

9.5 Визначення розрахункового навантаження в глобоїдних передачах

ВВЕДЕННЯ

Черв'ячні передачі і редуктори, в силу ряду позитивних особливостей: компактність при великих передаточних відношеннях; здатність передачі обертання між валами, що схрещуються; плавність роботи і т.д., получили широке застосування в різних галузях народного господарства.

Серед черв'ячних передач – глобоїдні, які мають більш високі експлуатаційні показники, знаходять все більш широке застосування особливо там, де при малих габаритах необхідно здійснити передачу великих навантажень; зокрема: ліфти, різноманітні лебідки, горні і транспортні машини, металургійне обладнання і т.д. Завдяки малим питомим показникам – ваги і габаритам, застосування глобоїдних редукторів дозволяє значно покращити технічні характеристики машин.

Для того щоб грамотно проектувати самі глобоїдні передачі, також як і інші види механічних передач, перш за все необхідно проаналізувати різноманітні види їх пошкоджень, чому і присвячується наступний матеріал.

Представлений матеріал може використовуватися в навчальному процесі при вивченні курсу «Деталі машин», або інших дисциплін, які зв'язані з конструюванням різноманітних механічних приладів.

9.5.1 Типові пошкодження деталей глобоїдної передачі

Найбільш характерними видами пошкоджень глобоїдних передач являються: підвищений знос робочих поверхонь зуб'їв колеса і витків черв'яка; заїдання робочих поверхонь; поломка зуб'їв колеса; викришування на робочих поверхнях зуб'їв колеса; поломка черв'яка.

В практиці найбільш часто зустрічаються перші два види руйнувань.

Знос. В початковий період роботи глобоїдної передачі спостерігається приробітковий знос, який полягає в згладжуванні робочих поверхонь в

результаті пластичних деформацій і стирання наявних на них мікронерівностей, які обумовлені способом обробітки елементів передачі. Приробіткове зношування поліпшує стан робочих поверхонь і збільшує дійсну площу контакту. Величина зносу в різних зонах зуба колеса і витка черв'яка не однакова, що пояснюється нерівномірним розподілом навантаження [556]. В результаті більш інтенсивного приробіткового зносу в найбільш навантажених місцях, проходить часткове вирівнювання навантаження по контактним площадкам, тобто зниження початкової концентрації навантаження.

Поліпшення стану робочих поверхонь в період приробіткового зносу супроводжується зниженням температури масляної ванни і підвищенням к.к.д. Так при випробуванні глобоїдного редуктора ВР-150-41 [557] (табл. 1) були отримані наступні характеристики в залежності від ступені припрацювання (іспити проводились при $n_1 = 1500$ об/хв.).

Таблиця 1.

Вплив припрацювання на к.к.д. і нагрівання редуктора ВР-150-41

Ступень припрацювання	Потужність на черв'яку	Перепад температур Δt °C	К.к.д.
Протягом 2 годин	6,1	73,0	0,684
Добре припрацьований редуктор	6,1	59,0	0,802
Протягом 2 годин	7,2	74,0	0,682
Добре припрацьований редуктор	7,2	60,5	0,781
<i>Примітка: $\Delta t = t_{\text{олії}} - t_{\text{повітря}}$.</i>			

Результати багатьох експериментів над глобоїдними редукторами показали, що припрацювальний знос повністю закінчується через $70 \div 80$ годин [557] і [558].

У процесі зносу глобоїдної передачі, так само, як і при зносі других видів передач, після приробіткового зносу слідує період зносу, що встановився.

Елементи зачеплення глобоїдної передачі виготовлюються з матеріалів, які значно відрізняються один від одного за твердістю (венці черв'ячних колес – бронза, черв'як – сталь). У зв'язку з цим процес припрацювання і подальша робота передачі проходять при інтенсивному зношуванні елементів деталі, яка виготовлена з м'якого матеріалу. Таким чином, довговічність передачі буде лімітована довговічністю зуб'їв колеса. В результаті тривалої експлуатації зуб'я колеса можуть стати настільки тонкими, що під дією навантаження, яке передається, головки зуб'їв відгинаються від поверхні витків черв'яка і навантаження концентрується на контактних лініях у ніжки зуб'їв. При цьому підвищуються удільні навантаження і настає підвищений («катастрофічний») знос, при якому подальша експлуатація передачі становиться недоцільною, так як значно падає к.к.д. і підвищується температура олії.

На основі експериментів, які були проведені над рядом редукторів різних типорозмірів, була отримана залежність норми зносу від габаритів передачі [557]:

$$W_{\text{зн}} = 5 \cdot 10^{-10} \cdot a \frac{\text{мм}}{\text{об}},$$

де a – міжосьова відстань передачі.

Заїдання. Заїдання характеризується відривом найдрібніших частинок робочих поверхонь зуб'їв з більш м'якого металу (колеса) і прочне з'єднання їх з більш твердою поверхнею (витками черв'яка). В разі рідинного тертя, тобто при існуванні масляного шару між поверхнями, які труться, заїдання не виникає.

Умови роботи зачеплення глобоїдної передачі такі як:

- невелика різниця в кривизні витка черв'яка і зуба колеса в зоні контакту;
- велика швидкість ковзання;
- великий кут між вектором швидкості ковзання і дотичної до лінії контакту (він близький до 90°).

Ці умови забезпечують умови для створення стабільного масляного клину.

Заїдання виникає при великих контактних напруженнях на вершинах гребінців мікронерівностей і при наявності сухого або граничного тертя.

Заїдання може проходити в «м'якої» формі у вигляді «намазування» поверхні витків черв'яка бронзою, при цьому відбувається поступовий знос зуб'їв колеса і термін праці такої передачі буде обумовлений інтенсивністю зносу. При виникненні в початковий період роботи передачі «намазування» бронзи на витки черв'яка після припрацювання даний вид заїдання може припинитися. Так, при випробуванні редуктора ВР-150-10,25 при виникненні «намазування» збільшилася температура олії і впав к.к.д. на 0,7%, а потім, при продовженні роботи передачі при тому же навантаженні, к.к.д. і температура олії поступово відновилися [557].

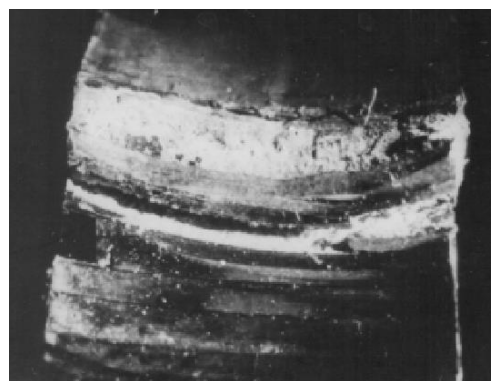
Значна концентрація навантаження може привести до руйнування масляної плівки і підвищенню контактного тиску, що в свою чергу, сприяє виникненню заїдання і його більш тяжкої форми - до задир. При випробуванні редуктора РГУ-120-47 при граничному навантаженні (моменті) $T_2 = 1,31 \text{ кН}\cdot\text{м}$ стався задир, який супроводжувався підвищенням температури і зменшенням к.к.д. с $\eta = 0,695$ до $\eta = 0,605$ [557]. Слідуює відмітити, що навантаження, яке вибрано з необхідним запасом на заїдання, забезпечує і незначний знос елементів передачі.

Поломка зуб'їв колеса. Поломка зуб'їв колеса спостерігається головним чином після досягнення певної стадії зносу. Дослідження характеру поломки зуб'їв колеса показало, що найчастіше причиною руйнування є радіальна тріщина, яка появляється у галтелі зуба (рис. 1, а).

