



ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ - СОФИЯ

КАТЕДРА "МАШИНИ ЕЛЕМЕНТИ"

ДИСЦИПЛИНА "МАШИНИ ЕЛЕМЕНТИ-2"

КУРСОВ ПРОЕКТ

ПО

МАШИНИ ЕЛЕМЕНТИ - 2 част

(Двустъпален цилиндричен хоризонтален редуктор)

НА

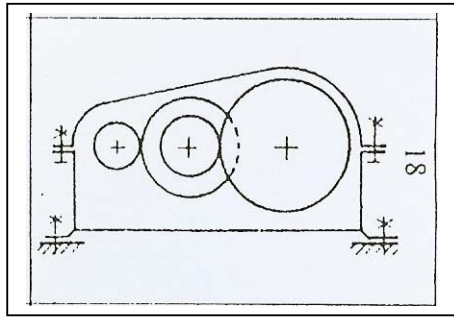
Георги Бучков

*Студент от МТФ , Специалност КПТМ ,
Ф№ 251208063 ; Група 33 ; Курс 3 ;*

Разработил :
(*Георги Бучков*)

Проверил :
(*доц. Владимир Николов*)

София
2010



Задание №18 :

$$i = 11,1 ; n_1 = n_{BX} = 1000 \text{ min}^{-1} ; P_{ИЗХ} = 6,0 \text{ kW} ; K_A = 1,20 ;$$

$$L = 10000 \text{ h} ; \text{Тежък режим на работа} ;$$

Конструкция на зъбните колела – по избор;

I. ПРОЕКТИРАНЕ НА ДВУСТЪПАЛЕН СЪОСНО-ЦИЛИНДРИЧЕН РЕДУКТОР :

1. Определяне на мощността на входа на редуктора:

- η_1 е коефициент на полезно действие на първа зъбна предавка (между z_1 и z_2);

/ от Таблица 8.21/ стр.173 за Цилиндрична зъбна предавка, двустъпален цилиндричен редуктор → $\eta_1 = 0,95 - 0,96$ / : Избирам $\eta_1 = 0,96$; - η_2 е коефициент на полезно действие на втора зъбна предавка (между z_3 и z_4); Избирам $\eta_2 = 0,96$;

- η_L е коефициент на полезно действие на една двойка лагери: Избирам $\eta_L = 0,993$;

$$\eta_p = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_L^3 = 0,96 \cdot 0,96 \cdot 0,993^3 = 0,90 ; \quad (1)$$

$P_{ПМ}$ – еквивалентна мощност (при допускане, че е пропорционална на тока) на електродвигателя; $P_1 = P_{BX} = P_{ПМ} / \eta_p = 6,0 \cdot 10^3 / 0,9 = 6,67 \text{ [kW]}$; (2)

$n_{ДВИГАТЕЛ}$ [min^{-1}] - номиналната честота на въртене на ротора на двигателя;

$$n_{EM} = n_1 = n_3 \cdot i \text{ [min}^{-1} \text{]} ; n_3 = n_1 / i = 950 / 11,1 = 85,59 \approx 86,0 \text{ [min}^{-1} \text{]} ;$$

$n_3 = n_{ИЗХ}$ - честотата на въртене на изходящия вал на редуктора; $n_1 = n_{BX} = n_{ДВ} = 950 \text{ [min}^{-1} \text{]}$;

2. Избор на двигател : / от Таблица 8.22 / стр.174 → **АО 160М - 6** /

$$P_{ЕД} = P_{НОМ} = 7,5 \text{ [kW]} ; n_{ДВИГАТЕЛ} = 950 \text{ [min}^{-1} \text{]} ; P_3 (last) = P_{НОМ} \cdot \eta_p = 7,5 \cdot 0,9 = 6,75 \text{ kW} ; (3)$$

Ако трябва да се избере електродвигател, този избор трябва да се съобрази с условията на работа (характер на натоварването , температура и влажност на околната среда), необходимата мощност и честота на въртене на ротора. Така избраният електродвигател се проверява на загряване при установен и преходни режими на работа и кратковременни претоварвания.



ТРИФАЗНИ ЕЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ

ТРИФАЗНИ ЕЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ			СЕРИЯ		АТ		ТЕХНИЧЕСКИ ДАННИ 380V. 50Hz																
ТИП	Мощност		Номинални данни				Пускови характеристики				Маса												
	P_n		n_n	I_n	η	$\cos\phi$	I_s/I_n	M_s/M_n	M_{max}/M_n	Fe	Al												
	kW	HP	min^{-1}	A	%	-	-	-	-	kg	kg												
СЕРИЯ			АТ		Габаритни и Присъединителни Размери																		
ФОРМА НА ИЗПЪЛНЕНИЕ			ВЗ																				
ТИП			Размери [mm]										Вал [mm]										
AT 71 A, B	90	112	11	108	136	138	71	234	268	26	180	7x12	M16	45	14	30	16	5	14	30	16	5	
AT 80 A, B	100	125	13	130	155	160	80	277	320	30	183			50	19	40	21,5	6	19	40	21,5	6	
AT 90 S	100			130				308	364														
AT 90 L	125	140	13	154	184	178	90	333	370	37	222	10		56	24	50	27	8	24	50	27	8	
AT 90 LB								370	400				M20										
AT 100 L		160		176	200	196	100	378	400	45	240			63	28	60	31	8	28	60	31	8	
AT 100 LB			15					400	444														
AT 112 M	140	190		176	220	220	112	388	410	50	262			70									
AT 112 MB				217				410	454				12										
AT 132 Sk, S				245				495	584		310												
AT 132 Mk		216	20	237	270		132	515	601	60	330			89	38	80	41	10					
AT 132 M	178			284				525	611				M25										
AT 132 M6					284			545	631											32	80	35,3	10
AT 160 M	210			255				575	661	63	370	15		108	42	110	46	12					
AT 160 L	254	254	24	300	318	284	160	605	691														
AT 180 M	241			306				656	770	80	395	12,5	M32	121	48	110	51,5	14	48	110	51,5	14	
AT 180 L, LL	279	279	20	356	350	336	180	706	820														

6 Poles 1000 rpm	AT 71 A6	0.18	0.25	880	0.70	57	0.68	2.5	1.8	2.0	-	5.3
	AT 71 B6	0.25	0.34	880	0.96	60	0.66	2.8	1.9	2.0	-	6.0
	AT 80 A6	0.37	0.50	950	1.3	68	0.66	4.0	2.3	3.0	13.5	10.0
	AT 80 B6	0.55	0.75	950	1.8	70	0.69	4.0	2.7	3.2	15.2	12.0
	AT 90 S6	0.75	1.00	930	2.2	73	0.71	4.2	2.1	3.0	18.4	14.0
	AT 90 L6	1.10	1.50	930	2.9	76	0.76	5.0	2.3	2.8	22.0	15.2
	AT 100 L6	1.50	2.00	940	3.9	78	0.75	5.0	2.5	3.2	31.0	23.0
	AT 112 M6	2.20	3.00	950	5.6	80	0.75	5.1	2.4	3.0	40.0	28.0
	AT 132 S6	3.00	4.00	960	7.6	82	0.73	5.6	2.3	3.0	55.0	-
	AT 132 MK6	4.00	5.50	960	9.6	83	0.76	6.0	2.2	3.0	59.0	-
	AT 132 M6	5.50	7.50	960	12.5	85	0.79	6.0	2.1	3.0	78.0	-
	AT 160 M6	7.50	10.0	960	16.5	86	0.80	6.9	2.0	2.8	96.0	-
	AT 160 L6	11.0	15.0	960	24.5	85	0.80	6.7	2.3	3.0	110	-
	AT 180 L6	15.0	20.0	970	30.0	88	0.82	6.5	2.0	2.2	160	-
	AT 180 LL6	18.5	25.0	970	39.0	88	0.82	6.5	2.0	2.2	170	-

