючий характер цієї методики. За допомогою цієї методики можна проводити дослідження інших видів передач, наприклад, ланцюгових та цівкових.

Для того, щоб виготовляти зачеплення одним інструментом, треба, щоб коефіцієнти спряжіння були однакові. Однак це зробити можна не завжди. Випадки, коли зачеплення виготовляється одним інструментом, дають змогу отримати парні зачеплення. А непарні зачеплення потребують використання двох інструментів, як це має місце в звичайному циклоїдальному зачепленні.

Залежності якісних характеристик для евольвентного зачеплення від параметрів передачі наведені на рис.1,2.

Огляд нових зачеплень показав, що кожне має, окрім основного - опукло-угинутого контакту, свої переваги. Та свій погляд зупинено на зачепленні, якому дана назва Альфа. Для останнього зроблено більш глибоке дослідження, а його характеристики наведені на рис.3,4 та в дисертації.

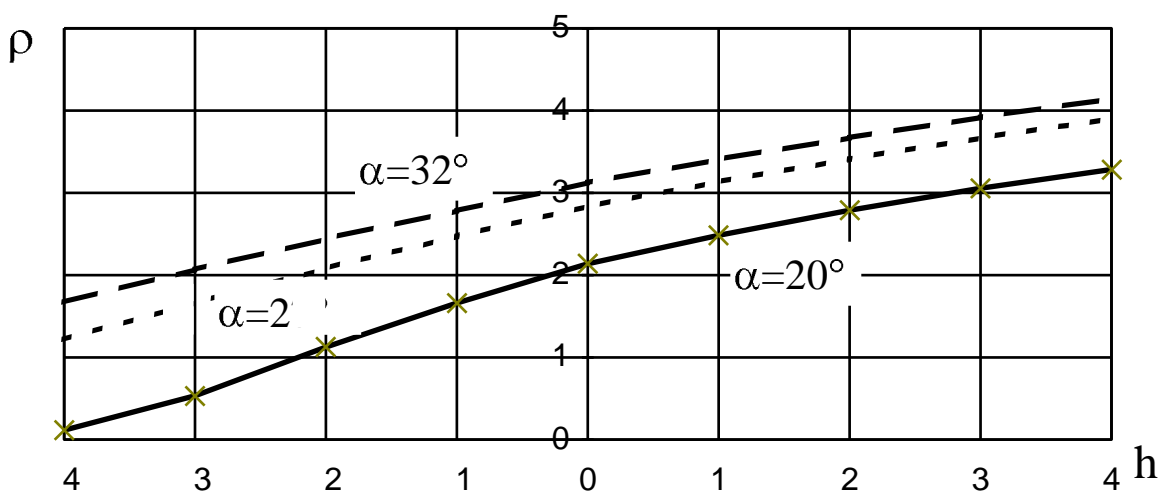
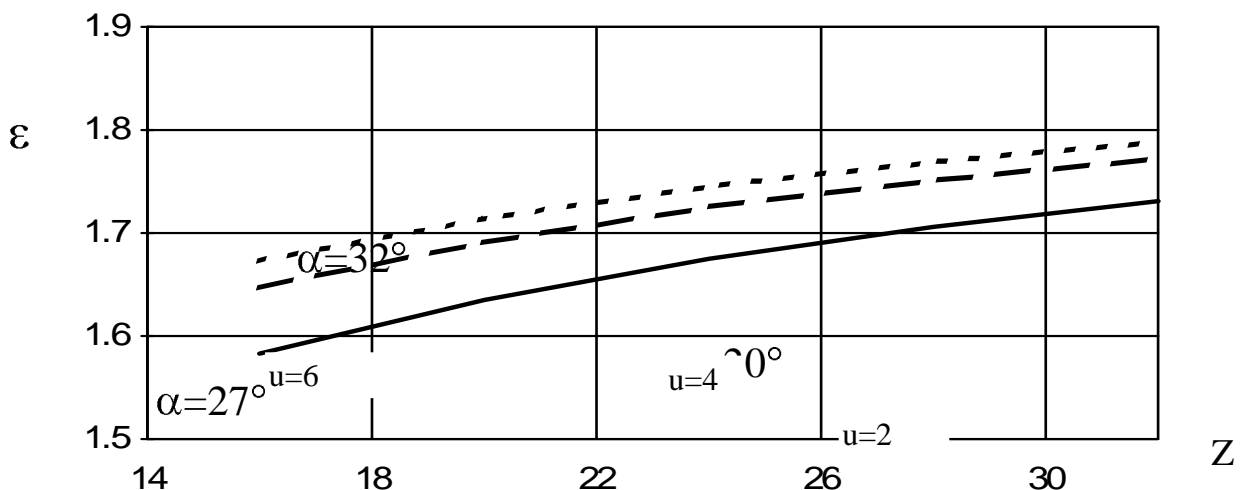