Завдяки цьому збільшується податливість зуба, він відгинається від витка черв'яка і навантаження, що діє на зуб, концентрується безпосередньо біля основи зуба. Подальша руйнація зубу відбувається внаслідок зрізу по циліндричній поверхні радіусу, рівного радіусу вершин витків черв'яка (рис. 1, б).



а



б

Рисунок 1. Поломка зуб'їв глобоїдного колеса.

Аналогічне руйнування спостерігалось при іспитах передачі 150-31 з колесом з чавуна [557]. Зуб зламався після сильного зносу (рис.2).

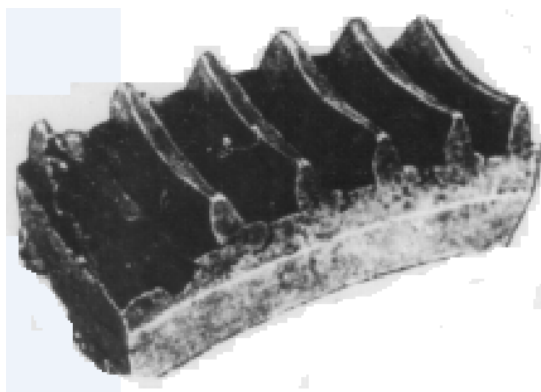


Рисунок 2. Злом зуб'їв колеса передачі 150-31 після сильного зносу.

Викришування. Викришування робочих поверхонь зуб'їв колеса виникає рідко. Так в роботі [557] описуються лише два випадки подібного руйнування. В першому випадку викришування спостерігалось при випробуванні передач тролейбуса, в другому випадку (рис. 3) – при експлуатації глобоїдної передачі нафтопереробної установки з наступними параметрами передачі:

- міжосьова відстань $a_w = 270$ мм;
- передаточне відношення $u_{12} = 35,6$;
- число обертів черв'яка $n_1 = 3000$ об/мін;
- потужність $P_1 = 184$ кВт.



Рисунок 3. Викришування робочих поверхонь зуб'їв колеса
глобоїдної передачі нафтопереробної установки.

Викришування робочих поверхонь зуб'їв виникало на вхідній частині зуба колеса. В цих передачах було виявлено велике осьове зміщення черв'яка (до 2 мм). Таке зміщення черв'яка викликало значну концентрацію загрузки на вхідних частинах зуб'їв.

Робочі поверхні зуб'їв колеса механізмів, які працюють в крановому режимі, також можуть руйнуватися через втомливе викришування [559]. В практиці випробування редукторів в лабораторії зубчастих передач Одеського політехнічного інституту (нині «Національний університет «Одеська політехніка»), спостерігалось викришування в передачі з $a = 160$ мм, $u_{12} = 20$ при $n = 750$ об/мін, $T_2 = 250$ Н·м після 100 годин випробувань (рис. 4). Редуктор випробовувався в крановому режимі при ПВ-25.

Спочатку на вхідній і вихідній зонах робочих поверхонь зуб'їв колеса виникли дрібні ямки, які були спричинені, очевидно, заїданням, так як при частих пусках умови змащення значно гірші, ніж при безперервній роботі. Потім,

у зв'язку зі збільшенням контактного напруження внаслідок зменшення площі контакту, ці ямки з'єднуються тріщинками, які під тиском олії, яка попадає в них, розвивались і приводили до відколювання частинок металу. В даній передачі застосовувався черв'як з двома заходами і колесо з числом зуб'їв $z_2 = 40$. Внаслідок цього з однією і тою же ділянкою на витках черв'яка весь час працювали цілком визначені зуб'я. Неточність виготовлення черв'яка (неточне розташування одного витка відносно другого) привело до значної концентрації навантаження на вхідній частині зуб'їв при зачепленні його з одним витком (рис. 4, *a*) і концентрації навантаження на вихідній частині при зачепленні з другим витком (рис. 4, *b*).

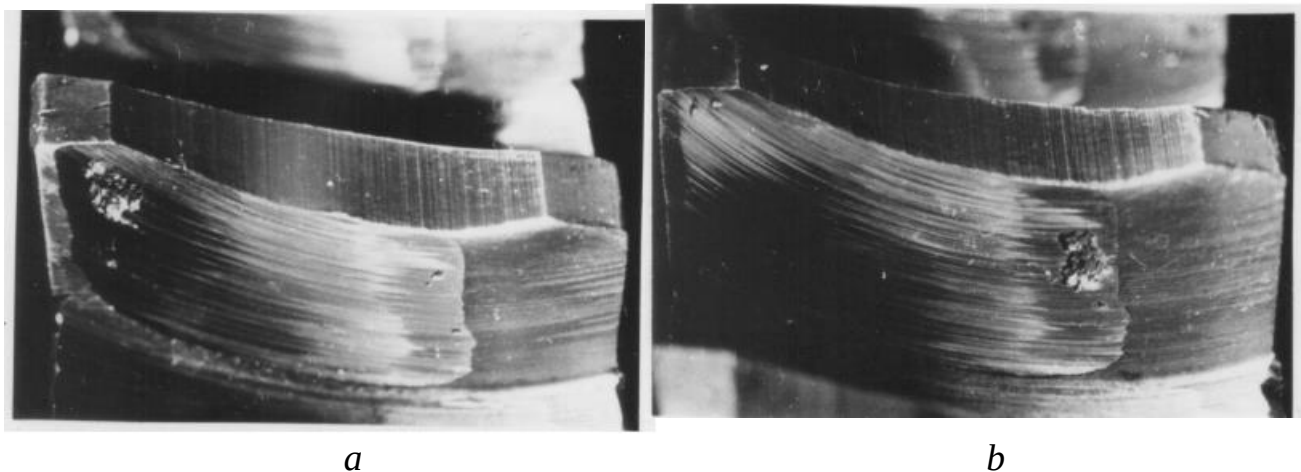


Рисунок 4. Робочі поверхні зуб'їв колеса передачі з $a = 160$ мм, $u_{12} = 20$ при $n = 750$ об/мін, $T_2 = 250$ Н·м після 100 годин випробувань в режимі ПВ-25.

Спочатку на вхідній і вихідній зонах робочих поверхонь зуб'їв колеса виникли дрібні ямки, які були спричинені, очевидно, заїданням, так як при частих пусках умови змащення значно гірші, ніж при безперервній роботі. Потім, у зв'язку зі збільшенням контактного напруження, внаслідок зменшення площі контакту, ці ямки з'єднувалися тріщинками, які під тиском олії, яка попадала в них, розвивалися і приводили до відколювання частинок металу. В даній передачі застосовувався черв'як з двома заходами і колесо з числом зуб'їв $z_2 = 40$. Внаслідок цього з однією і тою же ділянкою на витках черв'яка весь

час працювали цілком визначені зуб'я. Неточність виготовлення черв'яка (неточне розташування одного витка відносно другого) привело до значної концентрації навантаження на вхідній частині зуб'їв при зачепленні його з одним витком (рис. 4, *a*) і концентрації навантаження на вихідній частині при зачепленні з другим витком (рис. 4, *b*).

Поломка черв'яка. В роботі [560] описано випадок поломки черв'яка по горловому перерізу (рис. 5). Поломка явилась в наслідок втомного руйнування загартованого глобоїдного черв'яка.



Рисунок 5. Поломка черв'яка.

Сагін Л.І. в роботі [561] описує випадки поломок черв'яків, які мали місто на заводі «Азовсталь». В передачі злитковозу з міжосьовою відстанню 457,2 мм на черв'яку (поліпшення до твердості НВ-285) після тривалої роботи спочатку виникла поломка витка, а потім поломка його по горловому перерізу. На двох других таких же черв'яках виникли поломки витків. У всіх трьох випадках ламалися вихідні частини витка. Злом витків мав втомний характер (рис. 6).

