

Русенски университет “ Ангел Кънчев “

Катедра : Машинни елементи

КУРСОВ ПРОЕКТ №4

ТЕМА: ЗЪБЕН РЕДУКТОР

ИЗХОДНИ ТЕХНИЧЕСКИ ДАННИ:

ИЗХОДЯЩА МОЩНОСТ: $P_{изх}=2kW$

ОБОРОТИ НА ВХОДЯЩИЯ ВАЛ: $n_1=1400min^{-1}$

ОБОРОТИ НА ИЗХОДЯЩИЯ ВАЛ: $n_3=140min^{-1}$

ТРАЙНОСТ: 10 000 ЧАСА

ВИД НА КОНСТРУКЦИЯТА: ЛЯТА

РАЗРАБОТИЛ:

специалност

група

фак.№

РЪКОВОДИТЕЛ НА КУРСОВИЯ ПРОЕКТ:

Обяснително-изчислителна записка

Увод:

Редукторите са механизми, предназначени да предават мощност, като повишават въртящия момент и намаляват честотата на въртене. Използването им в различни отрасли на машиностроенето е довело до голямо конструктивно разнообразие. Независимо от това предавките, които намират особено широко приложение в тях, са няколко: *цилиндрични* - с прави, наклонени или стреловидни зъби, *конусни* - с прави, наклонени или криволинейни зъби, и *червячни* - с архимедов червяк. В съответствие със съвременните тенденции в машиностроенето и тук стремежът е осигуряване на възможно по-високи показатели на изделието при минимални размери и маса още в процеса на неговото проектиране.

I. Определяне на общото предавателно число и разпределяне по степени. Определяне честотата на въртене

и усукващия момент на валове, с отчитане на КПД.

Разпределянето на общото предавателно число u между отделните степени оказва съществено влияние върху големината на общото междуосово разстояние a , масата G , начина на смазване на зъбните предавки и компановката (съставянето, сглобяването) на редуктора. С увеличаване на предавателното число на бавноходната степен за сметка на бързоходната общото междуосово разстояние се намалява. Независимо от това поради по-големите размери на последното зъбно колело дължината на редуктора и масата му нарастват чувствително. Затова даваните в литературата препоръки за разпределяне на предавателното число по степени не бива да се абсолютизират, а да се разглеждат само като ориентировъчни и начални.

В табл.7.4 са дадени конкретни препоръки за първоначалното разпределяне на общото предавателно число на двустепенен редуктор. Използването на формулите обаче трябва да става след избиране на относителната широчина Ψ_{ba} на

зъбните колела в съответствие с т.7.4.[1]*

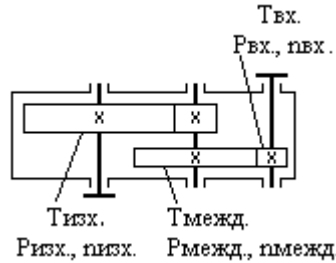
$$u = \frac{n_{ax}}{n_{изх}} = \frac{1400}{140} = 10$$

Препоръки за разпределение на общото предавателно число на двустепенни редуктори между отделните степени :

табл.7.4 [1]

$$u_1 = \sqrt[3]{u^2 \frac{\Psi_{ba2}}{\Psi_{ba1}}} - (0,01 \div 0,02) \cdot u = \sqrt[3]{10^2 \frac{0,4}{0,28}} - 0,02 \cdot 10 = 5,028 \approx 6$$

$$\Psi_{ba1} \approx 0,7 \Psi_{ba2} = 0,7 \cdot 0,4 = 0,28$$



- Минимални междусови разстояния

$$u_1 = \frac{u + \sqrt[3]{u}}{2(1 + \sqrt[3]{u})} = \frac{10 + \sqrt[3]{10}}{2(1 + \sqrt[3]{10})} = 1,926$$

- Минимални размери по дължина (височина)

$$u_1 = \left[\sqrt[3]{\frac{\Psi_{ba2}}{\Psi_{ba1}}} \cdot u + u \right] : \left[\sqrt[3]{\frac{\Psi_{ba2}}{\Psi_{ba1}}} \cdot u + 1 \right] = \left[\sqrt[3]{\frac{0,4}{0,28}} \cdot 10 + 10 \right] : \left[\sqrt[3]{\frac{0,4}{0,28}} \cdot 10 + 1 \right] = 1,734$$

- Еднаква контактна якост на зъбите

$$u_1 = \frac{u - 1,5\sqrt[3]{u}}{1,5\sqrt[3]{u-1}} = \frac{10 - 1,5\sqrt[3]{10}}{1,5\sqrt[3]{10-1}} = 2,17$$

От стандартен ред избирам стандартни предавателни числа

$$u_1 = 5 \quad u_2 = \frac{u}{u_1} = \frac{10}{5} = 2$$

Определяне на оборотите на валовете:

- на входящия вал : $n_1 = 1400 \text{ min}^{-1}$
- на междинния вал : $n_2 = n_1 / u_1 = 1400 / 5 = 280 \text{ min}^{-1}$
- на изходящия вал : $n_3 = n_2 / u_2 = 280 / 2 = 140 \text{ min}^{-1}$

Определяне на оборотите и усукващите моменти на валовете с отчитане на КПД

$$P_{изх} = 2 \text{ kW}$$

$$\eta_{общо} = \eta_1 \cdot \eta_2 = 0,97^2 = 0,9409$$

$$P_{вх} = \frac{P_{изх}}{\eta_{общо}} = 2,125 \approx 2,2 \text{ kW}$$

- на входящия вал

$$T_1 = \frac{P_{вх}}{\omega_1} = \frac{2,2 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot n}{30}} = 15,006 \text{ Nm}$$

- на междинния вал

$$T_2 = T_1 \cdot u_1 \cdot \eta_1 = 15,006 \cdot 0,975 = 72,7791 \text{ Nm}$$

- на изходящия вал

$$T_3 = T_2 \cdot u_2 \cdot \eta_2 = 72,7791 \cdot 2 \cdot 0,97 = 141,191 \text{ Nm}, \text{ където}$$

η_1 - КПД на първичната зъбна предавка при работа в масло (табл.12.1 [2]*)

η_2 - КПД на трите двойки търкалящи лагери

II. Предварително изчисляване на диаметрите на валовете.

Практиката показва, че повече от 80% от всички случаи на разрушаване на машинните елементи се дължат на променливият характер на действащите в тях напрежения и на произтичащата от това умора на материала.

Обикновено характерът на изменение на напреженията е неустановен (поради променливите условия на работа). Типичен пример са валове, работещи при постоянна честота на въртене и натоварени с постоянни сили и въртящи моменти. Техните главни конструктивни размери се определят по един или няколко основни критерия на работоспособност – якост, коравина, устойчивост на вибрации, а тяхната форма се доразвива според функционалното им предназначение.

Накрая се прави проверочно якостно изчисляване на умора, което се свежда до определяне на действителния коефициент на сигурност в най-заstraшеното сечение и сравняването му с предписания (избрания, регламентирания) такъв.

Проектното изчисляване и оразмеряване на вала започва с определянето на минималния му диаметър d по критерия

на усукване:

- на входящия вал

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2 \cdot [\tau]_{yc}}} = \sqrt[3]{\frac{15,006}{0,2 \cdot 25 \cdot 10^6}} = 14,42 \text{ mm}$$

Тъй като на този етап останалите вътрешни усилия на се отчитат, изчисленията се извършват с намалени стойности на допустимото напрежение $[\tau]_{yc}$. Избира се $[\tau]_{yc} = 15 \div 30 \text{ MPa}$, като по-малките стойности са за бавновъртящи се валове. Приемам $[\tau]_{yc} = 25 \text{ MPa}$.

Отслабването на вала от канала за шпонката се отчита, като се увеличава размера с 10%

$$d_1 = 15,42 \text{ mm}$$

Приемаме стандартна стойност на диаметъра на вала $d_1 = 16 \text{ mm}$.

$$d_1 = 16 \text{ mm} ; l_{z1} = 28 \text{ mm} ; d_{z1} = 25 \text{ mm} \text{ (табл.2.1 [1])}$$

- междинен вал

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2 \cdot [\tau]_{yc}}} = \sqrt[3]{\frac{72,7791}{0,2 \cdot 25 \cdot 10^6}} = 24,416 \text{ mm}$$

Приемаме $d_2 = 28 \text{ mm} ; l_{z2} = 42 \text{ mm} ;$

$$d_{z2} = 30 \text{ mm}.$$

- краен вал(изходящ)

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T_3}{0,2 \cdot [\tau]_{yc}}} = \sqrt[3]{\frac{141,191}{0,2 \cdot 25 \cdot 10^6}} = 30,45 \text{ mm}$$

Приемаме $d_3 = 30 \text{ mm} ; l_{z3} = 58 \text{ mm} ;$

$$d_{z3} = 35 \text{ mm}.$$

III. Избор на материал на зъбните колела и определяне на допустимите напрежения.

Зъбните колела на редукторите в повечето случаи се изработват от конструкционна въглеродна или легирана стомана със съдържание на въглерод от 0,1 до 0,6%.

Според твърдостта (термообработката), технологията на нарязване и последващите операции стоманените зъбни колела се разделят на две основни групи:

-а. С твърдост $HB \leq 3500$ ($1600 \div 2800$)MPa, която се получава при нормализиране или подобряване (закалка с високотемпературно отвърщане). Окончателното обработване на зъбите може да се извърши след термообработката. При това се постига сравнително висока точност без използване на скъпи завършващи операции.