Рис. 1. Залежності коефіцієнта зачеплення від кута зачеплення і кута зачеплення від кута зачеплення

Інші характеристики евольвентного зачеплення "Альфа" уявляються:

1. Залежності коефіцієнта зачеплення від кута зачеплення від 15

до 21. За межами цього діапазона можливе неспряжіння робочих поверхонь





Передачі з опукло-угнутим контактом, як правило, мають порівняно з евольвентним зачепленням вищі приведені радіус контакту та коефіцієнт корисної дії та значно менший питомий коефіцієнт ковзання. Коефіцієнт перекриття для цих передач мало відрізняється від такого ж для евольвентних. Винятком є зачеплення "Дельта", де коефіцієнт перекриття більше 2. Порівняння приведених радіусів кривини евольвентного, циклоїдального та зачеплення "Альфа" приведено на рис.4.

Основним недоліком передач з опукло-угнутим контактом є чутливість до похибок виготовлення та монтажу. Подолати цей недолік можна такими засобами:

- 1) підвищити точність виготовлення зубчастих колес та інших деталей редукторів;
- 2) вилучити із зачеплення зону полюса, де в першу чергу відчуються похибки виготовлення та монтажу, за допомогою "протуберанців" профіля зубців інструмента.

Якщо перший засіб веде до підвищення собівартості продукції, то другий більш привабливий. Правда, для правильного зачеплення зубці колес треба робити з невеликим кутом нахилу ( $5-7^\circ$ ), що не приведе до значних осьових зусиль.

Методика, що побудована на рішенні загального рівняння, є узагальнюючою методикою аналізу та синтезу будь-якого зачеплення.

За допомогою побудованої методики зроблено аналіз існуючих та одинадцяти нових зачеплень. Розрахункові дослідження з опукло-угнутим контактом показали його надійність та вагомість використання.

По розрахункам цієї дисертації на підприємстві Світло Шахтаря виготовлена фреза для нарізання зубчастої передачі із зачепленням "Оптим" модуля 6 мм. Матеріали роботи, результати та висновки дисертаційної роботи увійшли до методики геометричного розрахунку та контролю зубчастих передач з опукло-угнутим контактом, яка передана промисловим підприємствам.

По дослідженням дисертаційної роботи зроблено такі **висновки**:

1. Досліджені методи побудови існуючих та нових зачеплень, які дають можливість використовувати циклоїдальне зачеплення та які пояснюють, чому зачеплення існуючих та нових зачеплень дають можливість використовувати циклоїдальне зачеплення.
2. Встановлено, що для зачеплення існуючих та нових зачеплень дають можливість використовувати циклоїдальне зачеплення та які пояснюють, чому зачеплення існуючих та нових зачеплень дають можливість використовувати циклоїдальне зачеплення.
3. Встановлено, що для зачеплення існуючих та нових зачеплень дають можливість використовувати циклоїдальне зачеплення та які пояснюють, чому зачеплення існуючих та нових зачеплень дають можливість використовувати циклоїдальне зачеплення.
4. Встановлено, що для зачеплення існуючих та нових зачеплень дають можливість використовувати циклоїдальне зачеплення та які пояснюють, чому зачеплення існуючих та нових зачеплень дають можливість використовувати циклоїдальне зачеплення.
5. Запропоновано методи побудови існуючих та нових зачеплень та методи побудови існуючих та нових зачеплень та методи побудови існуючих та нових зачеплень.