В цих передачах було зафіксовано велике осьове зміщення черв'яка через недостатньо надійного кріплення стакану з упорними підшипниками. Осьове зміщення черв'яка викликало концентрацію навантаження на вихідній часті витків черв'яка, що призвело до злому його витка. Злом по горловому перерізу першого черв'яка, на думку Сагіна Л.І., відбувся внаслідок занадто великого осьового зміщення черв'яка, коли вершини зуб'їв колеса і витка черв'яка увійшли в дотик з поверхнями впадин відповідно черв'яка і колеса, внаслідок чого виникло велике розпірне зусилля.

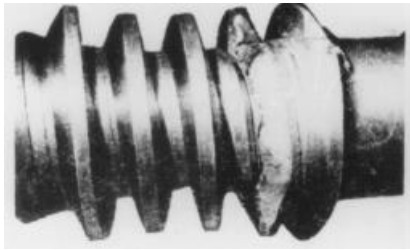
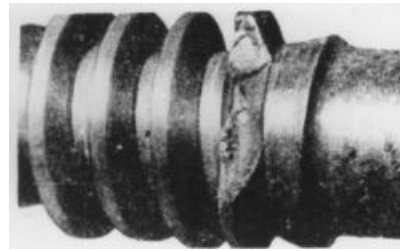
*a**b*

Рисунок 6. Поломки вхідних частин витків черв'яків передач, що були встановлені в злитковому на заводі «Азовсталь».

Зак П.С. [557] описує виламування вхідних кінців витків з зародженням тріщини на поверхні їх ніжок при приймальних іспитах протягом суток (кількість циклів $N_{ц1} = 4,5 \cdot 10^6$) глобоїдних передач насосу ТП-20/250 з міжосьовою відстанню $a = 150$ мм і передаточним відношенням $i = 59:4$ і припускає, що це руйнування було пов'язано з початковим натягом в зачепленні в поєднанні з великим числом обертів ($n_1 = 3000 \div 3700$ об/мін).

Окрім перерахованих видів руйнувань в роботі [557] описується випадок поломки обода колеса у небезпечному перерізі (в містах установки шпильок) в час статичних випробувань передачі з міжосьовою відстанню $a = 150$ мм і передаточним відношенням 59 при восьмиразовому перевантаженні. При цьому спостерігалось змінання робочих поверхонь при восьмикратному перевантаженні. При цьому спостерігалось змінання робочих поверхонь зуб'їв при восьмикратному перевантаженні; на черв'яку ніяких залишкових деформацій не зафіксовано.

З перерахованого вище слідує, що основною причиною всіх видів пошкоджень передачі є концентрація навантаження в зачепленні. Однак ні в одному з перерахованих випадків не була встановлена причина концентрації навантаження. Ціллю даної роботи і є розробка методики визначення розподілу навантаження в зачепленні з урахуванням жорсткості деталей глобоїдної передачі.

9.5.2 Основні види розрахунків глобоїдної передачі

Визначення несучої здібності. Розрахунок глобоїдної передачі включає в себе визначення несучої здібності зачеплення з умови попередження заїдання і підвищеного зносу, перевірку напружень, які виникають в черв'яку і в зубі колеса, а також перевірку на нагрів.

В роботі [562] приводиться методика визначення несучої здібності черв'ячної глобоїдної передачі виходячи з її зносостійкості, яка побудована на підставі узагальнення розрахунків, відомих з зарубіжної практики. Подальший розвиток з урахуванням вітчизняного досвіду методика получила в роботі [557].

Розрахунок несучої здібності глобоїдної передачі проводиться за емпіричною залежністю [557]:

$$T_2 = 5,5 \cdot 10^{-4} a^3 k_\alpha k_i k_v \text{ (Н·м)}, \quad (1)$$

де a – міжосьова відстань в мм;

k_α – масштабний коефіцієнт, який залежить від міжосьової відстані;

k_i – коефіцієнт, який враховує вплив передаточного відношення;

k_v – коефіцієнт, який враховує вплив швидкості обертання черв'яка.

Значення коефіцієнтів k_α , k_i і k_v визначено експериментально і наведені у вигляді графіків на рис. 7, 8 і 9.

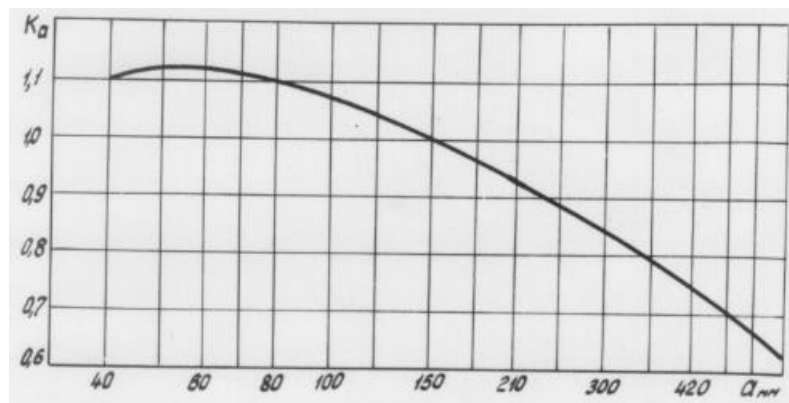


Рисунок 7. Графік залежності коефіцієнта k_α від міжосьової відстані.

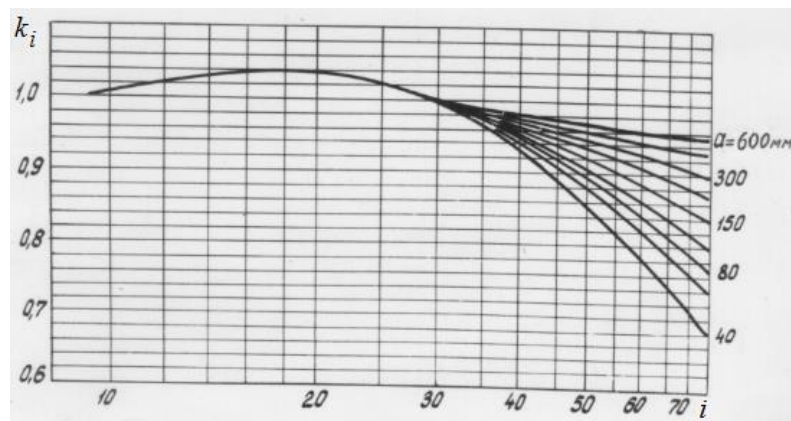


Рисунок 8. Графік залежності коефіцієнта k_i від міжосьової відстані a і передаточного відношення i .

Допустимий момент на валу колеса, який визначається по формулі (1), відноситься до класичної глобоїдної передачі, яка виконана по сьомому ступеню точності, з колесом з олов'янистої бронзи для непереривної цілодобової спокійної роботи. При зміні цих умов в розрахунок вводять додаткові поправочні коефіцієнти.

Врахування матеріалу, з якого виготовлено вінець колеса виконують з допомогою коефіцієнта k_m , значення якого рекомендують приймати наступні: для олов'янистої бронзи – 1,0; для бронз заміників – 0,8; для чавунів – 0,3.