За по-добро сработване и поради това, че голямото колело работи при по-малък брой цикли на натоварването, се препоръчва да се спазва съотношението $HB_1 \geq HB_2 + (100 \div 250) \text{ MPa}$.

Поради технологичните предимства тази група зъбни колела се използва широко в ниско- и среднатоварените предавки, а също и при големи габарити на колелата.

-б. С твърдост $HB > 3500$ MPa, която се получава при закаляване, цементация, азотиране и цианиране. Твърдостта им се измерва в единици по Роквел (1 HRC \approx 100 HB). Нарязването на зъбите се извършва преди термообработката, като се оставя прибавка, която се отнема след термичната обработка чрез довършващи операции – шлифване, притриване, абразивно шевинговане и др. По такъв начин се коригира профилът на зъба, изкривен при термообработката, но се оскъпява зъбното колело. Използването на колела с голяма твърдост позволява да се увеличат допустимите контактни напрежения до 2 пъти, а товарносимостта на предвката – до 4 пъти. Твърдите колела по трудно се обработват.

Цементация. Използват се нисковъглеродни стомани марки 15, 20(рядко) и легирани стомани – 15X, 20X, 12XНЗА, 18ХГТ, 18ХГМ и др. Дълбочината на цементацията е 0,1-0,15 от дебелината на зъба, но не повече от 1,5-2mm. Окончателната механична обработка на зъба се състои в шлифоване или притриване със специални пасти.

Препоръчаните съчетания на материалите за малкото и голямото колело са посочени в табл. 7.5 [1].

За намаляване на номенклатурата в двустепенни и многостепенни редуктори трябва за всички малки (задвижващи) и за големите (задвижвани) колела. Възможно е изработването на малкото и голямото колело от една и съща марка стомана, но с различна термообработка.

Механичните характеристики на най-често употребяваните стомани за зъбни колела заедно с указания за термообработката са дадени в табл. 7.6 [1].

1. Избор на материал за зъбните колела :

$$\begin{array}{lll} 18ХГТ & HRC \text{ МК} - 62 & \sigma_b = 980MPa \\ & HRC \text{ ГК} - 58 & \sigma_s = 833MPa \end{array}$$

2. Определяне на допустимите контактни напрежения при изчисляване на умора.

Допустимите контактни напрежения при изчисляване на зъбните колела срещу питинг* от контактна умора се определят поотделно и за двете колела по израза (по ГОСТ 21354-73)

$$\sigma_{Hn2} = \frac{\sigma_{H \lim}}{\sigma_{H \min}} \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot K_L \cdot K_{Hx},$$

където $\sigma_{H \lim}$ е границата на контактната умора на повърхностите на зъбите, съществуваща на еквивалентния брой цикли N_{HE} ,

$$\sigma_{H \lim} = \sigma_{H \lim b} \cdot K_{HL} = 1426.1 = 1426MPa;$$

тук $\sigma_{H \lim b}$ е границата на контактната умора на повърхностите на зъбите, съответстваща на базовия брой цикли N_{HO}

- определя се по табл. 7.7 [1].

K_{HL} – коефициент на трайност – отчита влиянието на желаната трайност и режима на натоварване на предавката – определя се по графика от фиг. 7.5 в зависимост от

$$\text{отношението } \frac{N_{HE}}{N_{HO}}, K_{HL} = 1;$$

N_{HO} – базов брой на цикли на напреженията – определя се по графика от фиг. 7.6 в зависимост от твърдостта HB; привеждането на твърдостта от HRC и HV в HB става с помощта на графика от фиг. 7.7;

N_{HE} – еквивалентен брой цикли на напреженията – определя се в зависимост от диаграмата на натоварването (фиг. 7.8); при постоянно натоварване $N_{HE} = 3600nct$, където

c – брой на зацепванията на зъба за едно завъртане на колелото (брой на зацепените зъбни колела с разглежданото);

t – време на работа на предавката за изчислителния срок на служба в h.

Постоянният режим на натоварване е най-тежък за предавката. Той се приема и в случаите, когато изменението на натоварването във времето неопределено, напр. за редуктори с общо предназначение.

Z_R – коефициент, отчитащ грапавостта на работните повърхности на зъбите – приема се според височините на грапавините на по-грубото от съвместно работещите зъбни колела:

$$\text{при } Ra \ 1,25 \div 0,63 \ \mu m \quad Z_R = 1$$

Z_v – коефициент, отчитащ периферната скорост:

$$\text{при } v < 5 \text{ m/s} \quad Z_v = 1$$

K_L – коефициент, отчитащ влиянието на смазката, приема се $K_L = 1$;

K_{Hx} – коефициент, отчитащ размерите на зъбното колело, $K_{Hx} = 1$;

$$\text{при } d_w \leq 700 \text{ mm} \quad K_{Hx} = 1.$$

*Образуване на ямички по повърхността на зъбите.

$$N_{HE} = 3600nct = 3600 \cdot 1400 \cdot 1 \cdot 10000 = 5,04 \cdot 10^{10} = N_{FE}$$

$$N_{HO} = 120 \cdot 10^6 = N_{FO}$$

При зъбни колела с прави зъби (във всички случаи), а също с наклонени зъби, когато разликата между твърдостта на двете съвместно работещи колела е малка, за изчислително се приема по-малкото от двете изчислени допустими напрежения: $\sigma_{HP} = \text{по-малкото от } \sigma_{HP1} \text{ или } \sigma_{HP2}$, ($\sigma_{HP1} = 1096,923 \text{ MPa}$, $\sigma_{HP2} = 1111,7 \text{ MPa}$) $\Rightarrow \sigma_{HP} = 1111,7 \text{ MPa}$.

При зъбни колела с наклонени зъби, когато разликата между твърдостите на двете съвместно работещи колела е чувствителна (напр. $HB_1 \geq 4000 \text{ MPa}$, $HB_2 \leq 3200 \text{ MPa}$), за изчислително се приема средното аритметично от двете изчислителни допустими напрежения, но не по-голямо от 1,25 пъти от по-малкото от двете при цилиндрични предавки.

3. Определяне на допустимите напрежения на огъване при изчисляване на умора.

Допустимите напрежения при изчисляване зъбните колела срещу разрушаване от умора при огъване се определят поотделно и за двете колела по израза (по ГОСТ 21354-75)

$$\sigma_{FP_2^1} = \frac{\sigma_{Flim}}{S_{Fmin}} \cdot Y_R \cdot Y_S \cdot K_{Fx}$$

където σ_{Flim} е границата на умора при огъване на зъбите, съответстваща на еквивалентния брой цикли N_{FE}

$$\sigma_{Flim} = \sigma_{Flimb}^0 \cdot K_{FC} \cdot K_{FL} = 850 \cdot 1 \cdot 1 = 850 \text{ MPa}$$

Тук σ_{Flimb}^0 е границата на умора при огъване на зъбите, съответстваща на базовия брой цикли N_{FO} при пулсиращ цикъл – определя се по табл. 7.8 [1];

K_{FC} - коефициент, отчитащ влиянието на двустранното прилагане на натоварването (напр. при реверсивни предавки, сателитите на планетни предавки и др.): при едностранно натоварване $K_{FC} = 1$, при двустранно натоварване $K_{FC} = 0,8 \div 0,7$ (по-големите стойности се избират при $HB > 3500 \text{ MPa}$);

K_{FL} - коефициент на трайност:

$$K_{FL} = m_F \sqrt{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{5,04 \cdot 10^{10}}} = 0,350 < 1 \Rightarrow K_{FL} = 1$$

За зъбни колела с нешлифована преходна повърхност при твърдост на повърхността на зъбите $HB > 3500 \text{ MPa}$ $m_F = 9$ и ако $\frac{N_{FO}}{N_{FE}} < 1$, приема се $K_{FL} = 1$;

N_{FO} – базов брой цикли на напреженията – приема се $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ за всички стомани;

N_{FE} – еквивалентен брой цикли на напреженията (определя се в зависимост от диаграмата на натоварването);

S_{Fmin} – коефициент на сигурност (препоръчва се $S_{Fmin} = 1,7 \div 2,2$, като по-високите стойности са за отлети заготовки);

Y_S – коефициент, отчитащ градиента на напреженията и чувствителността на материала към концентрация на напреженията (определя се по табл. 7.9 [1]); тъй като модулът е неизвестен, за първоначални изчисления се препоръчва $Y_S = 1$;

Y_R – коефициент, отчитащ грапавостта на преходната повърхност: при шлифоване и зъбофрезоване (R_Z не повече от $40 \mu\text{m}$) се приема $Y_R = 1$;

K_{Fx} – коефициент, отчитащ размерите на зъбното колело:

при $d_a \leq 300 \text{ mm}$ $K_{Fx} = 1,0$;

4. Определяне на допустимите напрежения за оразмеряване при претоварване (на статична якост)

Допустимото контактно напрежение за оразмеряване при претоварване зависи от вида на химико-термичната обработка на зъбните колела.

При цементация и контурно закаляване след нагриване с ТВЧ

$$\sigma_{HPM} = 40 \text{ HRC}, \text{ където HRC е твърдостта по Роквел.}$$

$$\sigma_{HPM} = 40 \text{ HRC} = 40 \cdot 62 = 2480 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HPM} = 40 \text{ HRC} = 40.58 = 2320 \text{ MPa}$$

Допустимото напрежение на огъване за оразмеряване при претоварване се определя поотделно за двете колела:

$$\begin{aligned} \text{при } HB \leq 3500 \text{ MPa} & \quad \sigma_{FPM} \approx 0,8\sigma_s, \\ \text{при } HB > 3500 \text{ MPa} & \quad \sigma_{FPM} \approx 0,6\sigma_B, \text{ където } \sigma_B \text{ е якостта на опън на материала.} \end{aligned}$$

IV. Пресмятане на цилиндрични зъбни предавки с прави и наклонени зъби (по ГОСТ 21354 – 75 [12])

Зъбните предавки, които работят при смазване с масло, напр. редуктори, обикновено се оразмеряват срещу разрушаване от контактна умора, при което се осигурява продължителната им работа без появяване на питинг по работните повърхности на зъбите, и се проверяват срещу разрушаване от умора при огъване.