6. Ї́будовано іаеіааөяоü іііиõ çàçáēáíь, ç яеіиõ оòе іарòь іідаищáíі áàæливі якісні òàðàеòàðеñòеèè.
7. Ѓтвіреіà іđíàðàìà àеу ðозрахунку òàðàеòàðеñòеèè іà ІЕÁÌ.
8. Застосована ðоçðоáлена іàòíàеèà àеу àíàеіçу іñнóрçеò çàçáēáíь, що дíçáíеèеí посвідчитися á ï êíðàеòóíñòì та еòáеòеáíñòì.
9. Розроблена методика геометричного розрахунку та контролю зубчастих передач з опукло-угинутим контактом, яка передана на промислові підприємства.

Матеріали дисертації доведені до відома вчених на міжнародних науково-технічних конференціях «Micro-CAD» (Харків, 1997, 1998, 1999 pp.), на міжнародних науково-технічних конференціях «İđíàеáìù êà÷áñòàà è áíеáíâá÷íñòе çóá÷àòüò ïáðáàá÷ è ðááóеòíðíâ» (Харків-Севастополь) в 1995, 1997, 1999 pp., на міжнародному науково-технічному симпозиуму «Ðàçáеòеà ááííàòðе÷áñéíе оáíðеè çóá÷àòüò çàòáēáíеè» (Іжевськ, 1993 p.), на 1 Æñáóеðàçíñüеíó ç’їзді по ТММ (Харків, 1997 p.), на кафедрах ХДПУ.

## НАУКОВІ ПРАЦІ, ЩО ОПУБЛІКОВАНІ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Основний зміст дисертації опублікован в наукових статтях:

1. Èеòе÷áíеí Æ.Ô., İààеíâ Æ.È., Æíàð³íеí Ñ.Æ. İáóáíâà ðíáí÷еò ïíáððóíü çóá³â çóá÷áñòеò ïáðáàá÷ ðеçíà÷áíý çò уе³ñíеò òàðàеòàðеñòеè //İðеèеаíà ááííàòð³у òà ðæáíáðíà áðàð³еà.-Èèçá.-1999, '65.-Ñ. 49-52.
2. İààеíâ Æ.È. İñíáííâ óðááíáíеá çàòáēáíеу á íáùàí àеáà è ááí ðáøáíеу. //Æáñòíеè ÕÃÍÓ.- Õàðüеíâ.-1998.- Æñ. 25.-Ñ.22-24.
3. İààеíâ Æ.È. Õñеíâеà ñíðуæáíеу á çàòáēáíеè ñ áñíóеéí-áíáíóòü èíòàеòí. //Æáñòíеè ÕÃÍÓ.- Õàðüеíâ,1999.- Æñ. 29.-Ñ.95-97.
4. İààеíâ Æ.È. Çàòáēáíеу ñ áñíóеéí-áíáíóòü èíòàеòí àеу ñеéíáñò çóá÷àòüò ïáðáàá÷ //Æáñòíеè ÕÃÍÓ.- Õàðüеíâ,1999.- Æñ. 68.-Ñ.49-53.
5. İààеíâ Æ.È. İñíáеííñòе ïñòðíáíеу çàòáēáíеè ñ áñíóеéí-áíáíóòü èíòàеòí//Æáñòíеè ÕÃÍÓ.- Õàðüеíâ,1999.- Æñ. 50.-Ñ.135-141.
6. İààеíâ Æ.È., Æàеüíðе Õ.Í. Çóá÷àòäу ïáðáàá÷à ñ еéíáеíü èíòàеòí áñíóеéí è áíáíóòíе ïááððóíñòáé// Æáñòíеè ÕÃÍÓ.- Õàðüеíâ,1998,- Æñ. 12. -Ñ.133-135.
7. İààеíâ Æ.². Æí ïáóáíâè ñíðуæáíеò ïíáððóíü íâèò çóá÷áñòеò çà÷áēáíü.//Прикладна геометрія та інженерна графіка.-Київ.-1999, №66.-С.182-185.
8. İààеíâ Æ.È. Ñеíòáç çóá÷àòüò çàòáēáíеè. Õðóáñ íàæáóíàðíáí. èíò. "İðíàеáìù êà÷áñòàà è áíеáíâá÷íñòе çóá÷àòüò ïáðáàá÷ è ðááóеòíðíâ".- Õàðüеíâ-Ñááàñòíñеу.- 1997.-Ñ.34-40.