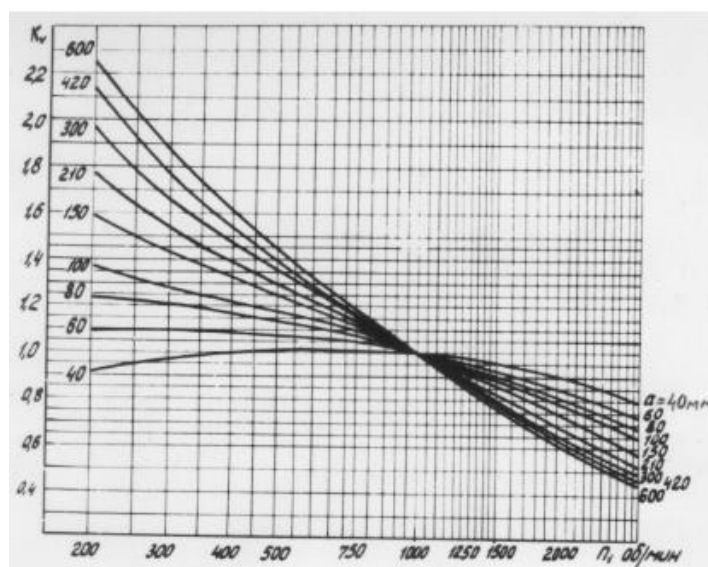


Рисунок 9. Графік залежності коефіцієнта k_v від частоти обертання черв'яка n_1 і міжосьової відстані a .

Коефіцієнт, який враховує геометрію зачеплення k_z , для модифікованих передач і передач, які пропрацювали не менш 48 годин при поступовому підвищенні навантаження до номінального (тобто які пройшли обкатку не менше 48 годин при поступовому підвищенні навантаження до номінального значення (іншими словами пройшли обкатку) приймається в залежності від передаточного числа: при $i > 25$ $k_z = 1,2$; при $i = 25 \div 10$ – $k_z = 1,15$ і при $i < 10$ – $k_z = 1,1$.

Точність виготовлення передачі враховується коефіцієнтом k_T , який має наступні значення: сьома ступінь точності – $k_T = 1$; восьма – $k_T = 0,8$.

Режим роботи передачі враховується коефіцієнтом режиму роботи k_r , значення якого наведені в таблиці 2.

Таким чином формула 1 приймає наступний вид

$$T_2 = 5,5 \cdot 10^{-4} a^3 k_\alpha k_i k_v k_m k_z k_T k_r. \quad (2)$$

Таблиця 2

Коефіцієнт режиму роботи k_r

Режим роботи	k_r
Непереривна цілодобова спокійна* робота, товчки відсутні	1,0
Непереривна робота протягом 8-10 ч з товчками і короткочасними перевантаженнями до 125% від розрахункової	0,85
Непереривна робота протягом 8-10 ч з сильними ударними і короткочасними перевантаженнями до 200% від розрахункової	0,75
Періодична робота (наприклад, робота 15 хвилин з перервою 2 години), навантаження спокійне	1,4
* Під спокійною розуміється робота при навантаженні, яке змінюється в межах 10% від нормального. ** Під короткочасним перевантаженням розуміється навантаження тривалістю: 1) до 15 хвилин при навантаженні до 125% від номінального, 2) до 0,5 хвилин при навантаженні до 200% від номінальної.	

При проектуванні передач зазвичай по заданій величині навантаження визначають міжосьову відстань. Для рішення цієї задачі, на рис. 10 наведена

номограма, по якій визначають міжосьову відстань a згідно умовному моменту $T_{2\text{ум}}$, який розраховується згідно наступній формулі

$$T_{2\text{ум}} = \frac{T_2}{k_m \cdot k_3 \cdot k_T \cdot k_p},$$

де T_2 – заданий крутний момент на колесі.

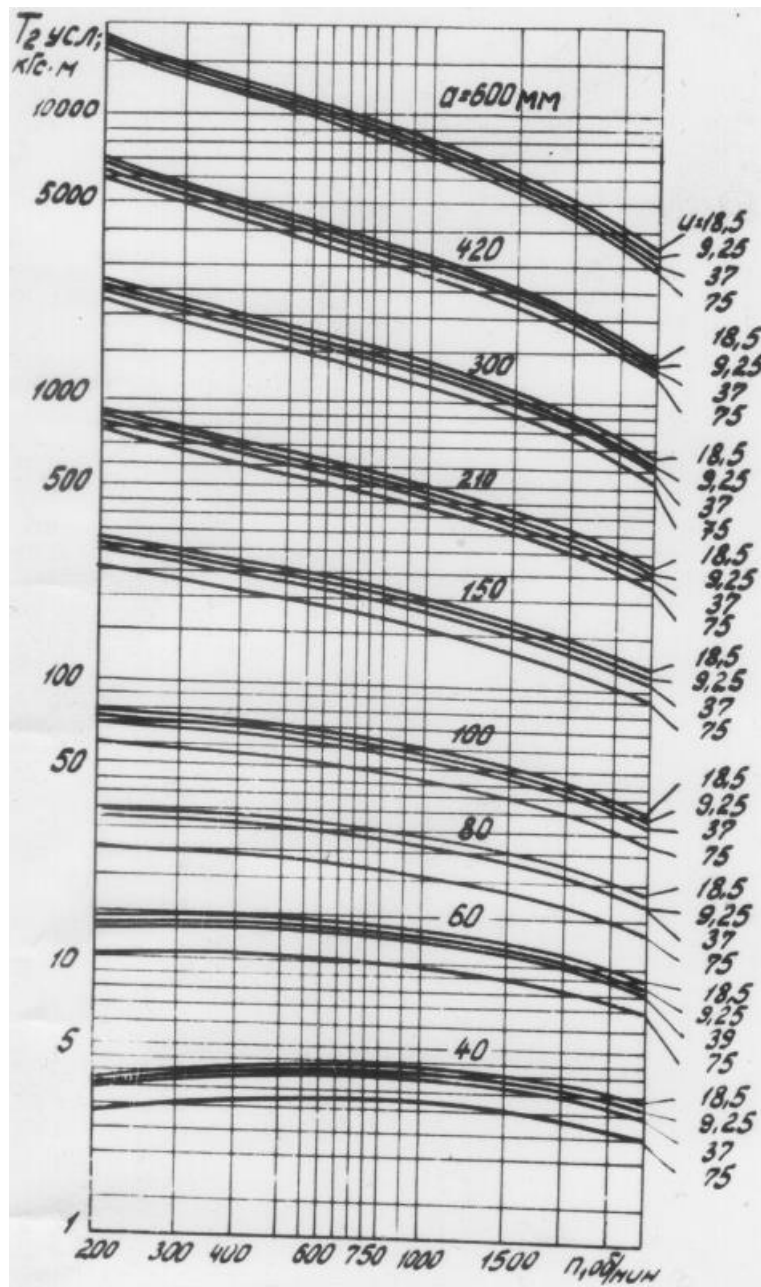


Рисунок 10. Номограма залежності $T_{2\text{ум}}$ від частоти обертання черв'яка n_1 і передаточного відношення i .

Емпіричний підхід, який спостерігається при розрахунку несучої здібності глобоїдних передач, обмежує можливість застосування даної методики до усіх різновидів глобоїдних передач. Використовуючи цю методику неможливо визначити коли наступить період «катастрофічного» зносу, встановити довговічність передачі.

Розрахунок черв'яка. Одним з важливих факторів, що характеризують якість передачі є к.к.д., на величину якого надає значний вплив кут підйому витка черв'яка γ : з ростом кута підйому витка черв'яка росте і к.к.д. (рис. 11). Звідси виникає прагнення застосовувати черв'яки з мінімально допустимим по міцності діаметром.