При предавки от същия тип, работещи със значителни краткотрайни претоварвания, се извършва проверка и за повърхностна, и за обемна статична якост, с което си осигурява неразрушаването им при върховите (пиковите) натоварвания.

При многостепенни предавки обикновено якостните изчисления се започват от последната степен, която е най-натоварена.

ПЪРВА СТЕПЕН

1. Определяне на началния диаметър на зъбните колела.

Началният диаметър се определя по израза (получената стойност подлежи на уточняване по табл. 7.15 [1]).

$$d_{w1} \geq K_d \sqrt[3]{\frac{M_{IH} \cdot K_{H\beta}}{\psi_{bd} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} = 675 \cdot \sqrt[3]{\frac{14,32 \cdot 1,15}{0,5 \cdot 1111,7^2} \cdot \frac{5+1}{5}} = 21,43 \text{ mm}, \text{ където}$$

K_d – е спомагателен коефициент;

$K_d = 770 \text{ (MPa)}^{1/3}$ – за стоманени зъбни колела с прави зъби; $K_d = 675 \text{ (MPa)}^{1/3}$ – за стоманени зъбни колела с наклонени и шевронни зъби;

M_{IH} – изходен изчислителен момент, $M_{IH} = 14,32 \text{ Nm}$;

ψ_{bd} – коефициент на широчината на колелото спрямо диаметъра му – определя се по табл. 7.10 [1].

За многостепенни редуктори, при които натоварването се увеличава от степен на степен, за всяка следваща степен стойността на ψ_{bd} се приема по-голяма от тази на предидущата. $\psi_{bd} = 0,5$

$K_{H\beta}$ – коефициент, отчитащ неравномерността на разпределение на натоварването по дължината на контактните линии при изчисляване на контактна умора на повърхностите на зъбите. Ориентировъчните му стойности се определят в зависимост от начина на лагеруване на зъбното колело, коефициента на широчината ψ_{bd} и твърдостта на зъбите по графиките от фиг. 7.9, $K_{H\beta} = 1,15$

σ_{HP} – допустимото контактно напрежение

u – предавателното число на двойката зъбни колела, определено в т. 7.2.

В израза $u \pm 1$ знакът (+) е за външно зацепване, а знакът (–) за вътрешно.

2. Определяне на модула и броя на зъбите.

Обикновено модулет се определя в mm въз основа на препоръки, разработени от практиката, като се използва зависимостта

$$m = \frac{b_w}{\psi_m} = \frac{\psi_{bd} \cdot d_{w1}}{\psi_m} = \frac{0,9 \cdot 21,425}{15} = 1,28 \text{ mm}, \text{ където}$$

$b_w = \psi_{bd} \cdot d_{w1}$ е широчината на зъбното колело в mm;

ψ_m – коефициентът на широчината на колелото спрямо модула му (избира се по табл. 7.11 [1]).

Определената стойност на модула се закръгля до най-близката стандартна стойност по табл. 7.12 [1]. Трябва да се има пред вид, че за силови предавки не се препоръчват стойности на m под 1,5 mm.

Броят на зъбите на малкото зъбно колело се определя по формулата

$$z_1 = \frac{d_1 \cos \beta}{m} = \frac{21,425 \cdot \cos 10^\circ}{1,5} = 14,06, \text{ където } \beta \text{ е ъгълът на наклона на зъбите:}$$

за прави зъби $\beta = 0^\circ$;

за наклонени зъби $\beta = 8 \div 20^\circ (25^\circ)$. Избирам $\beta = 10^\circ$.

По високите стойности на β осигуряват по-добра плавност на зацепването и по-висока товароносимост, но се повишава стойността на осовата сила.

Стойността на z_1 се закръгля до най-близкото цяло число. Приемам $z_1=15$ зъба. При това трябва да бъде спазено неравенството

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} \geq z_{min} \quad ,$$

$$z_{v1} = \frac{15}{\cos^3 10^\circ} = 15,7049 > z_{min}$$

където

z_{v1} е еквивалентен брой зъби;

z_{min} – минимално допустим брой зъби, който се определя по следните съображения:

а) за за неподрязване на зъбите в основата – по израза

$$z_{min} = 14,3 (1-x) = 14,3(1-0,3) = 10,01 \text{ зъба}$$

при $x = -0,6$ до $+0,5$; x е коефициент на изместването

б) за незаостряне на върха на зъбите – табл. 7.13 [1];

в) за намаляване на шума и повишаване на плавността при бързоходните предавки $z_{min} = 20 \div 50$.

Броят на зъбите на голямото зъбно колело z_2 се определя по израза

$$z_2 = uz_1 = 15 \cdot 5 = 75 \text{ зъба}$$

и също се закръглява до цяло число.

Изчислява се действителното предавателно число

$$u_\delta = \frac{z_2}{z_1} = \frac{75}{15} = 5 \quad .$$

Определя се отклонението Δu на u_δ от зададеното предавателно число:

$$\Delta u = \frac{u_\delta - u}{u} \cdot 100 = \frac{5 - 5}{5} \cdot 100 = 0\% \quad .$$

Последното не трябва да превишава допустимите стойности. Ако се приеме за двустепенни редуктори допустимо отклонение на общото предавателно число $\pm 4\%$, то за всяка степен трябва да бъде спазено условието [57]

$$-2,02\% \leq \Delta u \leq +1,98\% \quad .$$

При по-големи отклонения трябва да се промени броят на зъбите (z_2 или z_1 и z_2).

3. Определяне на коефициента на сумата от изместванията x_Σ и на междуосовото разстояние a_w .

Тъй като това са геометрични изчисления, определящи точността на размерите на зъбните колела и качеството на работа на предавката, те се изпълняват с точност до хилядни от mm и до секунди от ъгловия градус.

Профилният ъгъл на зъба се определя по израза

$$\alpha_t = \arctg \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \arctg \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 10^\circ} = 20^\circ 17' 01''$$

Междуосовото разстояние се определя по израза

$$\alpha_w = \frac{(z_1 + z_2)m \cdot \cos \alpha_t}{2 \cos \beta \cos \beta} = \frac{(15 + 75)1,5 \cdot \cos 20^\circ 17' 01''}{2 \cos 10^\circ \cos 25^\circ} = 70,937184m \quad m \quad . \text{ Приемам } a_w = 71mm.$$

Избирам $\alpha_w = 25^\circ$. Препоръчва се да се избира a_w малко по-голямо от a , за да се увеличи ъгълът на зацепването $\alpha_w > \alpha$ и да се повиши контактната якост.

Коефициентът на сумарното изместване се определя по израза

$$x_{\Sigma} = \frac{(z_1 + z_2)(\operatorname{inv}\alpha_{tw} - \operatorname{inv}\alpha_t)}{2\operatorname{tg}\alpha} = \frac{(15 + 75)(0,029975 - 0,00057)}{2\operatorname{tg}20^\circ} = 3,63553$$

$$\operatorname{inv}\alpha_{tw} = \operatorname{inv}25^\circ = 0,029975$$

$$\operatorname{inv}\alpha_t = \operatorname{inv}20^\circ 17'01''$$

Поради ограниченията, по технологични причини (използване на модифицирани фрези) и условията за незаостряне разделяме $x_{\Sigma/2} \Rightarrow x_{\Sigma} = 1,832$

З а б е л е ж к а. При наклонени зъби закръгляването на междусовото разстояние може да стане и чрез изменение на първоначално приетия ъгъл на наклона β , окончателната стойност на който се определя по израза

$$\beta = \operatorname{arc\,cos} \frac{(z_1 + z_2) m \operatorname{cos}\alpha_t}{2a_w \operatorname{cos}\alpha_{tw}}$$

В такъв случай може да се избере $x_{\Sigma} = x_1 = x_2 = 0$, при което $a_w = a$ и $\alpha_w = \alpha$.

4. Разпределение на коефициента на сумата от изместванията между двете зъбни колела. Най-голяма якост на огъване на зъбната предавка се получава, когато е спазено условието за еднаква товароносимост на двете колела

$$Y_{F1}\sigma_{FP2} = Y_{F2}\sigma_{FP1} \Rightarrow 3,1.500 = 3,4.453 \Rightarrow 1550 \approx 1540 \text{ (условието е изпълнено),}$$

където Y_{F1} , Y_{F2} са коефициенти на формата на зъба съответно за малкото и голямото зъбно колело.

σ_{FP1} , σ_{FP2} – допустимите напрежения при изчисляване на зъбните колела срещу разрушаване от умора при огъване ($\sigma_{FP1}=500\text{MPa}$, $\sigma_{FP2}=453\text{MPa}$)

5. Изчисляване на геометричните параметри на зъбните колела.

Изчисляването на геометричните параметри на зъбните колела се извършва по формулите, дадени в табл. 7.15 [1], в която е възприета системата за определяне на външния диаметър d_a при постоянна радиална хлабина c^* и при нарязване със зъбен гребен или червячна фреза.