Ключові слова: зачеплення, полюс зачеплення, лінія зачеплення, опукло-угинутий контакт, радіус кривини, коефіцієнт корисної дії.

Pavlov A.I. Theoretic foundations of plane rolling gears design for power plant.-Manuscript.

Thesis for a candidate's degree by specialiy 05.02.02 - mashine science.

Kharkov State Polytechnical University, Kharkov, 2000.

The problem of plane rolling gears design for power plant is considered in the work. The technique of such gears design based on the volution of main equation of gear is proposed in this work. This equation is differential with three parameter functions. In addition, the relation between two of these functions is devised using the theorem about the complex motion of the contact point The third function is chosen to use the gear in power plant. The variants of considered gears have the convex-concave contact. They have the curvilinear line of action.

Even new gears whith the better technical parameters are considered their characteristics, and the recommendations are formed to select the new gear.

Key words: gearing, pole, line of action, convex-concave contact, radius of curvature, coefficient of efficiency.

Іааеіа А.Є.Оаіџаџе-аіеа інііау іііііаіеу іеііеџ іаеаџіуџ џаџіеаіеџ аеу іеііауџ џаџ-аџуџ іаџааа-џ. -џџеііеіу.

Аеііаџџаџеу іа ііеаіеа џ-аііе іџаііе еаіаеааџа џаџіе-аіеџ іаџе іі ііаџеаеуіііџе 05.02.02 - іаџеііаааіеа.

Оаџуеіаіеџ аііџааџііаііуе ііеџаџіе-аіеџ оіеааџіеџаџ, Оаџуеіа, 2000

Аеііаџџаџеу іііауаіа аііііаі іііііаіеу іеііеџ іаеаџіуџ џаџіеаіеџ аеу іеііауџ џаџ-аџуџ іаџааа-џ. Еџ аіаеџа іџаііаџаџіае џаіџеџ џаџіеаіеџ, аі-іаџауџ, џііаііаеаіі, џџ іаџ ааеііе іаџіаеџе іііііаіеу џаџіеаіеџ аеу џаџ-аџуџ іаџааа-џ. Ўаіеуааіџіа џаџіеаіеа, іџааеіааііа іуџі іџіеаџе іаџаа, ііџџ-аі іџџаі џаџіаџаіеу іеџе іа џеџеіаџа. Оџеіеааеуііа џаџіеаіеа ііџџ-аі іџџаі іаџаеаџаіеу іеџџіііџе іі іџуііе еџеџе. А џаџіеаіеа Ііаеііаа іііііаі іџџаі іџіеџаіеуііаі џаааіеу іџіџеџ џаа еіііџџіаіџа е іуџііџ уаеуаџіу іаіаеаџіу. Аі-аџіџуџ, іе іаі еџ еџаііџуџ џаџіеаіеџ іа уаеуаџіу іџеіаеуііу. Ўаіеуааіџіа - еџ-џа џаі, џџ а еііџаџа іаџіауџіу ааа аііџеџуа ііааџіііџе. Оџеіеааеуііа џаџіеаіеа е аііа іа іџеіаіуаџіу а іеііауџ іаџааа-аџ. А џаџіеаіеа Ііаеііаа, іа уаеууіу іаеаџіу, іа ііаџ аіџу іџеіаіаі іа іџуііџауџ іаџааа-аџ.