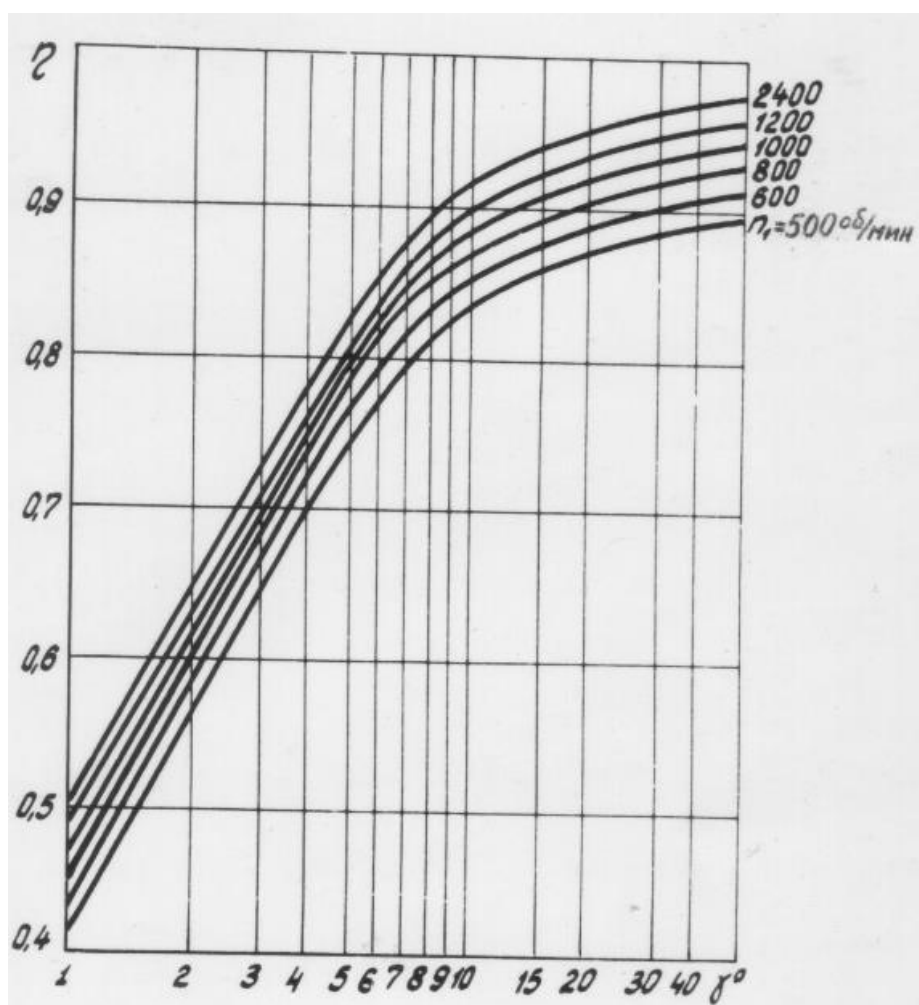


Рисунок 11. Залежність к.к.д. передачі від кута підйому гвинтової лінії черв'яка.

Перевірку напружень у черв'яку проводять користуючись розрахунковою схемою, яка представлена на рис. 12, а.

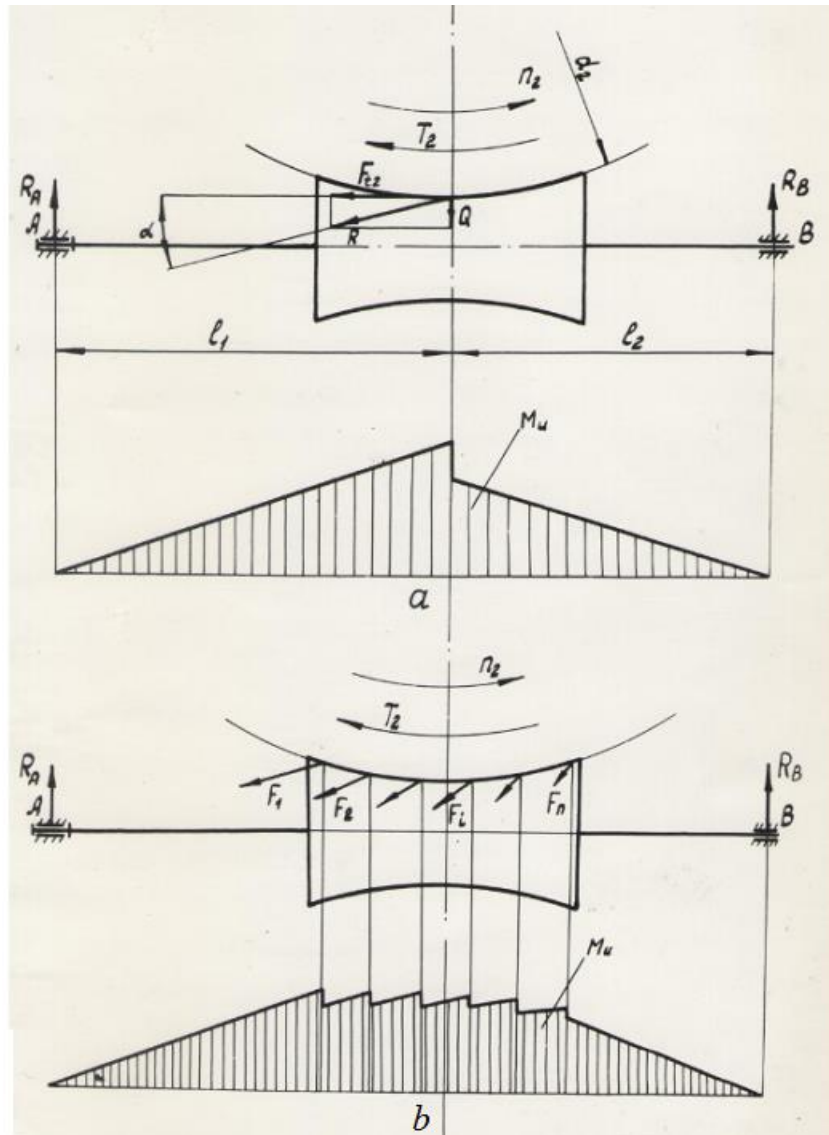


Рисунок 12. Розрахункова схема глобоїдного черв'яка.

Напруження в небезпечному перетині визначають за формулою [562]:

$$\sigma = \frac{M_p}{W_z} k_\sigma, \quad (3)$$

де $M_p = \sqrt{M_3^2 + T_1^2}$ – результуючий момент;

M_3 – згинальний момент в середньому пересіченні;

T_1 – крутний момент на черв'яку;

$W_z = 0,1 \cdot d_{f1}^3$ – момент опору середнього перерізу черв'яка;

k_σ – ефективний коефіцієнт концентрації напружень.

Згинаючий момент згідно з рис. 12, а

$$M_3 = R_A \cdot l_2 = \sqrt{R_{AB}^2 + R_{AG}^2} \cdot l_2.$$

Реакція в опорі А в вертикальній площині

$$R_{AB} = \frac{F_2 \cdot r_1 + Q \cdot l_2}{l_1 + l_2},$$

$$\text{де } F_2 = \frac{2T_2}{d_2};$$

$$Q = P_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

при цьому $\alpha = 20^\circ$.