-1. Делителен диаметър, mm

$$\text{Малко колело(МК)} \quad d_1 = \frac{z_1 m}{\operatorname{cos}\beta} = \frac{15.1,5}{\operatorname{cos}10^\circ} = 22,847\text{mm}$$

$$\text{Голямо колело(ГК)} \quad d_2 = \frac{z_2 m}{\operatorname{cos}\beta} = \frac{75.1,5}{\operatorname{cos}10^\circ} = 114,235\text{mm}$$

-2. Основен диаметър, mm

$$\text{МК} \quad d_{b1} = d_1 \operatorname{cos}\alpha_1 = 22,847 \cdot \operatorname{cos}20^\circ = 21,430\text{mm}$$

$$\text{ГК} \quad d_{b2} = d_2 \operatorname{cos}\alpha_1 = 114,235 \cdot \operatorname{cos}20^\circ = 107,152\text{mm}$$

-3. Начален диаметър, mm

$$\text{МК} \quad d_{w1} = \frac{2a_w}{n+1} = \frac{2.71}{5+1} = 23,6667\text{mm}$$

$$\text{ГК} \quad d_{w2} = \frac{2a_w u}{u+1} \quad \text{или} \quad d_{w2} = 2a_w - d_{w1} = 2.71 - 23,6667 = 118,33\text{mm}$$

-4. Коефициент на изместването в предавката

$$y = \frac{a_w - a}{m} = 0$$

-5. Коефициент на обратното изместване в предавката $\Delta y = x_{\Sigma} - y = 0$

-6. Диаметър на върховата окръжност, mm

$$\text{МК} \quad d_{a1} = d_1 + 2(h_a^* + x_1 - \Delta y)m = 27,668\text{mm}$$

$$\text{ГК} \quad d_{a2} = d_2 + 2(h_a^* + x_2 - \Delta y)m = 119,753\text{mm}$$

-7. Диаметър на петовата окръжност, mm

$$\text{МК } d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c^* - x_1) m = 21,497 \text{ mm}$$

$$\text{ГК } d_{f2} = d_2 - 2(h_a^* + c^* - x_2) m = 113,582 \text{ mm}$$

-8. Радиус на кривината в граничната точка на зъбния профил, mm

$$\text{МК } \rho_{l1} = 0,5d_1 \sin \alpha_t - \frac{h_l^* - h_a^* - x_1}{\sin \alpha_t} m = 3,095 \text{ mm}$$

$$\text{ГК } \rho_{l2} = 0,5d_2 \sin \alpha_t - \frac{h_l^* - h_a^* - x_2}{\sin \alpha_t} m = 19,940 \text{ mm}$$

-9. Радиус на кривината на активния профил на зъба в долната точка, mm

$$\text{МК } \rho_{p1} = a_w \sin \alpha_{tw} - 0,5d_{b2} \operatorname{tg} \alpha_{a2} = 3,391 \text{ mm}$$

$$\text{ГК } \rho_{p2} = a_w \sin \alpha_{tw} - 0,5d_{b1} \operatorname{tg} \alpha_{a1} = 21,377 \text{ mm}$$

-10. Профилен ъгъл на зъба в точка от върховата окръжност, (°)

$$\text{МК } \alpha_{a1} = \arccos \frac{d_{b1}}{d_{a1}} = 39^\circ 14' 12''$$

$$\text{ГК } \alpha_{a2} = \arccos \frac{d_{b2}}{d_{a2}} = 26^\circ 31' 14''$$

-11. Коефициент на най-малкото изместване на изходния контур

$$\text{МК } x_{\min 1} = h_l^* - h_a^* - \frac{z_1 \sin^2 \alpha_t}{2 \cos \beta} = 0,085 \text{ mm}$$

$$\text{ГК } x_{\min 2} = h_l^* - h_a^* - \frac{z_2 \sin^2 \alpha_t}{2 \cos \beta} = -3,576 \text{ mm}$$

-12. Коефициент на челно препокриване

$$\varepsilon_\alpha = \frac{z_1 \operatorname{tg} \alpha_{a1} + z_2 \operatorname{tg} \alpha_{a2} - (z_1 + z_2) \operatorname{tg} \alpha_{tw}}{2\pi} = 1,194$$

-13. Нормална широчина на върха на зъба, mm

$$\text{МК } s_{na1} = d_{a1} \left(\frac{\frac{\pi}{2} + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha}{z_1} + \operatorname{inv} \alpha_t - \operatorname{inv} \alpha_{a1} \right) \cos \beta_{a1} = 0,738 \text{ mm}$$

$$\text{ГК } s_{na2} = d_{a2} \left(\frac{\frac{\pi}{2} + 2x_2 \operatorname{tg} \alpha}{z_2} + \operatorname{inv} \alpha_t - \operatorname{inv} \alpha_{a2} \right) \cos \beta_{a2} = 1,221 \text{ mm}$$

-14. Ъгъл на наклона на линията на върха на зъба, (°)

$$\text{МК } \operatorname{tg} \beta_{a1} = \frac{d_{a1}}{d_1} \operatorname{tg} \beta \Rightarrow \beta_{a1} = \operatorname{arctg} \frac{d_{a1}}{d_1} \operatorname{tg} \beta = 50^\circ 01' 13''$$

$$\text{ГК } \operatorname{tg} \beta_{a2} = \frac{d_{a2}}{d_2} \operatorname{tg} \beta \Rightarrow \beta_{a2} = \operatorname{arctg} \frac{d_{a2}}{d_2} \operatorname{tg} \beta = 45^\circ 54' 46''$$

З а б е л е ж к и: 1. За предавки с прави зъби $\beta = 0^\circ$, тогава: $a = 0,5(z_1 + z_2) m$; $\alpha = \alpha$; $d_1 = z_1 m$; $d_2 = z_2 m$.

2. При $a = a_w$ ($x_\Sigma = 0$) се получава $\alpha_{tw} = \alpha$; $d_w = d$; $y = \Delta y = 0$.

3. Съгласно БДС 1526 – 66; $h_a^* = 1$; $h_c^* = 2$; $c^* = 0,25$.

6. Проверочно изчисляване на контактна умора.

След като бъдат уточнени стойностите на всички величини, трябва да се извърши проверка на контактна умора по условието

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{d_{wl}} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \leq \sigma_{HP} \quad , \text{ където}$$

$$\sigma_H = 1,605 \cdot 275 \cdot 1 \sqrt{\frac{72,164}{23,6667} \cdot \frac{5+1}{5}} = 844,29 \text{MPa} \leq 1111,7 \text{MPa}$$

ω_{Ht} – изчислителна относителна периферна сила (натоварване на единица широчина на зъбния венец) при контактни напрежения

$$\omega_{Ht} = \frac{F_{Ht}}{b_{wl}} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \quad , \text{ където } F_{Ht} \text{ е изчислителна периферна сила при}$$

контактни напрежения, равна $F_{Ht} = \frac{2M_{1H}}{d_{wl}} = \frac{2 \cdot 14,32}{23,6667} = 1210 \text{N} \quad ;$

$K_{H\alpha}$ – коефициент, отчитащ разпределението на натоварването между зъбите; за колела с прави зъби се приема $K_{H\alpha} = 1$, а за колела с наклонени зъби той се определя по фиг. 7.10 [1]. Степента на точност се определя според препоръките в табл. 7.16 [1] в зависимост от периферната скорост: $v = \pi n_1 \cdot d_{wl} = 1,7349 \text{m/s}$, където

n_1 е честотата на въртене на малкото колело, s^{-1} ,

$K_{H\beta}$ – коефициент на неравномерност на разпределение на натоварването, $K_{H\beta} = 1,15$

K_{Hv} – коефициент, отчитащ динамичното натоварване, възникващо в зацепването; определя се по израза

$$K_{Hv} = 1 + \frac{\omega_{Hv}}{\omega_{HP}}$$

Тук ω_{Hv} е относителната периферна динамична сила, N/mm , равна на

$$\omega_{Hv} = \delta_H g_0 v \sqrt{\frac{a_w}{u}} = 0,004 \cdot 73 \cdot 1,7349 \sqrt{\frac{71}{5}} = 1,91 \text{N/mm} \leq 160 \text{N/mm} \quad ,$$

където δ_H е коефициент, отчитащ влиянието на вида на зъбната предавка и модификацията на профила на върха на зъба върху динамичността на натоварването – определя се по табл. 7.17 [1], ;

g_0 – коефициент, отчитащ влиянието на разликата на стъпките на зацепване на двете колела – определя се по табл. 7.18 [1], $g_0 = 73$;

ω_{HP} – относителната изчислителна периферна сила в зоната на най-голямата и концентрация, N/mm , равна на

$$\omega_{HP} = \frac{F_{Ht}}{b_w} \cdot K_{H\beta} = \frac{1210}{19,2825} \cdot 1,15 = 72,124 \text{N/mm} \quad ;$$

Z_H – коефициент, отчитащ формата на работните повърхности на зъбите – определя се по израза

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\sin 2 \cdot \alpha_{tw}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos 9^\circ 23' 29''}{\sin 2 \cdot 25^\circ 01' 09''}} = 1,605 \quad , \text{ където } \beta_b \text{ е основен ъгъл на}$$

наклона;

$$\beta_b = \arcsin \sin \beta \cdot \cos \alpha = 9^\circ 23' 29'' \quad ,$$

$$\alpha_{tw} \text{ – ъгъл на зацепването, } \alpha_{tw} = 25^\circ 06' 30'' \quad ;$$

Z_M – коефициент, отчитащ механичните свойства на материалите на зацепените събни колела –

определя се по израза $Z_M = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot (1 - \mu^2)} \cdot \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}} = 275 \text{MPa} \quad , \text{ където}$

μ е коефициентът на Поасон, $\mu = 0,3$;

E_1, E_2 – модулите на линейните деформации на материала на малкото, съответно на голямото колело;

Z_ε - коефициент, отчитащ сумарната дължина на контактните линии:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}, \quad P_\varepsilon = \sqrt{\frac{I}{\varepsilon_\alpha}} = I,$$

(за прави зъби) (за наклонени зъби)

където $\varepsilon_\alpha \geq 1$ е коефициент на челно припокриване (табл.7.15[1]);

ε_β - коефициент на осово припокриване, като $\varepsilon_\beta = \frac{b_w}{p_t} = 1,9, 2$.

$$\text{Осовата стъпка } P_x = \frac{\pi m}{\sin \beta} = \frac{\pi \cdot 1,5}{\sin 10^\circ} = 27,138.$$

За повишаване на плавността на работа е желателно ε_β да бъде цяло число.