3. Разпределение на общото предавателно число :

$$i = i_{\text{ОБЩО}} = i_{\Sigma} = 11,10 [-]; \quad i_{\text{ОБЩО}} = i_1 \cdot i_2 = \frac{n_{\text{ДВИГАТЕЛ}}}{n_{\text{ИЗХ}}} = \frac{n_1}{n_3} = 11,10 [-]; \quad (4)(5)$$

$$n_3 = n_{\text{ИЗХ}} = \frac{n_{\text{ДВИГАТЕЛ}}}{i_{\text{ОБЩО}}} = \frac{n_1}{i_{\text{ОБЩО}}} = \frac{950}{11,1} = 85,59 \approx 86 [\text{min}^{-1}]; \quad (6)$$

$$i_1 = \frac{n_1}{n_2}; \quad n_2 = \frac{n_1}{i_1} = \frac{950}{4,00} = 237,50 \approx 238 [\text{min}^{-1}]; \quad (7)(8)$$

$$\rightarrow i_1 = 1,2 \cdot \sqrt{i} = 1,2 \cdot \sqrt{11,10} = 4,0 \rightarrow i_2 = \frac{i}{i_1} = \frac{11,10}{4,0} = 2,775; \quad \frac{i_1}{i_2} = 1,441; \quad (9)(10)$$

Втори начин за определяне на i_1 е от фиг. 8.43/стр.177

(при втория критерий – минимална маса при $\sigma_{FP1} \approx \sigma_{FP2}$).

4. Определяне на броя на зъбите на зъбните козела :

/ за цилиндрични зъбни козела с наклонени зъби $\rightarrow \beta_{m1} = \beta_{m2} = 30^\circ$, $\cos \beta_{m1} = 0,866$;

$z_1 = (17 \div 35)$; $v_n = 6 \text{ m/s}$; От условието за минимален брой зъби ($z_{1\text{min}} = 17 \div z_{1\text{max}} = 35$):

Избирам: $z_1 = 17$ [броя]; $z_3 = 19$ [броя]; $i_1 = z_2 / z_1$; $z_2 = i_1 \cdot z_1 = 4,0 \cdot 17 = 68$ [броя]; (11)(12)

$$i_2 = z_4 / z_3; \quad z_4 = i_2 \cdot z_3 = 2,775 \cdot 19 = 52,725 \text{ [броя]}; \quad (13)(14)$$

Избирам окончателен брой зъби за зъбните козела : $z_1 = 17$ [броя]; $z_2 = 68$ [броя];

$$z_3 = 19$$
 [броя]; $z_4 = 53$ [броя]; $i_{\text{ОБЩО}} = i_{11} \cdot i_{22} = 4,00 \cdot 2,789 = 11,156$; (15)

$$i_{11} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{68}{17} = 4,00; \quad i_{22} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{53}{19} = 2,789; \quad (16)(17)$$

$$\Delta i = \left| \frac{i - i_{\text{ОБЩО}}}{i_{\text{ОБЩО}}} \right| = \left| \frac{11,10 - 11,156}{11,10} \right| \cdot 100 = 0,505\% < 5\%; \quad (18)$$

5. Определяне на въртящите моменти и оборотите на валовете :

$$T_1 = M_1 = 9550 \cdot \frac{P_{EM}}{n_{EM}} \cdot K_A = 9550 \cdot \frac{P_{BX}}{n_1} \cdot K_A = 9550 \cdot \frac{7,50}{950} \cdot 1,20 = 90,47 [N.m]; \quad (19)$$

$$/ \eta_2 = 0,960 \div 0,995 \rightarrow \text{Избирам } \eta_2 = 0,960 /$$

$$P_2 = P_{НОМ} \cdot \eta_2 \cdot \eta_L^2 = 7,5 \cdot 0,96 \cdot 0,993^2 = 7,10 [kW]; \quad (20)$$

$$T_2 = 9550 \cdot \frac{P_2}{n_2} = 9550 \cdot \frac{7,10}{238} = 285,0 [N.m]; \quad P_3 (\text{last}) = 6,75 [kW]; \quad (21)(22)$$

$$T_3 = 9550 \cdot \frac{P_3 (\text{last})}{n_3} = 9550 \cdot \frac{6,75}{86} = 749,60 [N.m]; \quad - \text{теоретичен} \quad (23)$$

$$T_3 = T_2 \cdot z_4 \cdot \eta_2 \cdot \eta_L^2 / z_3 = 285,0 \cdot 53 \cdot 0,96 \cdot 0,993^2 / 19 = 752,55 [N.m]; \quad - \text{действителен} \quad (24)$$

6. Избор на материали и термообработка за зъбните козела на валовете (и за корпуса) :

6.1. Задвижващи зъбни козела (с по-малък диаметър): z_1 и z_3 - стомана 18ХГТ ;

Механични характеристики : якост на умора : $\sigma_{F\text{limb1}} = (680 \div 720) \cdot 10^6 \text{ Pa}$; Козелата да бъдат

изковани със следваща термообработка цементация и закаляване до твърдост $56 \div 62HRC$.

6.2. Задвижваното зъбно колело от междинният вал(с по-голям диаметър): z_2 – стомана 40X ;

Механични характеристики : якост на умора : $\sigma_{F_{limb2}} = (490 \div 520) \cdot 10^6 Pa$;

Колелата да бъдат изковани със следваща термообработка подобряване до твърдост $280 \div 300HB$.

6.3. Задвижваното зъбно колело от трети вал(с по-голям диаметър): z_4 – Ст45 ; Механични

характеристики : якост на умора : $\sigma_{F_{limb4}} = (650 \div 680) \cdot 10^6 Pa$; Колелата да бъдат изковани със следваща термообработка закаляване с ток с висока честота до твърдост $48 \div 58HRC$.

7. Определяне на диаметрите на валовете :

$[\tau_{yc}]$ - условно занижена стойност за косвено отчитане на огъването на вала;

Проектното изчисляване и оразмеряване на всеки от валовете започва с определянето на минималния му диаметър(в случая диаметъра на ремъчната шайба) по критерия за якост на усукване . Тъй като на този етап останалите разрезни усилия не се отчитат, изчисленията се извършват с намалени стойности на допустимото напрежение $[\tau_{yc}]$. Избира се

$$[\tau_{yc}] = 15 \div 40 MPa; \text{ Избирам : } [\tau_{yc}] = 40 MPa; \quad (25)$$

$$T_{1max} = 90,47 [N.m]; T_{2max} = 285,0 [N.m]; T_{3max} = 747,10 [N.m]; \quad (26)$$

$$d_{1min} = \sqrt[3]{\frac{T_{1max}}{0,2 \cdot [\tau_{yc}]}} = \sqrt[3]{\frac{90,47}{0,2 \cdot 40 \cdot 10^6}} = 0,02245 m = 22,45 [mm]; \quad (27)$$

$$\text{Избира се } d_{1min} = 24 \text{ mm}; \quad (28)$$

$$d_{2min} = \sqrt[3]{\frac{T_{2max}}{0,2 \cdot [\tau_{yc}]}} = \sqrt[3]{\frac{285,00}{0,2 \cdot 40 \cdot 10^6}} = 0,03290 [m] = 32,90 [mm]; \quad (29)$$

$$\text{Избира се } d_{2min} = 34 \text{ mm};$$

$$d_{3min} = \sqrt[3]{\frac{T_{3max}}{0,2 \cdot [\tau_{yc}]}} = \sqrt[3]{\frac{747,10}{0,2 \cdot 40 \cdot 10^6}} = 0,04537 m = 45,37 [mm]; \quad (30)$$

$$\text{Избира се } d_{3min} = 46 \text{ mm};$$

8. Определяне модула на първа зъбна предавка(модул на общата двойка зъбни колела между първи и втори вал) :