Реакція в опорі А в горизонтальній площині

$$R_{AG} = \frac{F_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot l_2}{l_1 + l_2}.$$

Аналогічний розрахунок перевірки міцності черв'яка в роботі [557], однак при цьому приймається $\alpha = 12^\circ$, що отримано з урахуванням розподілу навантаження між зуб'ями у глобоїдному зачепленні. В роботі [557] розподіл навантаження між зуб'ями визначено експериментально для двох типорозмірів передач: $a = 150$ мм, $i_{12} = 59$, $z_1 = 1$, $d_1 = 44$ мм і $a = 150$ мм, $i_{12} = 37$, $z_1 = 1$, $d_1 = 44$ мм. Ці експериментальні данні не можуть бути розповсюджені на весь ряд редукторів, так як в експериментах не враховано вплив різних конструктивних особливостей передач (наприклад, різних діаметрів черв'яків одного і того ж типорозміру передачі).

Оскільки сили, які діють на черв'як, прикладені на ділянці, розмір якої приблизно $0,25 \div 0,30$ відстані між опорами (рис. 12, *b*), то результуючий згинальний момент в горловині черв'яка по вказаній розрахунковій схемі буде більше ніж діючий в працюючій передачі, а напруги, які отримані розрахунком по схемі, що представлена на рис. 12, *a* далекі від фактичних. Перехід від розрахункової схеми, яка представлена на рис. 12, *a* до розрахункової схеми на рис. 12, *b* з заміною всіх сил, що діють на витки черв'яка, рівнодіючою в середньому перерізі черв'яка під кутом $\alpha = 12^\circ$, також є неточним.

Підрахунок величини моменту опору згину поперечного перерізу черв'яка виконують по діаметру впадин черв'яка, чим також завищуються розрахункові напруження.

Крім відміченого слідє указати також на розходження значень ефективного коефіцієнта концентрації напружень у основи витка черв'яка: так в роботі [562] – $k_\sigma = 2,6$; в роботі [563] – $k_\sigma = 1,2 \div 1,4$; в [564] – $k_\sigma = 1,12 \div 1,15$ (для черв'яків підданих покращенню).

Розрахунок зуб'їв колеса. В глобоїдній передачі теоретична контактна лінія розташовується по висоті зуба від вершини до його основи, незначно відхиляючись від радіального напрямлення (рис. 13). Через деформації елементів передачі під дією загрузки, що передається, а також із-за припрацювання контактна лінія перетворюється в контактну площадку.

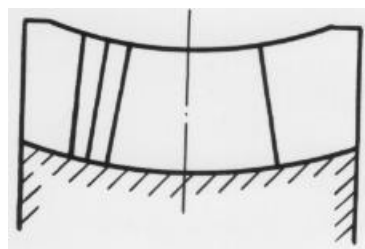


Рис. 13. Розташування контактних ліній на поверхні зуба колеса.

Точку прикладання рівнодіючої тиску вздовж контактної лінії зазвичай приймають розташованою по середині висоти зуба [565], тобто передбачається, що тиск рівномірно розподіляється вздовж контактної лінії (рис. 1.15, *a*).

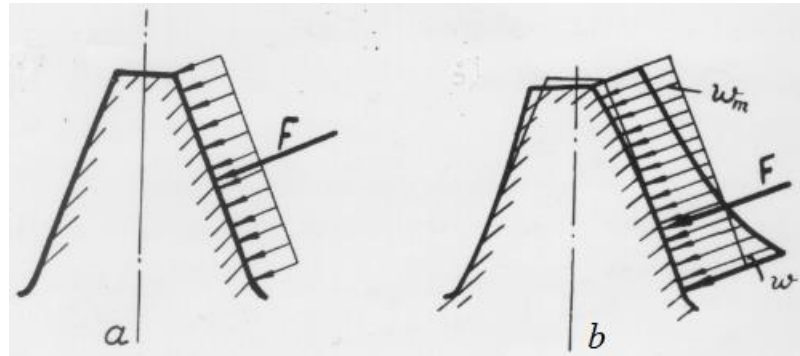


Рис. 14. Тиск вздовж контактної лінії.

На ранній стадії розрахунків передбачалося, що все навантаження передається одним зубом, при цьому враховується тільки нормальні напруження згину, величину яких визначали по формулі:

$$\sigma = \frac{M_3 \cdot k_\sigma}{W_z}, \quad (1.4)$$

де $M_3 = \frac{2T_2}{d_2} h_{f2}$ – момент згину;

h_{f2} – висота ділильної ніжки зуба;

W_z – момент опору згинання;

k_σ – коефіцієнт концентрації напружень.

В подальшому приймали, що сила навіть до припрацювання розподіляється по крайній мірі між двома зуб'ями і тому в формулу (1.4) було введено коефіцієнт 0,5:

$$\sigma = 0,5 \cdot \frac{M_z \cdot k_\sigma}{W_z}, \quad (1.5)$$

В роботі [557] вказується, що при розрахунку зуб'їв колеса на міцність головне значення має розподіл навантаження, яке діє на найбільш навантажений зуб з зубів, що одночасно знаходяться в зачепленні. При цьому розрахунок міцності ведеться по дотичним напруженням:

$$\tau = \frac{F_{зр}}{S_{зр}}, \quad (1.6)$$

де $S_{зр}$ – площа поверхні зрізу.

Сила, що прикладена к зубу визначається по формулі:

$$F_{зр} = \frac{T_2}{d_2 \cdot 0,5 \cdot z_c \cdot \cos\gamma}, \quad (1.7)$$

де z_c – кількість зуб'їв, що одночасно знаходяться в зачепленні.

Отже, в цьому випадку фізичний сенс коефіцієнту 0,5 полягає в тому, що найбільш навантажений зуб сприяє таке навантаження, яке приходить на долю половини z_c зуб'їв, які одночасно входять в зачеплення, при умові, що навантаження рівномірно розподіляється між ними.

В роботі [556] вказується, що при перевантаженнях через підвищене осьове зміщення черв'яка, основне навантаження сприяють лише 2 – 3 зуба колеса. Крім цього рахують, що витки черв'яка практично не деформуються, а деформація зуб'їв колеса служить причиною концентрації навантаження по контактній лінії у основи зуба (рис. 1.14, б). У зв'язку з цим припускають, що рівнодіюча F , розподіленого навантаження w , виявляється прикладеною поблизу до поверхні зрізу.

Напруження зрізу в небезпечному перерізі визначаються по формулі (1.6), при цьому навантаження, що прикладається до одного зуба з урахуванням сил тертя визначається по формулі:

$$F_{зр} = \frac{\sqrt{F_2^2 + [F_2 \cdot \tan(\gamma + \rho)]^2}}{2,5}, \quad (1.8)$$

де ρ – кут тертя.

Тут прийнято число зуб'їв z_c , які одночасно беруть участь в роботі і рівномірно навантажені, рівним $z_c = 2,5$.

Робочі поверхні зуб'їв колеса перевіряються на відсутність пластичної деформації при перевантаженнях по формулі [566]:

$$\sigma_k = \frac{1,71}{a} \sqrt{\frac{E_{пр} \cdot T_{2max}}{\rho_{пр}}} \leq [\sigma_k^{пр}],$$

де $E_{пр} = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$ – приведений модуль пружності матеріалів черв'яка і зуб'їв колеса;

$\rho_{пр} = k_\rho a$ – приведений радіус кривизни робочих поверхонь черв'яка і колеса (значення k_ρ наведені в табл. 1.3);

$[\sigma_k^{пр}] = 6\sigma_T$ – значення допустимих контактних напружень при перевантаженнях, яке встановлено опитним шляхом.