7. Проверочно изчисляване на умора от огъване

Препоръчва се проверката на умора от огъването да се прави със следните две условия:

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot \frac{\omega_{Ft}}{m} \leq \sigma_{FP1}, \quad \sigma_{F2} = \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \cdot \sigma_{F1} \leq \sigma_{FP2}$$

$$\sigma_{F1} = 3 \cdot 1,0,928 \cdot \frac{92,992}{1,5} = 172,593 \text{ MPa} \leq 476 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{3,45}{3} \cdot 172,6 = 198,49 \text{ MPa} \leq 476 \text{ MPa}$$

В тези изрази величините имат следните значения и стойности:

- ω_{Ft} е изчислителна относителна периферна сила (натоварване на единица широчина на зъбния венец) при огъване, равна на

$$\omega_{Ft} = \frac{F_{Ft}}{b_{wl}} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} = \frac{6150,388}{19,28 \cdot 10^{-3}} \cdot 1,1,07,0,000265 = 92,99 \text{ N/mm} \approx 93 \text{ N/mm},$$

където

$$F_{Ft} \text{ е изчислителна периферна сила при огъване } - F_{Ft} = \frac{2M_{IF}}{d_{wl}} = \frac{2 \cdot 72,779}{23,6667 \cdot 10^{-3}} = 6150,338 \text{ N}$$

;

M_{IF} – изчислителен въртащ момент – приема се най-големият продължително действащ момент с брой на циклите $\geq 5 \cdot 10^4$;

$K_{F\alpha}$ – коефициент, отчитащ разпределението на натоварването между зъбите.

При прави зъби първоначално се приема, че в зацепване с една двойка зъби, при което $K_{F\alpha} = 1$.

При наклонени зъби, ако коефициентът на осово припокриване е $\varepsilon_\beta \leq 1$, коефициентът $K_{F\alpha}$ се приема като за прави зъби. Ако степенята на точност е по-груба от 9, приема се $n = 9$.

$K_{F\beta}$ – коефициент, отчитащ неравномерността на разпределение на натоварването по дължината на контактните линии при изчисляване на огъване. Ориентировъчните му стойности се определят в зависимост от начина на лагеруване на зъбното колело, относителната му широчина Ψ_{bd} и твърдостта на зъбите по графиките на фиг. 7.9, $K_{E\beta} = 1,07$; K_{Ev} – коефициент, отчитащ динамичното натоварване, възникващо в зацепването: определя се по израза

$$K_{Fv} = 1 + \frac{\omega_{Fv}}{\omega_{Ftp}} = 1 + \frac{0,09055}{341,331} = 0,000265.$$

Тук ω_{Fv} е относителната тангенциална динамична сила, N/mm,

$$\omega_{Fv} = \delta_F g_0 v \sqrt{\frac{a_w}{u}} = 0,006 \cdot 73,1,7349 \sqrt{\frac{71 \cdot 10^3}{5}} = 0,09055,$$

където δ_F е коефициент, отчитащ влиянието на вида на зъбната предавка и модификацията на профила на върха на зъба върху динамичността на натоварването – определя се по табл. 7.17 [1], $\delta_F=0,006$.

ω_{Fip} – относителна изчислителна тангенциална сила в зоната на най-голямата й концентрация, N/mm, равна на

$$\omega_{Fip} = \frac{F_{Ft}}{b_w} \cdot K_{F\beta} = \frac{6150,338}{19,28} \cdot 1,07 = 341,33099$$

Y_{F1}, Y_{F2} – коефициенти отчитащи формата на работните повърхности на зъбите, съответно за малкото и голямото колело; определят се по графиките на фиг. 7.11 в зависимост от еквивалентния брой зъби, $Y_{F1}=3, Y_{F2}=3,45$.

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{15}{\cos^3 10^\circ} = 15,70496, \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{75}{\cos^3 10^\circ} = 78,52481$$

и от коефициентите на изместване x_1 и x_2 ;

Y_e – коефициент, отчитащ препокриването на зъбите.

При прави зъби първоначално се приема $Y_e = 1$.

При наклонени зъби се приема $Y_e = 1$.

$$Y_\beta - \text{коефициент, отчитащ наклона на зъбите: } Y_\beta = 1, \quad Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140^\circ}$$

(за прави зъби) (за наклонени зъби)

8. Проверочно пресмятане на контактна якост и на якост на огъване при максимално натоварване (на статична якост при кратковременно претоварване).

Обикновено зъбните предавки работят при променлив режим на натоварване. Външните претоварвания най-често са кратковременни и не оказват съществено влияние върху якостта на умора, но могат да причинят пластични деформации или крехко разрушаване на зъбите, което налага проверка на статична якост.

Проверочното изчисляване на контактна якост и на огъване се извършва по якостните условия:

$$\sigma_{HM} = \sigma_H \sqrt{\frac{M_{IM}}{M_{IH}}} \leq \sigma_{HPM} \Rightarrow \sigma_{HM} = 844,286 \sqrt{1,4} = 998,973 \text{ MPa} \leq 2520 \text{ MPa};$$

$$\sigma_{FMI} = \sigma_{F1} \frac{M_{IM}}{M_{IF}} \leq \sigma_{FPM1} \Rightarrow \sigma_{FMI} = 172,539 \cdot 1,4 = 241,6302 \text{ MPa} \leq 588 \text{ MPa};$$

$$\sigma_{FM2} = \sigma_{F2} \frac{M_{IM}}{M_{IF}} \leq \sigma_{FPM2} \Rightarrow \sigma_{FM2} = 198,49 \cdot 1,4 = 277,886 \text{ MPa} \leq 588 \text{ MPa}, \text{ където}$$

M_{IM} е най-големият момент действащ дори еднократно върху предавката.

Ако не е зададен M_{IM} , отношението $\frac{M_{IM}}{M_{IH}}, \frac{M_{IM}}{M_{IF}}$ се заменя с коефициента на външно

претоварване k , който се избира по табл.7.20[1], $\frac{M_{IM}}{M_{IH}}, \frac{M_{IM}}{M_{IF}} = 1,4$;

σ_{HPM} – допустимо контактно напрежение при претоварване;

$\sigma_{FPM1}, \sigma_{FPM2}$ – допустими напрежения на огъване при претоварване.

Ако изчислените напрежения при претоварване превишават с повече от 5% допустимите напрежения, трябва да се изменят съответните параметри и да се преизчисли предавката.

9. Сили в зацепването

- периферната сила F_t – по-голямата от F_{Ht} и F_{Ft} , $F_t=1210N$
- радиалната сила $F_r = F_t \frac{\text{tg}\alpha_w}{\cos \beta} = 1210 \frac{\text{tg}25^\circ}{\cos 10^\circ} = 572,936N$,

- осовата сила $F_x = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 213,3556 \text{ N}$,
 нормалната сила $F_{bn} = \frac{F_t}{\cos \alpha_w \cdot \cos \beta} = \frac{1210}{\cos 25^\circ \cdot \cos 10^\circ} = 1355,68 \text{ N}$.

ВТОРА СТЕПЕН

1. Определяне на началния диаметър на зъбните козела.

Началният диаметър се определя по израза (получената стойност подлежи на уточняване по табл. 7.15 [1]).

$$d_{w2} \geq K_d \sqrt[3]{\frac{M_{1H} \cdot K_{H\beta}}{\psi_{bd} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} = 770 \cdot \sqrt[3]{\frac{137,529 \cdot 1,15}{0,7 \cdot 1111,7^2} \cdot \frac{2+1}{2}} = 50,0258 \text{ mm} , \text{ където}$$

K_d – е спомагателен коефициент;

$K_d = 770 \text{ (MPa)}^{1/3}$ – за стоманени зъбни козела с прави зъби;

M_{1H} – изходен изчислителен момент , $M_{1H} = 137,529 \text{ Nm}$;

Ψ_{bd} – коефициент на широчината на колелото спрямо диаметъра му – определя се по табл. 7.10 [1].