Като се изхожда от якостта на огъване на зъбите , проектно изчисление се прави предимно в случаите на закалени зъби . При зададено натоварване , избрани материали и някои геометрични параметри се определя ориентировъчно модулетът (в метри) по следната формула :

$$m_{n1} \approx \sqrt[3]{Y_{FS1} \cdot Y_{\beta} \cdot \frac{2 \cdot T_1 \cdot \cos \beta^2}{z_1^2 \cdot \psi_{d1} \cdot \sigma_{FP1}} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{\beta}} \approx (1,15 \dots 1,25) \cdot \sqrt[3]{Y_{FS1} \cdot \frac{T_1 \cdot K_F}{z_1^2 \cdot \psi_{d1} \cdot \sigma_{FP1}}}; \quad (31)$$

Полученият чрез изчисления модул , както и другите параметри на предавката се уточняват окончателно, като се имат предвид допълнителни съображения – конструктивни , технологични и пр. , след което ЗАДЪЛЖИТЕЛНО се правят проверочни изчисления и за двете зъбни колела .

При химико-термична обработка ПОДОБРЯВАНЕ($HB \geq 200$)(и лагериране на зъбните колела двустранно и симетрично) препоръчителните стойности за относителната широчина (ψ_{d1}) са $\leq 1,2$;

Избирам (от таблица 8.9 за двустранно симетрично лагериране): $Y_{FS1} = 4,25$; (фиг.8.13/стр.148) ;

$$m_{n1} \approx \sqrt[3]{Y_{FS1} \cdot Y_{\beta} \cdot \frac{2 \cdot T_1 \cdot \cos \beta^2}{z_1^2 \cdot \psi_{d1} \cdot \sigma_{FP1}} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{\beta}} \approx (1,15 \dots 1,25) \cdot \sqrt[3]{Y_{FS1} \cdot \frac{T_1 \cdot K_F}{z_1^2 \cdot \psi_{d1} \cdot \sigma_{FP1}}}; \quad (32)$$

$$m_{n1} \approx 1,25 \cdot \sqrt[3]{4,25 \cdot \frac{90,47 \cdot 2,0}{17^2 \cdot 0,5 \cdot 400 \cdot 10^6}} = 0,002962 = 2,962 [mm]; \quad (33)$$

Избирам стандартен модул(ISO54-1977) от табл.1 – ред Първи ↓

Ред	модул - "m", в милиметри
-----	--------------------------

I	1,0	1,25	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0	16,0	20,0
II	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7,0	9,0	11,0	14,0				

Избирам стандартен модул (от първи ред) на първа предавка $m_{n1} = 3,00 \cdot 10^{-3} m$;

$$m_{t1} = \frac{m_{n1}}{\cos \beta} = \frac{3,00 \cdot 10^{-3}}{\cos 30^\circ} = 3,464 \cdot 10^{-3} m; \psi_{d1} = \frac{b_{w1}}{d_1} = 0,5; b_{w1} = d_1 \cdot \psi_{d1} = d_1 \cdot 0,5; \quad (34)(35)(36)$$

$$\psi_{d1} = \psi_{d2} = \frac{b_{w2}}{d_2} = (0,3 \div 1,2); d_1 = m_{n1} \cdot z_1 = \frac{m_{n1} \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{3,0 \cdot 10^{-3} \cdot 17}{0,866} = 58,89 \cdot 10^{-3} m; \quad (38)$$

$$b_{w1} = d_1 \cdot \psi_{d1} = d_1 \cdot 0,5 = 58,89 \cdot 10^{-3} \cdot 0,5 = 29,445 \cdot 10^{-3} m; \quad (39)$$

b_{w1} – ширина на допирането на зъбните колела, m;

9. Определяне модула на втора зъбна предавка: $Y_{FS3} = 3,96$; (фиг.8.13/стр.148);

$$m_{n2} \approx \sqrt[3]{Y_{FS3} \cdot Y_{\beta 2} \cdot \frac{2 \cdot T_2 \cdot \cos \beta^2}{z_3^2 \cdot \psi_{d3} \cdot \sigma_{FP3}} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_\alpha \cdot K_\beta} \approx (1,15 \dots 1,25) \cdot \sqrt[3]{Y_{FS3} \cdot \frac{T_2 \cdot K_F}{z_3^2 \cdot \psi_{d3} \cdot \sigma_{FP3}}}; \quad (40)$$

$$m_{n2} \approx 1,25 \cdot \sqrt[3]{3,96 \cdot \frac{285,00 \cdot 2,0}{26^2 \cdot 0,5 \cdot 400 \cdot 10^6}} = 0,003195 m = 3,195 mm; \quad (41)$$

Избирам стандартен модул на втора предавка $m_{nm2} = 4,0 [mm]$;

10. Проверочно изчисление на зъбите на контактна якост (натоварване) на първа предавка:

При контактното натоварване при зададени зъбна геометрия, материали и натоварване на зъбните колела проверочното изчисление на контактна умора (питинг) се извършва поотделно за двете колела. То също може да се извърши в два варианта – или чрез сравняване на изчисленото контактното напрежение (σ_H) – което е едно и също за двете колела – с допустимите напрежения (σ_{HP1} и σ_{HP2}) на двете колела, или чрез сравняване на изчислените коефициенти на сигурност $SH1$ и $SH2$ с минимално допустимия SH_{min} за двете колела поотделно.

Контактното напрежение за полюса на зацепването се определя по следната формула:

$$\sigma_{H1} = Z_{E1} \cdot Z_{H1} \cdot Z_{\epsilon 1} \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b_{w1} \cdot d_1} \cdot \frac{u_1 + 1}{u_1} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_\alpha \cdot K_\beta} = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{Hlimb} \cdot Z_N}{S_{Hmin}}; \quad (42)$$

K_A – коефициент, отчитащ влиянието на външните динамични натоварвания (неравномерностите на въртящите моменти и ударни натоварвания); той зависи от съчетанието на силовата и работната машина с техните механични, инерционни и други характеристики (ориентировъчни данни за K_A се съдържат в таблица 8.8).

По условие: $K_A = 1,20$; (Силовата машина /двигателят/ е без неравномерности /електродвигатели, парни и газови турбини/, а Работната машина е с умерени неравномерности /тежки асансьори, механизми за въртене на кранове, минни вентилатори, смесители и бъркачки за нехомогенни среди, многоцилиндрови бутални помпи и компресори, лебедки и др./)

K_V – коефициент, отчитащ вътрешните динамични натоварвания, причините за които се крият в зъбното зацепване и предавката; той зависи от различни фактори, но доминиращо е влиянието на степента на точност на изпълнението на предавката (Q) и периферната скорост (v) в зацепването, т.е. $K_V = f(Q, v)$; за нормални случаи (в смисъл точност $Q = 6$ -та до 8-а степен по БДС) и умерени периферни скорости $V \leq 8 \div 10 m/s$ (и липса на резонансни явления!) може да се приеме: $K_V \approx 1,0 \div 1,4$;

$$\text{Избирам: } K_V = 1,20; \quad (43)$$

K_α – коефициент, отчитащ разпределението на натоварването между зацепените двойки зъби; изменя се в тесни граници ($K_\alpha = 1 \div \epsilon_\alpha$), поради което с приближение може да се приеме: $K_\alpha \approx 1,0 \div 1,3$; (44)