Таблиця 1.3

Значення коефіцієнта k_ρ

i_{12}	9,25	11,75	14,75	18,50	23,50	29,50	37,00	47,00	59,00
k_ρ	0,57	0,58	0,60	0,64	0,70	0,78	0,83	0,82	0,78

Розрахунок на нагрів. Повне використання переваг глобoidного зачеплення приводить к різкому зменшенню габаритів корпусу редуктора і, в зв'язку з цим, к зменшенню його відносної поверхні охолодження. Тому для глобoidних редукторів розрахунок на нагрів є надзвичайно важливим. На підставі рівняння теплового балансу допустима по нагріву потужність на валу черв'яка [557]:

$$P_{1н} = \frac{\tau^{\circ}(k_o \cdot S_o + 10S_{н})}{860(1 - \eta'_p) \frac{T_p}{T_{ц}}} \text{ кВт}, \quad (1.9)$$

де τ° – перепад температур, рівний різниці температур масляної ванни і довкілля в $^{\circ}\text{C}$;

k_o – коефіцієнт теплопередачі для поверхні редуктора, яка обдувається, в $\text{ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{град})$;

S_o – площа поверхні редуктора, яка обдувається, в м^2 ;

$S_{н}$ – площа поверхні редуктора, яка не обдувається, в м^2 ;

η'_p – к.к.д. редуктора, без урахування втрат на вентилятор;

$\frac{T_p}{T_{ц}}$ – відносна тривалість роботи редуктора за один цикл;

T_p – тривалість роботи редуктора за один цикл;

$T_{ц}$ – тривалість циклу.

Величину коефіцієнта теплопередачі рекомендується приймати від 7,5 до 15 $\text{ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град})$ – при природному охолодженні і від 18 до 35 $\text{ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град})$ – під час обдування. Величина коефіцієнту теплопередачі залежить від швидкості руху повітря, розподілу температури по стінкам редуктора, інтенсивності циркуляції змащення всередині корпусу і таке інше. Тому вибір коефіцієнта k_o являється недостатньо диференційованим.

Величина поверхні охолодження, яку необхідно підставляти в формулу (1.9), різними авторами визначається по різному: одні рекомендують вводити в розрахунок тільки ту частину корпусу, яка зсередини омивається маслом, другі – поверхня нижньої частини корпусу до площині роз'єму.

В роботі [567] для редукторів РГНВ-150 і РГУ-120 рекомендують приймати наступну залежність:

$$P_{1н} = \frac{\tau^o \cdot k_o \cdot S_{2p} \cdot p}{860 \cdot (1 - \eta'_p) \cdot \frac{T_p}{T_c}} \text{ кВт},$$

де k_o – коефіцієнт теплопередачі рівний 14,5 ккал/м².ч.град;

S_{2p} – величина розрахункової площі, яка визначалася виходячи зі ступеня участі різних частин поверхні корпусу та складає 0,85 – 0,9 від усієї площі зовнішньої поверхні редуктора;

p – коефіцієнт, що ураховує вплив розмірів частин валів, що виступають, а також конструктивні особливості кріплення редуктора до фундаменту.

Наведений тепловий розрахунок є непрямою перевіркою передачі попередження заїдання, так як тут враховують лише об'ємну температуру олії. В дійсності в зоні контакту виникає місцева підвищена температура, яка знаходиться в прямої залежності від загрузки в контакт. Нерівномірність розподілу навантаження вздовж контактних ліній викликає нерівномірність розподілу температури [568] і [569]. При одній і тій же температурі масляної ванни може бути різний розподіл температурив здовж контактних ліній. Значна концентрація загрузки на будь-якої ділянці контактної лінії може визвати значну температуру на цієї ділянці, яка може перевищити граничну температуру для даної олії. Це призведе до втрати олією його мастильних властивостей і до виникнення заїдання на даної ділянці.

Наведений короткий аналіз розрахунків передачі по відомим методикам, дозволяє відмітити характерні риси їх: розподіл навантаження в глобоїдному зачепленні враховується дуже приблизно і перевірка зуб'їв колеса виконується по одному виду напружень: або по дотичним, або по нормальним.

9.5.3 Фактори, які впливають на величину розрахункового навантаження

Неправильний облік нерівномірності розподілу навантаження по контактним лініям може привести к передчасному виходу передачі зі строю або до завищення

габаритів. Для того щоб правильно урахувати розподіл навантаження вздовж контактних ліній необхідно встановити першопричини які її визивають.

Причини нерівномірності розподілу навантаження можна розбити на дві групи [570]: похибки виготовлення і монтажу, недоліки експлуатації і пружні деформації деталей передачі.

До першої групи відносяться наступні основні причини:

- Похибки при нарізанні черв'яка і зуб'їв колеса.

- Неправильна посадка черв'ячного колеса на вал, яка викликана похибкою у розточуванні отвору в заготовці колеса або зміщенням посадочного міста на валу по відношенню к посадочним місцям під підшипники.

- Зміщення черв'яка відносно валу колеса через неточності в розточці посадочних отворів під підшипники в корпусі.

- Неправильна установка черв'яка і колеса в осьовому напрямку.

К другої групі відносяться:

- Згин і кручення тіла черв'яка.

- Деформація зуб'їв колеса і витків черв'яка.

- Деформація підшипників черв'яка, вала колеса і корпуса передачі.

- Зміна порядку послідовності навантажень, що приводить к перемінним деформаціям деталей передачі.

Слідє розрізняти початкову нерівномірність розподілу навантаження і діючу. Початкова нерівномірність навантаження існує в початковий період експлуатації і змінюється в залежності від того які зуб'я знаходяться в зачеплені. Це змінення відбувається із-за змінної жорсткості елементів передачі вздовж зони зачеплення, а також із-за коливання розмірів різних елементів передачі в межах поля допуску (непостійність шагу і т.д.), відповідного ступеню точності виготовлення передачі.

Діюча нерівномірність навантаження визначається початковою нерівномірністю і матеріалом, режимом роботи і часом експлуатації. Вона залежить від здібності матеріалу прироблятися при даному режимі і являється

величиною зміною. Зміна нерівномірності навантаження викликається в основному наступними причинами:

- Зміною жорсткості зуб'їв колеса і витків черв'яка у зв'язку зі зносом. Зміна жорсткості витків черв'яка буде менше чим зуб'їв колеса, так як темп зносу витків значно менше ніж знос зуб'їв.
- Зміною жорсткості опор із-за зносу.
- Зміною осевого положення черв'яка відносно колеса із-за зносу його підшипників.
- Непостійністю навантаження, що передається, яке викликає змінні деформації елементів передачі і, відповідно знос по характеру близький до приробіткового зносу.

В наступний час мається вісьма обмежена кількість відомостей по жорсткості окремих елементів передачі; по жорсткості зуб'їв глобоїдного колеса і витків черв'яка ніяких даних нема.

В роботі [563] наведені деякі дані по прогину черв'яка для одного типорозміру редуктора, при цьому ніяких теоретичних обґрунтувань отриманих результатів не приводиться.

Методика визначення прогину черв'яка в середньому перетині передачі [571] оснований на використанні диференційного рівняння пружної лінії вала з глобоїдом без нарізки витків. Вплив гвинтової нарізки урахується введенням поправочного коефіцієнту, який було отримано на основі обробки результатів експериментів. Дана методика не лишена деяких суперечливих положень. Наприклад, коефіцієнт урахування впливу гвинтової нарізки прийнято незалежним від діаметральних розмірів черв'яка, тоді як в залежності від співвідношення діаметрів впадин і виступів витків вплив нарізки на згинальну жорсткість валів з нарізкою різна [572] і [573]. Величина вказаного коефіцієнта значно змінюється в залежності від числа заходів черв'яка (жорсткість валика з одно західною нарізкою більше жорсткості гладкого валика на 6 ... 10%, а з двозахідною нарізкою на 19 – 20%). В цей же час в роботі [572] вказується, що число заходів до чотирьох можливо зовсім не враховувати. Результатами роботи

[571] для визначення розподілу навантаження скористатися скрутно, так як вони не дозволяють визначити пружну лінію черв'яка при дії на нього сили в будь-якій точці поля зачеплення.