За многостепенни редуктори, при които натоварването се увеличава от степен на степен, за всяка следваща степен стойността на Ψ_{bd} се приема по-голяма от тази на предидущата. $\Psi_{bd} = 0,7$

$K_{H\beta}$ – коефициент, отчитащ неравномерността на разпределение на натоварването по дължината на контактните линии при изчисляване на контактна умора на повърхностите на зъбите. Ориентировъчните му стойности се определят в зависимост от начина на лагеруване на зъбното колело, коефициента на широчината Ψ_{bd} и твърдостта на зъбите по графиките от фиг. 7.9, $K_{H\beta} = 1,15$

2. Определяне на модула и броя на зъбите.

$$m = \frac{b_w}{\psi_m} = \frac{\Psi_{bd} \cdot d_{w1}}{\psi_m} = \frac{35,01806}{15} = 2,33 \text{ mm} \approx 2,5 \text{ mm} , \text{ където}$$

$b_w = \Psi_{bd} \cdot d_{w1}$ е широчината на зъбното колело в mm;

Броят на зъбите на малкото зъбно колело се определя по формулата

$$z_1 = \frac{d_1 \cos \beta}{m} = \frac{50,0258 \cdot \cos 10^\circ}{2,5} = 20,01 , \text{ където } \beta \text{ е ъгълът на наклона на зъбите:}$$

за прави зъби $\beta = 0^\circ$;

Приемам $z_1 = 21$ зъба. При това трябва да бъде спазено неравенството

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} \geq z_{min} , \quad z_{v1} = 21 > z_{min} = 10,01$$

$$z_{min} = 14,3(1-x) = 14,3(1-0,3) = 10,01 \text{ зъба}$$

Броят на зъбите на голямото зъбно колело z_2 се определя по израза

$$z_2 = u z_1 = 21 \cdot 2 = 42 \text{ зъба}$$

Изчислява се действителното предавателно число

$$u_o = \frac{z_2}{z_1} = \frac{42}{21} = 2 .$$

Определя се отклонението Δu на u_o от зададеното предавателно число:

$$\Delta u = \frac{u_o - u}{u} \cdot 100 = \frac{2 - 2}{2} \cdot 100 = 0\% .$$

Приемам $a_w = 80 \text{ mm}$.

$$\alpha_{nw} = \arccos \frac{a}{a_w} \cdot \cos \alpha_t = \arccos \frac{78,75}{80} \cdot \cos 20^\circ = 9^\circ 31' 49''$$

3. Изчисляване на геометричните параметри на зъбните козела.

Изчисляването на геометричните параметри на зъбните колела се извършва по формулите, дадени в табл. 7.15 [1], в която е възприета системата за определяне на външния диаметър d_a при постоянна радиална хлабина c^* и при нарязване със зъбен гребен или червячна фреза.

-1. Делителен диаметър, mm

$$\text{Малко колело(МК)} \quad d_1 = \frac{z_1 m}{\cos \beta} = \frac{21.2,5}{\cos 0^\circ} = 52,5 \text{ mm}$$

$$\text{Голямо колело(ГК)} \quad d_2 = \frac{z_2 m}{\cos \beta} = \frac{42.2,5}{\cos 0^\circ} = 105 \text{ mm}$$

-2. Основен диаметър, mm

$$\text{МК} \quad d_{b1} = d_1 \cos \alpha_1 = 49,334 \text{ mm}$$

$$\text{ГК} \quad d_{b2} = d_2 \cos \alpha_1 = 98,667 \text{ mm}$$

-3. Начален диаметър, mm

$$\text{МК} \quad d_{w1} = \frac{2a_w}{n+1} = \frac{2.80}{2+1} = 53,333 \text{ mm}$$

$$\text{ГК} \quad d_{w2} = \frac{2a_w u}{u+1} \quad \text{или} \quad d_{w2} = 2a_w - d_{w1} = 2.80 - 53,333 = 106,666 \text{ mm}$$

-4. Коефициент на изместването в предавката

$$y = \frac{a_w - a}{m} = 0$$

-5. Коефициент на обратното изместване в предавката $\Delta y = x_\Sigma - y = 0$

-6. Диаметър на върховата окръжност, mm

$$\text{МК} \quad d_{a1} = d_1 + 2(h_a^* + x_1 - \Delta y) m = 59,108 \text{ mm}$$

$$\text{ГК} \quad d_{a2} = d_2 + 2(h_a^* + x_2 - \Delta y) m = 110,750 \text{ mm}$$

-7. Диаметър на петовата окръжност, mm

$$\text{МК} \quad d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c^* - x_1) m = 48,000 \text{ mm}$$

$$\text{ГК} \quad d_{f2} = d_2 - 2(h_a^* + c^* - x_2) m = 99,642 \text{ mm}$$

-8. Радиус на кривината в граничната точка на зъбния профил, mm

$$\text{МК} \quad \rho_{11} = 0,5d_1 \sin \alpha_1 - \frac{h_1^* - h_a^* - x_1}{\sin \alpha_1} m = 4,227 \text{ mm}$$

$$\text{ГК} \quad \rho_{12} = 0,5d_2 \sin \alpha_1 - \frac{h_1^* - h_a^* - x_2}{\sin \alpha_1} m = 11,951 \text{ mm}$$

-9. Радиус на кривината на активния профил на зъба в долната точка, mm

$$\text{МК} \quad \rho_{p1} = a_w \sin \alpha_{tw} - 0,5d_{b2} \operatorname{tg} \alpha_{a2} = 5,245 \text{ mm}$$

$$\text{ГК} \quad \rho_{p2} = a_w \sin \alpha_{tw} - 0,5d_{b1} \operatorname{tg} \alpha_{a1} = 14,117 \text{ mm}$$

-10. Профилен ъгъл на зъба в точка от върховата окръжност, (°)

$$\text{МК} \quad \alpha_{a1} = \arccos \frac{d_{b1}}{d_{a1}} = 33^\circ 25' 17''$$

$$\text{ГК} \quad \alpha_{a2} = \arccos \frac{d_{b2}}{d_{a2}} = 20^\circ 00' 49''$$

-11. Коефициент на най-малкото изместване на изходния контур

$$\text{МК} \quad x_{min1} = h_1^* - h_a^* - \frac{z_1 \sin^2 \alpha_1}{2 \cos \beta} = -0,228 \text{ mm}$$

$$\text{ГК} \quad x_{\min 2} = h_1^* - h_a^* - \frac{z_2 \sin^2 \alpha_t}{2 \cos \beta} = -1,457 \text{ mm}$$

-12. Коефициент на челно препокриване

$$\varepsilon_\alpha = \frac{z_1 \operatorname{tg} \alpha_{a1} + z_2 \operatorname{tg} \alpha_{a2} - (z_1 + z_2) \operatorname{tg} \alpha_{tw}}{2\pi} = 1,495$$

-13. Нормална широчина на върха на зъба, mm

$$\text{МК} \quad s_{na1} = d_{a1} \left(\frac{\frac{\pi}{2} + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha}{z_1} + \operatorname{inv} \alpha_t - \operatorname{inv} \alpha_{a1} \right) \cos \beta_{a1} = 0,738 \text{ mm}$$

$$\text{ГК} \quad s_{na2} = d_{a2} \left(\frac{\frac{\pi}{2} + 2x_2 \operatorname{tg} \alpha}{z_2} + \operatorname{inv} \alpha_t - \operatorname{inv} \alpha_{a2} \right) \cos \beta_{a2} = 1,221 \text{ mm}$$

14. Ъгъл на наклона на линията на върха на зъба, (°)

$$\text{МК} \quad \operatorname{tg} \beta_{a1} = \frac{d_{a1}}{d_1} \operatorname{tg} \beta \Rightarrow \beta_{a1} = \operatorname{arctg} \frac{d_{a1}}{d_1} \operatorname{tg} \beta = 50^\circ 01' 13''$$

$$\text{ГК} \quad \operatorname{tg} \beta_{a2} = \frac{d_{a2}}{d_2} \operatorname{tg} \beta \Rightarrow \beta_{a2} = \operatorname{arctg} \frac{d_{a2}}{d_2} \operatorname{tg} \beta = 45^\circ 54' 46''$$

4. Проверочно изчисляване на контактна умора.

След като бъдат уточнени стойностите на всички величини, трябва да се извърши проверка на контактна умора по условието

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{d_{wl}} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \leq \sigma_{HP}$$

, където

$$\sigma_H = 1,0508 \cdot 275 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{183,4008}{50,0258} \cdot \frac{2+1}{2}} = 677,645 \text{ MPa} \leq 1111,7 \text{ MPa}$$

ω_{Ht} – изчислителна относителна периферна сила (натоварване на единица широчина на зъбния венец) при контактни напрежения

$$\omega_{Ht} = \frac{F_{Ht}}{b_{wl}} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}, \quad \text{където } F_{Ht} \text{ е изчислителна периферна сила при}$$

$$\text{контактни напрежения, равна } F_{Ht} = \frac{2M_{IH}}{d_{wl}} = \frac{2 \cdot 137,529}{50,0258} = 5,498 \text{ N} ;$$

$K_{H\alpha}$ – коефициент, отчитащ разпределението на натоварването между зъбите; за колела с прави зъби се приема $K_{H\alpha} = 1$, а за колела с наклонени зъби той се определя по фиг. 7.10 [1]. Степента на точност се определя според препоръките в табл. 7.16 [1] в зависимост от периферната скорост: $v = \pi n_1 \cdot d_{wl} = 0,7334 \text{ m/s}$, където

n_1 е честотата на въртене на малкото колело, s^{-1} ,

$K_{H\beta}$ – коефициент на неравномерност на разпределение на натоварването, $K_{H\beta} = 1$

K_{Hv} – коефициент, отчитащ динамичното натоварване, възникващо в зацепването; определя се по израза

$$K_{Hv} = 1 + \frac{\omega_{Hv}}{\omega_{HP}} = 1,0157$$

Тук ω_{Hv} е относителната периферна динамична сила, N/mm , равна на

$$\omega_{Hv} = \delta_H g_0 v \sqrt{\frac{a_w}{u}} = 0,014 \cdot 38 \cdot 0,733 \sqrt{\frac{80}{2}} = 2,4677 \text{ N/mm} \leq 160 \text{ N/mm} ,$$

където δ_H е коефициент, отчитащ влиянието на вида на зъбната предавка и модификацията на профила на върха на зъба върху динамичността на натоварването – определя се по табл.7.17[1], ;

g_0 – коефициент, отчитащ влиянието на разликата на стъпките на зацепване на двете колела – определя се по табл.7.18[1], $g_0=38$;