K_β – коефициент, отчитащ неравномерното разпределение на напреженията на огъване по дължината на зъбите; той зависи от различни фактори, но доминиращо е влиянието на схемата на предавката, повърхностната твърдост на зъбите и на относителната ширина на малкото зъбно колело 1; ориентировъчни данни за K_β могат да се отчетат от фиг. 8.14; За моя случай от фигура 8.14/стр.149 за случай 3 се отчита, че $K_\alpha = K_\beta \approx 1,2$; (45)

$$K_F = K_A \cdot K_V \cdot K_\alpha \cdot K_\beta \approx 2,0; \quad (46)$$

σ_{HO} – номинално контактното напрежение (в Pa), т.е. контактното напрежение, когато $K_H = 1$; определя се по

$$\text{формулата: } \sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_{\epsilon} \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b_w \cdot d_1} \cdot \frac{u + 1}{u} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_\alpha \cdot K_\beta}; \quad (47)$$

Z_E – коефициент, отчитащ влиянието на деформируемостта на материалите на зацепените зъбни колела; зависи от техните модули на линейна деформация E_1 и E_2 , т.е. $Z_E = f(E_1, E_2)$ и за стоманени колела, каквито предимно се използват, е: $Z_{E1} = 190 \sqrt{MPa} = 190 \cdot 10^3 Pa$; (стр.150) (48)

Z_H – коефициент, отчитащ влиянието на геометричната форма на зацепените зъбни повърхнини в полюса на зацепването ; зависи от x_1, x_2, z_1, z_2 и β , т.е. $Z_H = f\left(\frac{x_1 + z_1}{x_2 + z_2}, \beta\right)$; (49)

числените стойности за Z_H се отчитат от диаграмата на фиг.8.15/стр.151 ;

За моят редуктор отчитам от фиг.8.15/стр.151, че $Z_{H1} = 2,50$; (50)

Z_ε - коефициент,отчитащ влиянието на припокриването на зъбите ; зависи от коефициентите на челното (ε_α) и осовото (ε_β) припокриване, т.е. $Z_\varepsilon = f(\varepsilon_\alpha, \varepsilon_\beta)$, и се определя по следните формули :

$$Z_\varepsilon = \sqrt{(4 - \varepsilon_\alpha)/3} \text{ - когато } \varepsilon_\beta = 0 \text{ , т.е. при прави зъби } (\beta = 0^\circ); \quad (51)$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\left(\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}\right) \cdot (1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} \text{ - когато } \varepsilon_\beta < 1 (\beta \neq 0^\circ); \quad (52)$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha} \text{ - когато } \varepsilon_\beta \geq 1 (\beta \neq 0^\circ); \quad (53)$$

От формула (22) вече изчислихме , че:

$$\varepsilon_{\beta 1} = \frac{b_{w1}}{\pi \cdot m_{n1}} \cdot \sin \beta_{m1} = \frac{b_{w1}}{\pi \cdot m_{n1}} \cdot \operatorname{tg} \beta_{m1} = \frac{29,445 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 3,0 \cdot 10^{-3}} \cdot \operatorname{tg} 30^\circ = 1,80 > 1; \quad (54)$$

$$\varepsilon_{\alpha 1} = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{17} + \frac{1}{68} \right) \right] \cdot 0,866 = 1,424; \quad (55)$$

$$Z_{\varepsilon 1} = \sqrt{1/\varepsilon_{\alpha 1}} = \sqrt{1/1,424} = 0,838; \quad (56)$$

$\sigma_{H \lim b}$ - базово гранично контактно напрежение(якост на умора) на огъване на зъбите(в Ра)за дадения материал (вид, химикотермична обработка, твърдост) и за базовия брой цикли на натоварване $N_{H \lim b}$, респ. за неограничен брой цикли на натоварването $N_{H \lim} = \infty$; От **таблица 8.10 на стр.149** определяме стойностите на граничните напрежения при подлагане на химикотермична обработка **ПОДОБРЯВАНЕ** за стомана 18ХГТ : $\sigma_{H \lim b1} = (1250 \dots 1400) \text{ MPa}$; и за стомана 40Х: $\sigma_{H \lim b2} = (630 \dots 620) \text{ MPa}$;

Z_N – коефициент ,отчитащ продължителността(срока) на работа на отделното зъбно колело , изразен в брой цикли на натоварване (N_{H1} и N_{H2}) ; той зависи от материала(вид , химикотермична обработка , твърдост) и от броя на циклите – в общия случай от еквивалентния брой цикли N_{HE1} и N_{HE2} ($N_H = 60 \cdot L \cdot n \cdot K$ -където k е броят на зацепванията за един оборот на дадено колело(обикновено $k = 1$), n – честота на въртенето му(от заданието), \min^{-1} , а L е продължителността на работата му и обикновено е в диапазона $10000 \div 20000$, h)

– определя се по следните формули , като стойността му трябва да бъде в посочените граници :

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_H \lim b}{N_{HE}}} = \sqrt[6]{\frac{50 \cdot 10^6}{N_{HE}}} \text{ - при незакалени зъби ;} \quad (57)$$

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_H \lim b}{N_{HE}}} = \sqrt[6]{\frac{100 \cdot 10^6}{N_{HE}}} \text{ - при закалени зъби ;} (Z_{N \min} = 1, 0 \leq Z_N \leq Z_{N \max}); \quad (58)$$

$Z_{N \max} = 1,6$ – при незакалени и закалени зъби ; $Z_{N \max} = 1,3$ – при нитрирани зъби ;

Когато предавката е подложена на променливи натоварвания , се работи с еквивалентен брой цикли(N_{HE}), който е по-малък от действителния, т.е. $N_{HE} < N_H$, и се определя в зависимост от режима на натоварването , както следва : -при постоянно натоварване(II) : $N_{HE} = 1,00 \cdot N_H$; (59)

$$\text{-при тежък режим на натоварване(T) : } N_{HE} \approx 0,50 \cdot N_H; \quad (60)$$

$$\text{-при среден режим на натоварване(C) : } N_{HE} \approx 0,20 \cdot N_H; \quad (61)$$

$$\text{-при лек режим на натоварване(JI) : } N_{HE} \approx 0,15 \cdot N_H; \quad (62)$$

$$N_{H1} = 60 \cdot K \cdot n_1 \cdot L = 6 \cdot 1 \cdot 950 \cdot 10^5 = 5,70 \cdot 10^8; \quad N_{HE1} = 0,5 \cdot N_{H1} = 2,850 \cdot 10^8; \quad (63)(64)$$

$$Z_{N1} = \sqrt[6]{\frac{N_H \lim b}{N_{HE1}}} = \sqrt[6]{\frac{100 \cdot 10^6}{2,850 \cdot 10^8}} = \sqrt[6]{0,3509} = 0,840; \text{ Приемам } Z_{N1} = 1,00; \quad (65)$$

$S_{H \min}$ – минимално допустим коефициент на сигурност , отчитащ неточността в изчислителните данни , разсейването на якостта на материала , отговорността на машината и последиците от евентуално счупване на зъби и пр.;