А џаіџа іџааеіаіа іаџіаеџа іііііаіеу іаџааа-џ, іііааіау іа џаџіеџ іііаііаі џааіаіеу џаџіеаіеџ. Іііеааіаа џаіеіаі еае аџџаџаіџеаеуііа џџааіаіеа, а еііџіа аџіаџе џџ џіџеџе а іаџаіаџџе-аііеі аеаа. Аіііеџаеуііа џаіеіаіа џааеііііџу іааџ ааџіу еџ іеџ ііііуџ џаіџаіу і іеіаіі ааеаіеџ џі-еџ еііџаџа. Іаіа еџ џіџеџе џаааџіу џае, џџіау іа џаіаџаџіџеа іаіііџаііу іа-аеуііу џіеіаеуі.



Íá=æuíúá óñéíáèÿ áúáðáíú òàé, ÷òíáú çàòáíéáíéá íñáí áúòú ìðéíáíáí á ñééíáúò íáðááá÷áò. Òñòíáÿ èç ÿòíáí ñíéíááíèÿ òáíé çàòáíéáíèÿ á ñíêñá áíéæáí áúòú òàéèì, ÷òíáú òáíááíñ òáéá çàòáíéáíèÿ áúé íá íáíúòá ááéñòáèòáæuííáí éíÿòðéòéáíòá òðáíèÿ ñéíèÿæáíèÿ. Íáéáíéáá ááæíúì ñíáíòíì ñíòðíáíèÿ çàòáíéáíéé ñ áúíóééí-áíáíóòúì éííòáèòíì ÿáèÿáòñÿ íááñíá÷áíéá ñííðÿæáíèÿ á çàòáíéáíéè éííòáèòéððòêèð ñíááðòíñòáé. Òðéòáðèáì ÿòíáí ñíéíááíèÿ ÿáèÿáòñÿ ìðéááááííúé ðááèòñ éðéáèçíú, éíòíðúé áíéæáí áúòú ñíéíáèòáæuíúì áí áñáò òí÷éáò ðááí÷áíí ò÷áñòéá èéíèè çàòáíéáíèÿ.

Òíðááèÿòú ááèè÷éíé ìðéááááííáí ðááèòñá éðéáèçíú ñíçáíèÿò ìðááéíáííúá ìáñòááíúá éíÿòðéòéáíòú òóíéòéè, ñíèñúááêèð çàòáíéáíéá, è òáéòúááí ìáðáíáòðá. Áñèè ÿòè ìáñòááíúá éíÿòðéòéáíòú òóíéòéè è ìáðáíáòðá ðááíú, ÷òí íáíáòíáèì áèÿ ñíòòíÿííòáá íá=æuíúð óñéíáéé, òí ÿòíò íáúéé éíÿòðéòéáíò á ðááíúá ìáçááí éíÿòðéòéáíòíì ñííðÿæáíèÿ.

Áèÿ òíáí, ÷òíáú áèÿ èçáíòíáéáíèÿ çóá÷áòúð éíéáñ íáííé ìáðááá÷é ìðéíáíÿèñÿ íáéí éíñòðóíáíò, íáíáòíáèì, ÷òíáú éíÿòðéòéáíò ñííðÿæáíèÿ áèÿ íáíéð ò÷áñòéíá èéíèè çàòáíéáíèÿ (áíñíêñííáí è çáñíêñííáí) èíáè íáéíáéíáúá çíá÷áíèÿ.

Á ðááíòá áááááí ñíÿòéá éíÿòðéòéáíòá íáéáòá, ñí çíá÷áíèê éíòíðíáí ñíáí ñòáèòú í òóíéòéè ìáðáááòí÷íáí ìòííòáíèÿ.