$\omega_{H\beta}$ – относителната изчислителна периферна сила в зоната на най-голямата и концентрация, N/mm, равна на

$$\omega_{H\beta} = \frac{F_{Ht}}{b_w} \cdot K_{H\beta} = \frac{5498,32}{35,01806} \cdot 1 = 157,014 \text{ N/m m} ;$$

Z_H – коефициент, отчитащ формата на работните повърхности на зъбите – определя се по израза

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\sin 2 \cdot \alpha_{tw}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos 70^\circ}{\sin 38^\circ 16' 19''}} = 1,0508$$

$$\beta_b = \arcsin(\sin \beta \cdot \cos \alpha) = 70^\circ ,$$

α_w – ъгъл на зацепването,

Z_M – коефициент, отчитащ механичните свойства на материалите на зацепените събни колела –

определя се по израза $Z_M = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot (1 - \mu^2)} \cdot \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}} = 275 \text{ MPa}$, където

μ е коефициентът на Поасон, $\mu=0,3$;

E_1, E_2 – модулите на линейните деформации на материала на малкото, съответно на голямото колело;

Z_ϵ - коефициент, отчитащ сумарната дължина на контактните линии:

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_a}{3}} = 1 ,$$

(за прави зъби) ,

където $\epsilon_a \geq 1$ е коефициент на челно припокриване (табл.7.15[1]);

5. Проверочно изчисляване на умора от огъване

Препоръчва се проверката на умора от огъването да се прави със следните две условия:

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_\beta \cdot \frac{\omega_{F1}}{m} \leq \sigma_{FP1} , \quad \sigma_{F2} = \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \cdot \sigma_{F1} \leq \sigma_{FP2}$$

$$\sigma_{F1} = 3,58 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{159,418}{2,5} = 228,286 \text{ MPa} \leq 453 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{3,58}{3,58} \cdot 228,286 = 228,286 \text{ MPa} \leq 453 \text{ MPa}$$

В тези изрази величините имат следните значения и стойности:

- ω_{F1} е изчислителна относителна периферна сила (натоварване на единица ширина на зъбния венец) при огъване, равна на

$$\omega_{F1} = \frac{F_{F1}}{b_{wl}} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} = \frac{5,32}{36 \cdot 10^{-3}} \cdot 1 \cdot 1,07 \cdot 1,02 = 159,418 \text{ N/m m} , \text{ където}$$

$$F_{F1} \text{ е изчислителна периферна сила при огъване} - F_{F1} = \frac{2M_{1F}}{d_{wl}} = \frac{2 \cdot 141,891}{53,333 \cdot 10^{-3}} = 5320 \text{ N} ;$$

M_{1F} – изчислителен въртащ момент – приема се най-големият продължително действащ момент с брой на циклите $\geq 5 \cdot 10^4$;

$K_{F\alpha}$ – коефициент, отчитащ разпределението на натоварването между зъбите.

При прави зъби първоначално се приема, че в зацепване с една двойка зъби, при което $K_{F\alpha} = 1$.
Ако степента на точност е по-груба от 9, приема се $n = 9$.

$K_{E\beta}$ – коефициент, отчитащ неравномерността на разпределение на натоварването по дължината на контактните линии при изчисляване на огъване. Ориентировъчните му стойности се определят в зависимост от начина на лагеруване на зъбното колело, относителната му широчина Ψ_{bd} и твърдостта на зъбите по графиките на фиг. 7.9, $K_{E\beta} = 1,07$; $K_{E\nu}$ – коефициент, отчитащ динамичното натоварване, възникващо в зацепването: определя се по израза

$$K_{F\nu} = 1 + \frac{\omega_{F\nu}}{\omega_{Fip}} = 1 + \frac{4,154}{162,6} = 1,02$$

Тук $\omega_{F\nu}$ е относителната тангенциална динамична сила, N/mm,

$$\omega_{F\nu} = \delta_F g_0 v \sqrt{\frac{a_w}{u}} = 0,016.56.0,733 \sqrt{\frac{80}{2}} = 4,154 \text{ N/mm} \leq 380 \text{ N/mm}$$

където δ_F е коефициент, отчитащ влиянието на вида на зъбната предавка и модификацията на профила на върха на зъба върху динамичността на натоварването – определя се по табл. 7.17 [1], $\delta_F = 0,016$.

ω_{Fip} – относителна изчислителна тангенциална сила в зоната на най-голямата ѝ концентрация, N/mm, равна на

$$\omega_{Fip} = \frac{F_{Ft}}{b_w} \cdot K_{F\beta} = \frac{5320}{35,018} \cdot 1,07 = 162,6$$

Y_{F1} , Y_{F2} – коефициенти отчитащи формата на работните повърхности на зъбите, съответно за малкото и голямото колело; определят се по графиките на фиг. 7.11 в зависимост от еквивалентния брой зъби, $Y_{F1} = 3,58$, $Y_{F2} = 3,58$

Y_ϵ – коефициент, отчитащ препокриването на зъбите.

При прави зъби първоначално се приема $Y_\epsilon = 1$.

Y_β – коефициент, отчитащ наклона на зъбите: $Y_\beta = 1$,
(за прави зъби)

6. Проверочно пресмятане на контактна якост и на якост на огъване при максимално натоварване (на статична якост при кратковременно претоварване).

Проверочното изчисляване на контактна якост и на огъване се извършва по якостните условия:

$$\sigma_{HM} = \sigma_H \sqrt{\frac{M_{IM}}{M_{IH}}} \leq \sigma_{HPM} \Rightarrow \sigma_{HM} = 677,645 \cdot \sqrt{1,4} = 801,800 \text{ MPa} \leq 2480 \text{ MPa};$$

$$\sigma_{FMI} = \sigma_{F1} \frac{M_{IM}}{M_{IF}} \leq \sigma_{FPM1} \Rightarrow \sigma_{FMI} = 288,86.1,4 = 319,6004 \text{ MPa} \leq 588 \text{ MPa};$$

$$\sigma_{FM2} = \sigma_{F2} \frac{M_{IM}}{M_{IF}} \leq \sigma_{FPM2} \Rightarrow \sigma_{FM2} = 228,286.1,4 = 319,6004 \text{ MPa} \leq 588 \text{ MPa}$$
 , където

M_{IM} е най-големият момент действащ дори еднократно върху предавката.

Ако не е зададен M_{IM} , отношението $\frac{M_{IM}}{M_{IH}}, \frac{M_{IM}}{M_{IF}}$ се заменя с коефициента на външно

претоварване k , който се избира по табл.7.20[1], $\frac{M_{IM}}{M_{IH}}, \frac{M_{IM}}{M_{IF}} = 1,4$;

σ_{HPM} – допустимо контактено напрежение при претоварване;

σ_{FPM1} , σ_{FPM2} – допустими напрежения на огъване при претоварване.

7. Сили в зацепването

- периферната сила F_t – по-голямата от F_{Ht} и F_{Ft} , $F_t = 2631,300 \text{ N}$

- радиалната сила $F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta} = 1080,793N$,
- осовата сила $F_x = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 0N$,
- нормалната сила $F_{bn} = \frac{F_t}{\cos \alpha_w \cdot \cos \beta} = 2844,618N$.

V. Определяне на силите в зъбните двоици, натоварване на валове и лагерите. Построяване на диаграмите на разрезните усилия. Избор на лагери по критерий на динамична товароносимост.

- Изчисляване и оразмеряване на входящия вал

$$F_t = 1210N \quad F_r = 572,9N \quad F_a = 213,35N \quad T_{ex} = 15,006Nm$$

Равнина X-Z

$$\sum M_{Ai} = 0$$

$$-F_r \cdot 23 - F_a \cdot 11,8335 + B_z \cdot 97 = 0$$

$$B_z = \frac{F_r \cdot 23 + F_a \cdot 11,8335}{97} = 162,5699N$$

$$\sum M_{Bi} = 0$$

$$-A_z \cdot 97 + F_r \cdot 74 - F_a \cdot 11,8335 = 0$$

$$A_z = \frac{F_r \cdot 74 - F_a \cdot 11,8335}{97} = 413,267N$$

Проверка :

$$\sum z_i = 0$$

$$-A + F_r - B_z = 0$$

Равнина X-Y

$$\sum M_{Ai} = 0$$

$$-B_y \cdot 97 + F_t \cdot 23 = 0$$

$$B_y = \frac{F_t \cdot 23}{97} = 286,940N$$

$$\sum M_{Bi} = 0$$

$$A_y \cdot 97 - F_t \cdot 74 = 0$$

$$A_y = \frac{F_t \cdot 74}{97} = 923,2N$$

Проверка :

$$\sum Y_i = 0$$

$$A_y - F_t + B_y = 0$$

$$B_a = B_x = F_a = 213,38N$$

$$B_r = \sqrt{B_y^2 + B_z^2} = 329,793N$$

$$A_r = \sqrt{A_y^2 + A_z^2} = 1011,478N$$

Застрашено сечение C

$$T_{\sigma}^c = \sqrt{(M_y)^2 + (M_z)^2} = \sqrt{(12,03)^2 + (-21,234)^2} = 24,404 Nm$$

$$T_{\sigma}^{IV} = \sqrt{T_{\sigma}^2 + 0,75 T_{yc}^2} = \sqrt{24,404^2 + 0,75(72,7)^2} = 67,589 Nm$$

$$d_c \geq \sqrt{\frac{32 \cdot T_{\sigma}^{IV}}{\pi [\sigma]_{\sigma}}} = \sqrt{\frac{32 \cdot 67,589}{\pi \cdot 144}} = 16,8463mm$$