ориентировъчно може да се приеме $S_{H \min} \approx 1,3$;

$$(66)$$

В случаите, когато в изчисленията се търси коефициентът на сигурност S_H , проверката се свежда към проверка на следното неравенство :

$$S_H = \frac{\sigma_{H \text{ lim } b} \cdot Z_N}{\sigma_H} = \frac{\sigma_{H \text{ lim } b} \cdot Z_N}{Z_E \cdot Z_H \cdot Z_{\epsilon} \cdot \sqrt{\frac{F_{t1}}{b_w \cdot d_1} \cdot \frac{u_1 + 1}{u_1}} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{\alpha} \cdot K_{\beta}} \geq S_{H \text{ min}} \approx 1,3; \quad (67)$$

$$u_1 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{68}{17} = 4,00; \quad F_{t1} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 2,90,47}{58,89 \cdot 10^{-3}} = 3,0725 \text{ kN} = 3072,5 \text{ N}; \quad (68)(69)$$

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_{\epsilon} \cdot \sqrt{\frac{F_{t1}}{b_w \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{\alpha} \cdot K_{\beta}; \quad (70)$$

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{H \text{ lim } b} \cdot Z_{N1}}{S_{H \text{ min}}} = \frac{1,00 \cdot 1400 \cdot 10^6}{1,3} = 1076,9 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 1076,9 \text{ MPa}; \quad (71)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{H1} &= Z_{E1} \cdot Z_{H1} \cdot Z_{\epsilon 1} \cdot \sqrt{\frac{F_{t1}}{b_{w1} \cdot d_1} \cdot \frac{u_1 + 1}{u_1}} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{\alpha} \cdot K_{\beta} = \\ &= 190 \cdot 10^3 \cdot 2,5 \cdot 0,838 \cdot \sqrt{\frac{3,0725 \cdot 10^3 \cdot (4,00 + 1) \cdot 2,0}{55,0 \cdot 10^{-3} \cdot 58,89 \cdot 10^{-3} \cdot 4,00}} = \\ &= 398050,1539,98 = 613,00 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 613,00 \text{ MPa}; \end{aligned} \quad (72)$$

ЗАДЪЛЖИТЕЛНО правим проверка дали изчислената стойност е по-малка от максимално допустимата, т.е. дали $\sigma_{H1} < \sigma_{HP1}$: $\sigma_{H1} = 613,00 \text{ MPa} < \sigma_{HP1} = 1076,9 \text{ MPa}$; (73)

проверката е изпълнена и зъбите ще издържат на контактното натоварване ;

10.1. Проверка на зъбите на контактна якост на ГЗК :

$$u_2 = \frac{z_4}{z_3} = \frac{53}{19} = 2,789; \quad d_2 = m_{n1} \cdot z_2 = \frac{m_{n1} \cdot z_2}{\cos \beta} = \frac{3,0 \cdot 10^{-3} \cdot 68}{0,866} = 235,57 \cdot 10^{-3} \text{ m}; \quad (74)(75)$$

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 285,0}{235,57 \cdot 10^{-3}} = 2,420 \text{ kN} = 2420 \text{ N}; \quad (76)$$

$$b_{w2} = d_2 \cdot \psi_{d2} = d_2 \cdot 0,3 = 197,78 \cdot 10^{-3} \cdot 0,3 = 59,33 \cdot 10^{-3} \text{ m}; \quad (77)$$

$$N_{H2} = 60 \cdot K \cdot n_2 \cdot L = 60 \cdot 1,238 \cdot 10^4 = 1,428 \cdot 10^8; \quad N_{HE2} = 0,5 \cdot N_{H2} = 71,40 \cdot 10^6; \quad (78)(79)$$

$$Z_{N2} = \sqrt[6]{\frac{N_H \text{ lim } b}{N_{HE2}}} = \sqrt[6]{\frac{100 \cdot 10^6}{71,40 \cdot 10^6}} = \sqrt[6]{1,400} = 1,058; \quad (80)$$

$$\sigma_{HP2} = \frac{\sigma_{H \text{ lim } b} \cdot Z_{N2}}{S_{H \text{ min}}} = \frac{1,058 \cdot 630 \cdot 10^6}{1,3} = 512,72 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 512,72 \text{ MPa}; \quad (81)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{H2} &= Z_{E2} \cdot Z_{H2} \cdot Z_{\epsilon 2} \cdot \sqrt{\frac{F_{t2}}{b_{w2} \cdot d_2} \cdot \frac{u_2 + 1}{u_2}} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{\alpha} \cdot K_{\beta} = \\ &= 190 \cdot 10^3 \cdot 2,5 \cdot 0,887 \cdot \sqrt{\frac{2,420 \cdot 10^3 \cdot (2,789 + 1) \cdot 2,0}{59,33 \cdot 10^{-3} \cdot 235,57 \cdot 10^{-3} \cdot 2,789}} = \\ &= 421325,368,03 = 155,06 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 155,06 \text{ MPa}; \end{aligned} \quad (82)$$

ЗАДЪЛЖИТЕЛНО правим проверка дали изчислената стойност е по-малка от максимално допустимата, т.е. дали $\sigma_{H2} < \sigma_{HP2}$: $\sigma_{H2} = 155,06 \text{ MPa} < \sigma_{HP2} = 512,24 \text{ MPa}$; (83)

проверката е изпълнена и зъбите ще издържат на контактното натоварване ;

10.2. Проверка на зъбите на контактна якост на втора предавка:

10.2.1. Малко Зъбно Колело – 18ХГТ – на цементация и закаляване :

$$F_{t3} = \frac{2 \cdot T_2}{d_3} = \frac{2 \cdot 285,0}{87,76 \cdot 10^{-3}} = 6495,0 \text{ N}; \quad b_{w3} = 55 \cdot 10^{-3} \text{ m}; \quad u_2 = \frac{z_4}{z_3} = \frac{53}{19} = 2,789; \quad (84)(85)$$

$$d_3 = m_{i2} \cdot z_3 = m_{n2} \cdot \frac{z_3}{\cos \beta} = 4,0 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{19}{0,866} = 87,76 \cdot 10^{-3} \text{ m}; \quad (86)$$

$$\sigma_{H3} = Z_{E3} \cdot Z_{H3} \cdot Z_{\varepsilon3} \cdot \sqrt{\frac{F_{t3}}{b_{w3} \cdot d_3} \cdot \frac{u_2 + 1}{u_2} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_\alpha \cdot K_\beta} =$$

$$= 190 \cdot 10^3 \cdot 2,48 \cdot 0,836 \cdot \sqrt{\frac{6495,0 \cdot (2,789 + 1) \cdot 2,0}{55 \cdot 10^{-3} \cdot 87,76 \cdot 10^{-3} \cdot 2,789}} = 393923,2 \cdot 1912,11 = \quad (87)$$

$$= 753,22 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 753,22 \text{ MPa} < \sigma_{HP3} = 1179,23 \text{ MPa};$$

$$N_{H3} = N_{H2} = 60 \cdot K \cdot n_2 \cdot L = 1,428 \cdot 10^8; N_{HE3} = N_{HE2} = 0,5 \cdot N_{H2} = 71,40 \cdot 10^6; \quad (88)$$

$$Z_{N3} = Z_{N2} = \sqrt[6]{\frac{N_H \lim b}{N_{HE2}}} = \sqrt[6]{\frac{100 \cdot 10^6}{71,76 \cdot 10^6}} = \sqrt[6]{1,3935} = 1,057; \quad (89)$$

$$\sigma_{HP3} = \frac{\sigma_{H \lim b3} \cdot Z_{N3}}{S_{H \min}} = \frac{1,057 \cdot 1400 \cdot 10^6}{1,3} = 1138,31 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 1138,31 \text{ MPa} > \sigma_{H3}; \quad (90)$$

$$\varepsilon_{\beta3} = \frac{b_{w3}}{\pi \cdot m_{t2}} \cdot \sin \beta_{m3} = \frac{b_{w3}}{\pi \cdot m_{n2}} \cdot \text{tg} \beta_{m3} = \frac{55 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 4,0 \cdot 10^{-3}} \cdot \text{tg} 30^\circ = 2,53 > 1; \quad (91)$$

$$\varepsilon_{\alpha3} = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_3} + \frac{1}{z_4} \right) \right] \cdot \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{19} + \frac{1}{53} \right) \right] \cdot 0,866 = 1,43; \quad (92)$$

$$Z_{\varepsilon3} = Z_{\varepsilon4} = \sqrt{1 / \varepsilon_{\alpha3}} = \sqrt{1 / 1,43} = 0,836; \quad (93)$$