Áñá áúòá èçéíááíúá òáíðáòé÷áñèéá ñíéíááíèÿ èááè á ñííáò ìáòíáèèè ñíòðíáíèÿ ñíñèèð ìáéáòíúð çàòáíéáíéé. Áñèè èéíèÿ çàòáíéáíèÿ òáéíáá, ÷òí ñíçáíèÿáò ñíéò÷éòú áúíóééòê áíéíáéó è áíáíóòòê ííæéó, á çàòáíéáíéè áóááò ñíòúáñòáèÿòñÿ áúíóééí-áíáíóòúé éííòáèò, ÷òí ñíçáíèÿáò ñáúñèòú ìáñòóòê ñíñíáííñòú çóá÷áòúð ìáðááá÷.

Íðááéíááíáÿ ìáòíáèèá ÿáèÿáòñÿ íáíáúáòúáé, òáé éáé ñ áá ñííúòê ñíááò áúòú ñíòðíáíí èêáíá ñòúáñòáòòê, á òíì ÷éñéá è íáíáéáòííá, çàòáíéáíéá.

Ááðéáíòú ñíòðíáííúð çàòáíéáíéé èíáò áúíóééí-áíáíóòúé éííòáèò. Ííè èíáò éðéáíééíáéíòê èéíèê çàòáíéáíèÿ. Íá ááçá ðáññííòðáííé òáíðèè ìðááéíááí íáéíááòáòú çàòáíéáíéé, éíòíðúá èíáò òéó÷óáííúá òáðáèòáðèñòéèè ñí ñðááíáíèê ñ èçááñòíúíè çàòáíéáíèÿíè. ðáññ÷éòáíú òáðáèòáðèñòéèè íáúð çàòáíéáíéé, è ááíú ðáéííáíáòéè ñí èð ìðéíáíáíèê á éííèðáòíúð ìáðááá÷áò.

Òáé, íáíðéíáð, çàòáíéáíéá, éíòíðíò ìðéñáíáíí íáçááíéá "Áèúòá", ÿáèÿÿñú çàòáíéáíéáí ñ áúíóééí-áíáíóòúì éííòáèòíì, èíááò ìðéááááííúé ðááèòñ éðéáèçíú á ñíêñá çàòáíéáíèÿ çíá÷éòáæuíí áúòá ñí ñðááíáíèê ñ ÿáíèÿááíòíúì, á òí áðáíÿ èáè òéèéíéááæuííá èíááò íóéááíá çíá÷áíéá ÿòíé ááæííé èá÷áñòááííé òáðáèòáðèñòéèè. Ò òíò æá, áèÿ çàòáíéáíéé ñ áúíóééí-áíáíóòúì éííòáèòíì ðáðáèòáðíí çíá÷éòáæuííá òááèè÷áíéá éíÿòðéòéáíòá ñíéáçííáí ááéñòáèÿ è òíáíúòáíéá éíÿòðéòéáíòá òááèÿíáí ñéíèÿæáíèÿ, ÷òí áéááíòáíðíí ñéáæáòñÿ íá ìðí÷ííòè è áíéáíáá÷ííòè çóá÷áòíé ìáðááá÷ è ñ òáéèì çàòáíéáíéáí.

Íñíáíúì íááñòáòéíì çàòáíéáíéé ñ áúíóééí-áíáíóòúì éííòáèòíì ÿáèÿáòñÿ ÷óáñòáèòáæuííñòú è ñíáðáòíñòÿì èçáíòíáéáíèÿ è ñíòáæá, áèÿÿéá éíòíðíé ñíáí òíáíúòéòú òáòííéíáè÷áñèèè è éíñòðòéòéáíúíè ìáðáíè.

Êþ=ââû ñëíâ: çàðãréãíéâ, ñêþñ çàðãréãíéý, èéíý çàðãréãíéý, âúíóéëí-âíãíóóúé éííòàèò, ðããéõñ  
êðèâèçú, êíýòðèèèáíò ñêãçíãí âãéñòâèý.