9.5.4 Існуючі методи визначення розрахункового навантаження.

Постановка задачі і путі її рішення

Величина розрахункового навантаження F_{p2} (або величина розрахункового моменту T_{p2}) може бути представлена у вигляді:

$$F_{p2} = F_2 \cdot k \text{ або } T_{p2} = T_2 \cdot k. \quad (10)$$

Коефіцієнт навантаження визначається у вигляді добутку коефіцієнтів, які враховують різні фактори

$$k = k_p \cdot k_\beta \cdot k_d, \quad (11)$$

де k_p – коефіцієнт режиму, який враховує характер зміни робочого навантаження (постійне, змінне, частота прикладення навантаження і т.д.);

k_β – коефіцієнт концентрації навантаження по контактним лініям;

k_d – коефіцієнт динамічності навантаження, яким оцінюється величина додаткових навантажень в зачепленні, які викликані погрішністю виготовлення і другими факторами.

В залежності від виду розрахунку (на контактну міцність, на попередження заїдання, злому і т.п.) коефіцієнти k_p , k_β і k_d повинні мати різні значення.

Коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження при розрахунку на контактну міцність представляє собою відношення найбільшого питомого навантаження w_{max} до середнього при рівномірному його розподілі вздовж довжини контактних ліній ω_m :

$$k_\beta = \frac{\omega_{max}}{\omega_m}.$$

Коефіцієнт динамічності навантаження, який залежить від точності виготовлення передачі, частоти обертання черв'яка і т.д., урахує додаткове

навантаження, яке виникає в моменти входу в зачеплення і виходу витків черв'яка. Для зменшення цього навантаження на вхідному і вихідному витках роблять завали витків. В існуючих передачах миттєві контактні лінії розташовуються по всій глибині заходу. Тому в моменти входу і виходу зуб'їв з зачеплення передача навантаження здійснюється зразу по всій висоті зуба, що викликає вібрацію і, відповідно, додаткове навантаження. Для зменшення цього явлення обкатну зону робочої поверхні зуба колеса зрізують під деяким кутом β [574], що дає поступове збільшення контактної лінії в момент входу і поступове зменшення – в момент виходу з зачеплення (рис. 15).

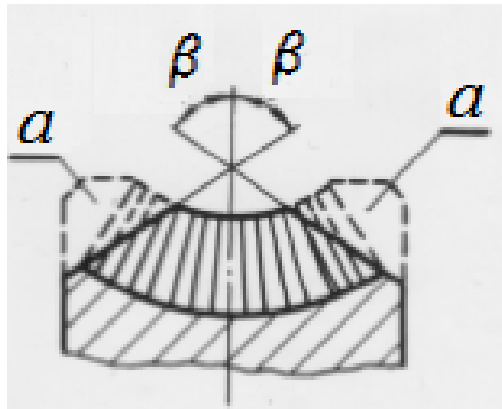


Рис. 15. Обкатна зона робочої поверхні зуба колеса.

В розрахунках глобоїдних передач, що наведені в розділі 2, поняття коефіцієнту концентрації навантаження у прямому смислі не застосовується [557]. Якщо формули (5) і (6) представити у наступному вигляді:

$$\sigma = \frac{F_p \cdot h_{f2} \cdot k_\sigma}{W_z},$$

$$\tau = \frac{F_p}{\cos \gamma \cdot S_{cp}},$$

то розрахункове навантаження F_p , що входить в ці вирази, буде

$$F_p = \frac{2T_2}{d_2 z_c} k_3,$$

де $k_z = \frac{z_c F_{max}}{F_2}$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між

зуб'ями. Величина цього коефіцієнту нерівномірності розподілу навантаження між зуб'ями виявляється дуже різною (табл. 4).

Таблиця 4

Значення коефіцієнту k_z

Автор методики розрахунку	Число зуб'їв				
	4	5	6	7	8
Дікер Я.І., Сагін Л.І.	2	2,5	3	3,5	4
Часовніков Л.Д.	1,6	2	2,4	2,8	3,2
Зак П.С.	2,0				

З наведених даних видно, що приблизний облік концентрації навантаження в глобоїдному зачепленні за допомогою введення в розрахунки умовного числа зуб'їв є умовним, причому неточність збільшується з збільшенням числа зуб'їв, що знаходяться одночасно в зоні зачеплення. Умовність цього обліку полягає в тому, що коефіцієнти концентрації виходять незалежними від типорозміру передачі, опор валів, діаметра черв'яка (стандартом передбачено для одного типорозміру передачі черв'яки двох товщин).

З вище сказаного слідує, що в розрахунках передач необхідно враховувати розподіл навантаження в глобоїдному зачепленні, так як це дозволить уточнити розрахунки передач на міцність і на довговічність. Для визначення закону розподілу навантаження в зачепленні можна застосувати методику, що розроблена проф. К. І. Заблонським [558], для зубчастих передач, яка дозволяє при визначенні початкової нерівномірності врахувати вплив усіх факторів і оцінити зміну нерівномірності в процесі експлуатації передачі. Згідно вказаній методики, необхідно скласти рівняння спільності деформацій, попередньо визначивши жорсткості окремих елементів передачі. Оскільки дані по жорсткості зуб'їв колеса і витків черв'яка відсутні, а по жорсткості самого черв'яка, опор черв'яка і колеса, а також других елементів передачі мається

незначна кількість суперечливих відомостей [563] і [571], то необхідно провести теоретичні і експериментальні дослідження для отримання цих даних. Потім проаналізувавши рішення по визначенню законів розподілу навантаження можна виявити ступінь впливу жорсткості різних елементів передачі на величину максимального навантаження.

Отриманий розподіл навантаження по контактним лініям необхідно використовувати при розрахунках зуб'їв колеса на міцність. При розрахунку на міцність черв'яка розподілене навантаження вздовж кожної контактної лінії можливо замінити зосередженою силою, вточнивши її розташування. У зв'язку з цим розрахункову схему при розрахунку черв'яка можливо представити як показано на рис. 12, *b*.

Дійсний розподіл навантаження має бути враховано і в других розрахунках: при розрахунках зуб'їв передачі на знос (він буде більшим в місцях концентрації навантаження); при розрахунку передачі на нагрів; при визначенні несучої здібності масляного клину необхідно враховувати найбільше навантаження по контактній лінії.

При розрахунку передачі на попередження різних видів пошкоджень повинні виконуватися наступні умови:

$$\text{на заїдання} - \sigma_k^{max} \leq [\sigma_{зд}];$$

$$\text{на викришування} - \sigma_k^{max} \leq [\sigma_k];$$

$$\text{на знос} - \sigma_k^{max} \leq [\sigma_{кзн}],$$

де $[\sigma_{зд}]$, $[\sigma_k]$ і $[\sigma_{кзн}]$ – допустимі контактні напруження, які знайдені з умови попередження заїдання, викришування і недопустимого темпу зносу відповідно.

При визначенні максимальних контактних напружень розрахункове питоме навантаження знаходиться по наступній залежності

$$w_p = \frac{2T_2}{d_2 \cdot l_\Sigma}, \quad (13)$$

де l_Σ – сумарна довжина контактних ліній.

Таким чином метою подальших досліджень повинно бути дослідження факторів, які впливають на величину коефіцієнта нерівномірності розподілу навантаження при розрахунку на контактну міцність k_β і коефіцієнта нерівномірності розподілу навантаження між зуб'ями k_α .