10.2.2. Голямо Зъбно Колело – Ст45 – на закаляване :

$$\sigma_{H4} = Z_{E4} \cdot Z_{H4} \cdot Z_{\varepsilon4} \cdot \sqrt{\frac{F_{t4}}{b_{w4} \cdot d_4} \cdot \frac{u_2 + 1}{u_2} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_\alpha \cdot K_\beta};$$

$$\sigma_{H4} = 190 \cdot 10^3 \cdot 2,48 \cdot 0,836 \cdot \sqrt{\frac{6,104 \cdot 10^3 \cdot (2,789 + 1) \cdot 2,0}{50,0 \cdot 10^{-3} \cdot 244,80 \cdot 10^{-3} \cdot 2,789}} = \quad (94)$$

$$= 393923,2 \cdot 1164,04 = 458,54 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 458,54 \text{ MPa};$$

$$N_{H4} = 60 \cdot K \cdot n_3 \cdot L = 6,1 \cdot 86 \cdot 10^5 = 51,60 \cdot 10^6; N_{HE4} = 0,5 \cdot N_{H4} = 25,80 \cdot 10^6; \quad (95)(96)$$

$$d_4 = m_{t2} \cdot z_4 = m_{n2} \cdot \frac{z_4}{\cos \beta} = 4,0 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{53}{0,866} = 244,80 \cdot 10^{-3} \text{ m}; \quad (97)$$

$$F_{t4} = \frac{2 \cdot T_3}{d_4} = \frac{2 \cdot 747,10}{244,80 \cdot 10^{-3}} = 6,104 \text{ kN} = 6104 \text{ N}; \quad (98)$$

$$Z_{N4} = \sqrt[6]{\frac{N_H \lim b}{N_{HE4}}} = \sqrt[6]{\frac{100 \cdot 10^6}{25,80 \cdot 10^6}} = \sqrt[6]{3,875969} = 1,2533; \quad (99)$$

$$\sigma_{HP4} = \frac{\sigma_{H \lim b4} \cdot Z_{N4}}{S_{H \min}} = \frac{1,2533 \cdot 680 \cdot 10^6}{1,3} = 655,57 \text{ MPa} > \sigma_{H4}; \quad (100)$$

ЗАДЪЛЖИТЕЛНО правим проверка дали изчислената стойност е по-малка от максимално допустимата , т.е. дали

$$\sigma_{H4} < \sigma_{HP4}: \quad \sigma_{H4} = 254,83 \text{ MPa} < \sigma_{HP4} = 655,57 \text{ MPa};$$

за втора предавка проверката е изпълнена и зъбите ще издържат на контактна якост

11. Изчисляване на зъбите на огъване (уморно счупване).

$$\sigma_F = Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \cdot \frac{F_{ti}}{b_{wi} \cdot m_{ni}} \cdot K_\alpha \cdot K_\beta \cdot K_A \cdot K_V \leq \sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \lim b} \cdot Y_{Ni}}{S_{F \min}}; \quad (101)$$

11.1. Първо стъпало : 11.1.1. Зъбно колело 1 (z₁ = 17): От фигура 8.13/стр.148 се определя , че :

$Y_{FS1} \approx 4,25$, където Y_{FS1} е коефициент , отчитащ влиянието на формата на зъба и на концентрацията на напреженията в случая , когато силата действа на върха на зъба; той зависи от броя на зъбите (z) на колелото, от ъгъла на наклона (β) и от коефициента на изместване (x), т.е. $Y_{FS1} = f(z, \beta, x)$; Y_β – коефициент , отчитащ влиянието на ъгъла на наклона (β) ; той зависи от ъгъла(β) и от коефициента на осово припокриване (ε_β) , т.е. $Y_\beta = f(\beta, \varepsilon_\beta)$ и се определя по следната формула :/ когато $\beta = 0^\circ \div 16^\circ(30^\circ)$ /

$$\varepsilon_{\beta 1} = \frac{b_{w1}}{\pi \cdot m_{n1}} \cdot \sin \beta_{m1} = \frac{b_{w1}}{\pi \cdot m_{n1}} \cdot \operatorname{tg} \beta_{m1} = \frac{55,0 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 3,0 \cdot 10^{-3}} \cdot \operatorname{tg} 30^\circ = 3,37 > 1; \quad (102)$$

$$Y_{\beta 1} = 1 - \varepsilon_{\beta 1} \cdot \frac{\beta}{120^\circ} = 1 - 3,37 \cdot \frac{30^\circ}{120^\circ} = 0,1575;$$

За некоригирани зъбни предавки $\varepsilon_{\alpha 1}$ може да се определи по приблизителната зависимост /за предавки с наклонени зъби се препоръчва $\varepsilon_{\alpha 1} \geq 1$ /:

$$\varepsilon_{\alpha 1} = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{17} + \frac{1}{68} \right) \right] \cdot 0,866 = 1,424; \quad (103)$$

Y_ε – коефициент, отчитащ влиянието на припокриването на зъбите ;той зависи от коефициентите на челното(ε_α) и на осовото(ε_β) припокриване , т.е. $Y_\varepsilon = f(\varepsilon_\alpha, \varepsilon_\beta)$, и се определя по следните формули :

$$Y_\varepsilon = 0,2 + \frac{0,8}{\varepsilon_\alpha} \quad \text{– когато } \varepsilon_\beta < 1, \quad Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} \quad \text{– когато } \varepsilon_\beta \geq 1, \quad (104)(105)$$

За моят редуктор се изчислява , че : $Y_{\varepsilon 1} = \frac{1}{\varepsilon_{\alpha 1}} = \frac{1}{1,424} = 0,702; \quad (106)$

Y_N – коефициент ,отчитащ продължителността(срока) на работа на отделното зъбно колело , изразен в брой цикли на натоварването (NF1 и NF2) ; той зависи от материала(вид , химикотермична обработка , твърдост) и от броя на циклите – в общия случай от еквивалентния брой цикли NF1 и NF2 ($N_F = 60 \cdot L \cdot n \cdot K$ -където K е броят на зацепванията за един оборот на дадено колело(обикновено $k = 1$), n – честота на въртенето му(от заданието), \min^{-1} , а L е продължителността на работата му и обикновено е в диапазона 10000 ÷ 20000 , h) – определя се по следните формули , като стойността му трябва да бъде в посочените граници :

$$Y_N = \sqrt[6]{\frac{N_F \lim b}{N_{FE}}} = \sqrt[6]{\frac{3 \cdot 10^6}{N_{FE}}} \quad \text{– при незакалени зъби ;} \quad (107)$$

$$Y_N = \sqrt[9]{\frac{N_F \lim b}{N_{FE}}} = \sqrt[9]{\frac{3 \cdot 10^6}{N_{FE}}} \quad \text{– при закалени зъби ;} (Y_{N \min} = 1,0 \leq Y_N \leq Y_{N \max}); \quad (108)$$

$Y_{N \max} = 2,5$ – при незакалени и закалени зъби ; $Y_{N \max} = 1,6$ – при нитрирани зъби ;