Номинални напрежения в сечение C

$$\sigma_{\sigma} = \frac{T_{\sigma}^{IV}}{W_{\sigma}} = 72,98MPa$$

$$\sigma_{0n} = \frac{N}{S} = \frac{1210,140^3 \cdot 1}{\pi (21 \cdot 10^{-3})^2} = 0,041593d$$

$$\tau_{yc} = \frac{T_{yc}}{W_{yc}} = \frac{15}{0,2(21 \cdot 10^{-3})^3} = 8,098MPa \quad W_{or}=0,1d^3 \quad W_{yc}=0,2d^3 \quad S = \frac{\pi d^2}{4}$$

Напреженията σ_{σ} се изменят по симетричен цикъл: $\sigma_{max} = \sigma_{\sigma} = 72,98MPa$; $\sigma_{min} = -\sigma_{\sigma} = -72,98MPa$

Напреженията τ_{yc} се изменят по пулсиращ цикъл: $\tau_{max} = \tau_{yc} = 8,098MPa$; $\tau_{min} = -\tau_{yc} = -8,098MPa$

Избор на лагери:

$$F_r = B_r = 329,793N \quad n_l = 23,33s^{-1}$$

$$F_a = B_a = 213,380N \quad L_h = 10000h$$

Подходящ е лагер №46204 с динамична товароносимост $c = 11,4kN$

- Изчисляване и оразмеряване на междинния (на изходящия) вал

$$F_{l1} = 2631,3N$$

$$F_{r1} = 1080,793N$$

$$F_{a1} = 0N$$

$$F_{l2} = 1210N$$

$$F_{r2} = 575,837N$$

$$F_{a2} = 213,380N$$

$$T_{\sigma}^{IV} = 141,1918Nn$$

$$\frac{d_{wl}}{2} = 26,67mm$$

Равнина X-Z

$$\sum M_{Ai} = 0$$

$$-F_{r2} \cdot 23 - F_{r1} \cdot 61 - F_{a1} \cdot 26,67 - B_z \cdot 97 = 0$$

$$B_z = \frac{F_{r2} \cdot 23 - F_{r1} \cdot 61 + F_{a1} \cdot 26,67}{97} = -543,135N$$

$$\sum M_{B_i} = 0$$

$$A_z \cdot 97 - F_{r2} \cdot 74 + F_{r1} \cdot 36 + F_{al} \cdot 26,67 = 0$$

$$A_z = \frac{F_{r2} \cdot 74 - F_{r1} \cdot 36 - F_{al} \cdot 26,67}{97} = 38,179N$$

Проверка :

$$\sum z_i = 0$$

$$A_z - F_{r2} + F_{r1} + B_z = 0$$

Равнина X-Y

$$\sum M_{A_i} = 0$$

$$-B_y \cdot 97 + F_{t2} \cdot 23 - F_{tl} \cdot 61 = 0$$

$$B_y = \frac{F_{t2} \cdot 23 - F_{tl} \cdot 61}{97} = -1367,8N$$

$$\sum M_{B_i} = 0$$

$$A_y \cdot 97 - F_{t2} \cdot 74 - F_{tl} \cdot 36 = 0$$

$$A_y = \frac{F_{t2} \cdot 74 - F_{tl} \cdot 36}{97} = -53,472N$$

Проверка :

$$\sum Y_i = 0$$

$$A_y + F_{t2} + F_{tl} + B_y = 0$$

$$I \text{ часть } 0 \leq s \leq 23$$

$$\sum M_{K_i} = 0$$

$$M_y + A_z \cdot s = 0$$

$$M_y = -A_z \cdot s \begin{cases} M_y(0) = 0 \\ M_y(23) = -827,117 \text{ Nm} \end{cases}$$

$$II \text{ часть } 0 \leq s \leq 38$$

$$\sum M_{K_i} = 0$$

$$M_y + A_z(s + 23) - F_{r2} \cdot s = 0$$

$$M_y = (F_{r2} - A_z) \cdot s \begin{cases} M_y(0) = 0 \\ M_y(36) = -19552,86 \text{ Nm} \end{cases}$$

$$I \text{ часть } 0 \leq s \leq 23$$

$$\sum M_{K_i} = 0$$

$$M_z + A_y \cdot s = 0$$

$$M_z = -A_y \cdot s \begin{cases} M_z(0) = 0 \\ M_z(23) = -1229,856 \text{ Nm} \end{cases}$$

$$II \text{ часть } 0 \leq s \leq 38$$

$$\sum M_{K_i} = 0$$

$$M_z + A_y(s + 23) - F_{t2} \cdot s = 0$$

$$M_z = (F_{t2} - A_y) \cdot s - A_y \cdot 23 \begin{cases} M_z(0) = -1229,856 \text{ Nm} \\ M_z(23) = 2780 \text{ Nm} \end{cases}$$

$$A_a = F_{al} = 0N$$

$$B_r = \sqrt{B_y^2 + B_z^2} = 1471N$$

$$A_r = \sqrt{A_y^2 + A_z^2} = 65,703N$$

Застрашено сечение C

$$T_{\sigma}^C = \sqrt{(M_y)^2 + (M_z)^2} = 27842,2328 Nm$$

$$T_{\sigma_{екв}}^{IV} = \sqrt{T_{\sigma}^2 + 0,75 T_{\tau}^2} = 27842,5568 Nm$$

Застрашено сечение D

$$T_{\sigma}^D = \sqrt{(M_y)^2 + (M_z)^2} = 19590,58 Nm$$

$$T_{\sigma_{екв}}^{IV} = \sqrt{T_{\sigma}^2 + 0,75 T_{\tau}^2} = 19590,9695 Nm$$

$$d_C \geq \sqrt{\frac{32 \cdot T_{\sigma_{екв}}}{\pi [\sigma]_{\sigma}}} = 12,53 mm$$

$$d_D \geq \sqrt{\frac{32 \cdot T_{\sigma_{екв}}}{\pi [\sigma]_{\sigma}}} = 11,148 mm$$

Номинални напрежения в сечение C (разглежда се именно това сечение тъй като е по-застрашено)

$$\sigma_{\sigma} = \frac{T_{\sigma_{екв}}}{W_{\sigma}} = 12,683 MPa \quad \sigma_{\sigma_{он}} = \frac{N}{S} = 0,346 MPa$$

$$\tau_{\tau} = \frac{T_{\tau}}{W_{\tau}} = 12,86 MPa \quad W_{\sigma} = 0,1 d^3 \quad W_{\tau} = 0,2 d^3 \quad S = \frac{\pi d^2}{4}$$

Напреженията σ_{σ} се изменят по асиметричен цикъл: $\sigma_{max} = \sigma_{\sigma} = 12,683 MPa$; $\sigma_{min} = -\sigma_{\sigma} = -12,683 MPa$

Напреженията τ_{τ} се изменят по пулсиращ цикъл: $\tau_{max} = \tau_{\tau} = 12,86 MPa$; $\tau_{min} = -\tau_{\tau} = -12,86 MPa$

Избор на лагери:

$$F_r = B_r = 1471,69 N \quad n_l = 4,66 s^{-1}$$

$$F_a = B_a = 213 N \quad L_h = 10000 h$$

Подходящ е лагер №36206 с динамична товароносимост $c = 17,9 kN$

VI. Избор и проверка на шпонкови, шлицови и пресови съединения

- коефициент на концентрация при шлицы (избира се по табл.2.7)

$$K_{\sigma 1} = 1,75 \quad K_{\sigma 2} = 1,6$$

- коефициент на концентрация при преход от един диаметър на вала към друг (по табл.2.4)

$$K_{\sigma 2} = 2,66 \quad K_{\sigma 2} = 2,40$$

- мащабни фактори (по табл.2.10)

$$\varepsilon_\sigma = 0,73 \quad \varepsilon_\tau = 0,72$$

- механични характеристики на материали на валове и оси (по табл.2.13)

$$\sigma_{ms} = 506 \text{ MPa} \quad \sigma_s = 950 \text{ MPa} \quad \tau_{ms} = 383 \text{ MPa} \quad \tau_s = 665 \text{ MPa}$$

VII. Изчисляване на коефициента на сигурност

При сложно напрегнато състояние общият коефициент на сигурност на застрашеното от разрушаване сечение се

изчислява по израза
$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} = 14,43$$
, където

s_σ е коефициентът на сигурност срещу разрушаване само от нормални напрежения;

s_τ - коефициентът на сигурност срещу разрушаване само от тангенциални напрежения.

$$s_\sigma = \frac{\sigma_s \cdot \sigma_{ms}}{\left[\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \cdot \gamma_\sigma} \cdot \sigma_a + \sigma_m \right] (\sigma_s - \sigma_{ms})} = 16,8, \quad s_\tau = \frac{\tau_s \cdot \tau_{ms}}{\left[\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau \cdot \gamma_\tau} \cdot \tau_a + \tau_m \right] (\tau_s - \tau_{ms})} = 27,9,$$

Проверочното изчисляване на вала завършва, ако е изпълнено условието: $s \geq [s] \Rightarrow 14,43 > 1,8$, където

$[s]$ е допустимият (избраният, регламентираният) коефициент на сигурност. Избира се :

$[s] = 1,5 \div 1,8$ – при приблизителни изчисления и липса на опити за определяне на механичните характеристики на материала.

Използвана литература

- [1]. Петров, П.; Андреев, Д.; Стаматов, П и др. Машинни елементи – курсово проектиране, С., Техника, 1984.
[2]. Христов, Д. и др. Пресмятане и конструиране на машинни елементи, изд.3.С., Техника, 1972.