Когато предавката е подлоена на променливи натоварвания , се работи с еквивалентен брой цикли(NFE), който е по-малък от действителния, т.е. $N_{FE} < N_F$, и се определя в зависимост от режима на натоварването за незакалени , респ. закалени зъби , както следва :

$$\text{–при постоянно натоварване(П): } N_{FE} = 1,00 \cdot N_F, \text{ респ. } 1,00 \cdot N_F; \quad (109)$$

$$\text{–при тежък режим на натоварване(Т): } N_{FE} = 0,30 \cdot N_F, \text{ респ. } 0,20 \cdot N_F; \quad (110)$$

$$\text{–при среден режим на натоварване(С): } N_{FE} = 0,10 \cdot N_F, \text{ респ. } 0,06 \cdot N_F; \quad (111)$$

$$\text{–при лек режим на натоварване(Л): } N_{FE} = 0,04 \cdot N_F, \text{ респ. } 0,02 \cdot N_F; \quad (112)$$

Моят редуктор е предназначен да работи при среден режим на работа(по задание)

$$N_{F1} = N_{H1} = 60 \cdot K \cdot n_1 \cdot L = 6 \cdot 1 \cdot 950 \cdot 10^5 = 5,70 \cdot 10^8; \quad (113)$$

$$N_{FE1} = N_{HE1} = 0,3 \cdot N_{F1} = 0,3 \cdot 5,70 \cdot 10^8 = 1,71 \cdot 10^8; \quad (114)$$

$$Y_{N1} = \sqrt[9]{\frac{N_F \lim b}{N_{FE1}}} = \sqrt[9]{\frac{3 \cdot 10^6}{1,71 \cdot 10^8}} = 0,638; \quad (115)$$

$$[\text{има изискване } Y_{N \min} = 1,0] \text{ и следователно } Y_N = 1,0; \quad (116)$$

$S_{F \min}$ – минимално допустим коефициент на сигурност , отчитащ неточността в изчислителните данни , разсейването на якостта на материала , отговорността на машината и последиците от евентуално счупване на зъби и пр.;

ориентировъчно може да се приеме $S_{F \min} \approx 1,7$ (стр.150); (117)

В случаите, когато в изчисленията се търси коефициентът на сигурност SF , проверката се свежда към проверка на следното неравенство :

$$S_{Fi} = \frac{\sigma_{F \lim b} \cdot Y_N}{\sigma_{Fi}} = \frac{\sigma_{F \lim b} \cdot Y_N}{Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \cdot \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_\alpha \cdot K_\beta} \geq S_{F \min} \approx 1,7; \quad (118)$$

$\sigma_{F \lim b}$ - базово гранично напрежение (якост на умора) на огъване на зъбите (в Pa) за дадения материал (вид, химикотермична обработка, твърдост) и за базовия брой цикли на натоварване $N_{F \lim b}$, респ. за неограничен брой цикли $N_{F \lim} = \infty$;

За стомана 18XIT ($HRC = 56 \div 62$) от таблица 8.10 на стр.149 определяме стойностите на граничните напрежения при подлагане на химикотермична обработка ЗАКАЛЯВАНЕ: $\sigma_{F \lim b1} = (680...720)MPa$;

$$\sigma_{FP1} = \sigma_{FP3} = (\sigma_{F \lim b} \cdot Y_{N1}) / S_{F \min} = 1,0 \cdot 680 \cdot 10^6 / 1,7 = 400 \cdot 10^6 = 400 MPa; \quad (119)$$

$K_F \approx K_H$ - коефициент на натоварването при изчисляването на зъбите на огъване, за опростяване е приет равен на аналогичния коефициент (K_H) при изчисляването на зъбите на контактно натоварване;

$$K_{F1} = K_{\alpha} \cdot K_{\beta} \cdot K_A \cdot K_V = 2,0; \quad (120)$$

При това изчисление може да се приеме една обобщена стойност $K_F \approx 1,5 \div 2$. Избирам $K_{F1} = 2,0$; (121)

$$\sigma_{F1} = 4,25 \cdot 0,1575 \cdot 0,702 \cdot \frac{3072,5 \cdot 2,0}{55,0 \cdot 10^{-3} \cdot 3,0 \cdot 10^{-3}} = 17,50 \cdot 10^6 Pa < \sigma_{FP1}; \quad (122)$$

Следователно зъбите ще издържат на огъване.

11.1.2. Зъбно колело 2 ($z_2 = 68$): $Y_{FS2} = 3,70$; (ПКУМЕ, фиг.8.13/стр.148); (123)

$$\varepsilon_{\beta 2} = \frac{b_{w2}}{\pi \cdot m_{n1}} \cdot \sin \beta = \frac{50,0 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 3,0 \cdot 10^{-3}} \cdot \sin 30^\circ = 2,65 > 1; \quad (124)$$

$$Y_{\beta 2} = 1 - \varepsilon_{\beta 2} \cdot \frac{\beta}{120^\circ} = 1 - 2,65 \cdot \frac{30^\circ}{120^\circ} = 0,3375; \quad Y_{\varepsilon 2} = Y_{\varepsilon 1} = \frac{1}{\varepsilon_{\alpha 1}} = \frac{1}{1,424} = 0,702; \quad (125)(126)$$

$$\varepsilon_{\alpha 2} = \varepsilon_{\alpha 1} = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{17} + \frac{1}{68} \right) \right] \cdot 0,866 = 1,424; \quad (127)$$

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 285,0}{235,57 \cdot 10^{-3}} = 2,420 kN = 2420 N; \quad K_{F2} = K_{F1} = 2,0; \quad (128)(129)$$

$$\sigma_{FP2} = \frac{\sigma_{F \lim b} \cdot Y_{N2}}{S_{F \min}} = \frac{1,0 \cdot 520 \cdot 10^6}{1,7} = 306 \cdot 10^6 = 306 MPa; \quad (130)$$

$$N_{H2} = 60 \cdot K \cdot n_2 \cdot L = 60 \cdot 1,598 \cdot 10^4 = 3,59 \cdot 10^8; \quad N_{HE2} = 0,2 \cdot N_{H2} = 71,76 \cdot 10^6; \quad (131)(132)$$

$$Y_{N2} = \sqrt[9]{\frac{N_{F \lim b}}{N_{FE2}}} = \sqrt[9]{\frac{3 \cdot 10^6}{71,76 \cdot 10^6}} = 0,703; \quad (133)$$

[има изискване $Y_{N \min} = 1,0$] и следователно $Y_{N2} = 1,0$; (134)

$$\sigma_{F2} = 3,70 \cdot 0,3375 \cdot 0,702 \cdot \frac{2420 \cdot 2,0}{50,0 \cdot 10^{-3} \cdot 4,0 \cdot 10^{-3}} = 21,21 \cdot 10^6 Pa < \sigma_{FP2}; \quad (135)$$

Следователно зъбите ще издържат на огъване.

12. Геометрични изчисления на зъбните колела.

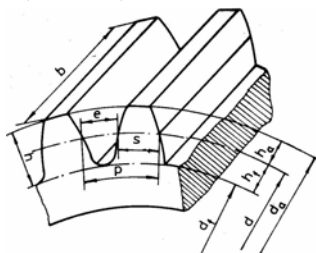
12.1. Параметри на изходния контур:

$$\alpha_n = 20^\circ; \quad h_f^* = 1,25; \quad h_1^* = 2; \quad \rho_f^* = 0,38; \quad c^* = 0,25; \quad p = \pi \cdot m_{n1} = 3,14 \cdot 3,0 = 9,42;$$

$$s = 0,5 \cdot p = 0,5 \cdot 9,42 = 4,71 mm; \quad \rho_h = \rho_f^* \cdot m_{n1} = 0,38 \cdot 3,0 = 1,14; \quad (136)$$

$$z_1 = 17; \quad z_2 = 68; \quad z_3 = 19; \quad z_4 = 53; \quad m_{n2} = 4,0; \quad h_a^* = 1; \quad x_{n2} = x_{n3} = 0;$$

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta}; \quad \alpha_t = \operatorname{arctg} \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} \right) = \operatorname{arctg} \left(\frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 30^\circ} \right) = \operatorname{arctg} \left(\frac{0,364}{0,866} \right) = \operatorname{arctg} (0,42) = 22,8^\circ; \quad (137)$$



12.1.1. Вътрешни(петови) диаметри :

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m_{n1} \cdot (h_a^* + c^* - x_{n1}) = [58,89 - 2 \cdot 3,0 \cdot (1 + 0,25)] \cdot 10^{-3} = 51,39 \text{ mm} ; \quad (138)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m_{n1} \cdot (h_a^* + c^* - x_{n2}) = [235,57 - 2 \cdot 3,0 \cdot (1 + 0,25)] \cdot 10^{-3} = 228,07 \text{ mm} ; \quad (139)$$

$$d_{f2} = m_{n1} \cdot \left(\frac{z_2}{\cos \beta} - 2,5 \right) = 3,0 \cdot \left(\frac{68}{0,866} - 2,5 \right) = 228,07 \text{ mm} ; \quad (140)$$

$$0,5 \cdot (d_{a3} - d_{f3}) = 0,5 \cdot (d_{a4} - d_{f4}) = 2 \cdot (h_a^* + c^*) \cdot m_{n2} - \Delta y \cdot m_2 ; \quad (141)$$

$$d_{f3} = m_{n2} \cdot \left(\frac{z_3}{\cos \beta} - 2,5 \right) = 4,0 \cdot \left(\frac{19}{0,866} - 2,5 \right) = 77,76 \text{ mm} ; \quad (142)$$

$$d_{f4} = m_{n2} \cdot \left(\frac{z_4}{\cos \beta} - 2,5 \right) = 4,0 \cdot \left(\frac{53}{0,866} - 2,5 \right) = 234,80 \text{ mm} ; \quad (143)$$

12.1.2. Междусосови разстояния :

$$a_{w1} = \frac{m_{n1} \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta} \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}} = \frac{3,0 \cdot (17 + 68)}{2 \cdot 0,866} \cdot 1 = 147,23 \text{ mm} ; \quad (144)$$

$$a_{w2} = \frac{m_{n2} \cdot (z_3 + z_4)}{2 \cdot \cos \beta} \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}} = \frac{4,0 \cdot (19 + 53)}{2 \cdot 0,866} \cdot 1 = 166,28 \text{ mm} ; \quad (145)$$

12.1.3. Диаметри на делителните окръжности :

$$d_1 = m_{t1} \cdot z_1 = m_{n1} \cdot \frac{z_1}{\cos \beta} = 3,0 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{17}{0,866} = 58,89 \cdot 10^{-3} \text{ m} ; \quad (146)$$

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha_t = 58,89 \cdot 10^{-3} \cdot \cos(20,0^\circ) = 55,34 \cdot 10^{-3} \text{ m} ; \quad (147)$$

$$d_2 = m_{t1} \cdot z_2 = m_{n1} \cdot \frac{z_2}{\cos \beta} = 3,0 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{68}{0,866} = 235,57 \cdot 10^{-3} \text{ m} ; \quad (148)$$

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha_t = 235,57 \cdot 10^{-3} \cdot \cos 20,0^\circ = 221,36 \cdot 10^{-3} \text{ m} ; \quad (149)$$

$$d_3 = m_{t2} \cdot z_3 = m_{n2} \cdot \frac{z_3}{\cos \beta} = 4,0 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{19}{0,866} = 87,76 \cdot 10^{-3} \text{ m} ; \quad (150)$$

$$d_{b3} = d_3 \cdot \cos \alpha_t = 87,76 \cdot 10^{-3} \cdot \cos(20,0^\circ) = 82,47 \cdot 10^{-3} \text{ m} ; \quad (151)$$

$$d_4 = m_{t2} \cdot z_4 = m_{n2} \cdot \frac{z_4}{\cos \beta} = 4,0 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{53}{0,866} = 244,80 \cdot 10^{-3} \text{ m} ; \quad (152)$$

$$d_{b4} = d_4 \cdot \cos \alpha_t = 244,80 \cdot 10^{-3} \cdot \cos(20,0^\circ) = 312,50 \cdot 10^{-3} \text{ m} ; \quad (153)$$

12.1.4. Ширина на допирание на зъбните кола :

$$b_{w1} = d_1 \cdot \psi_{d1} = d_1 \cdot 0,5 = 58,89 \cdot 10^{-3} \cdot 0,5 = 29,45 \cdot 10^{-3} \text{ m} ; \quad (154)$$

$$b_{w2} = d_2 \cdot \psi_{d2} = d_2 \cdot 0,3 = 235,57 \cdot 10^{-3} \cdot 0,3 = 70,67 \cdot 10^{-3} \text{ m} ; \quad (155)$$

$$b_{w3} = d_3 \cdot \psi_{d3} = d_3 \cdot 0,6 = 87,76 \cdot 10^{-3} \cdot 0,6 = 52,66 \cdot 10^{-3} \text{ m} ; \quad (156)$$

$$b_{w4} = d_4 \cdot \psi_{d4} = d_4 \cdot 0,3 = 244,80 \cdot 10^{-3} \cdot 0,3 = 73,44 \cdot 10^{-3} \text{ m} ; \quad (157)$$

$$\text{Избирам: } b_{w1} = 55 \cdot 10^{-3} \text{ m} ; b_{w2} = 50 \cdot 10^{-3} \text{ m} ; b_{w3} = 55 \cdot 10^{-3} \text{ m} ; b_{w4} = 50 \cdot 10^{-3} \text{ m} ; \quad (158)$$

12.1.6. Външен диаметър (върхови окръжности):

$$d_{a1} = 2 \cdot a_{wz} - d_{f2} - 2 \cdot c^* \cdot m_{n1} = m_{n1} \cdot \left(\frac{z_1}{\cos \beta} + 2 \right) = 3,0 \cdot \left(\frac{17}{0,866} + 2 \right) = 64,89 \text{ mm} ; \quad (159)$$

$$d_{a2} = 2 \cdot a_{wz} - d_{f1} - 2 \cdot c^* \cdot m_{n1} = m_{n1} \cdot \left(\frac{z_2}{\cos \beta} + 2 \right) = 3,0 \cdot \left(\frac{68}{0,866} + 2 \right) = 241,57 \text{ mm} ; \quad (160)$$

$$d_{a3} = m_{n2} \cdot \left(\frac{z_3}{\cos \beta} + 2 \cdot h_a^* + 2 \cdot x_1 \right) = 4,0 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{19}{0,866} + 2 \cdot 1 + 2 \cdot 0 \right) = 95,76 \text{ mm} ; \quad (161)$$

$$d_{a4} = m_{n2} \cdot \left(\frac{z_4}{\cos \beta} + 2.h_a^* + 2.x_2 \right) = 4,0 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{53}{0,866} + 2.1 + 2.0 \right) = 252,80 \text{ mm}; \quad (162)$$

12.1.7. Височина на делителната глава :

$$h_{a1} = h_a^* . m_{n1} = 1,03,0 = 3,0 \text{ mm}; \quad h_{a3} = h_a^* . m_{n2} = 1.4,0 = 4,0 \text{ mm}; \quad (163)$$

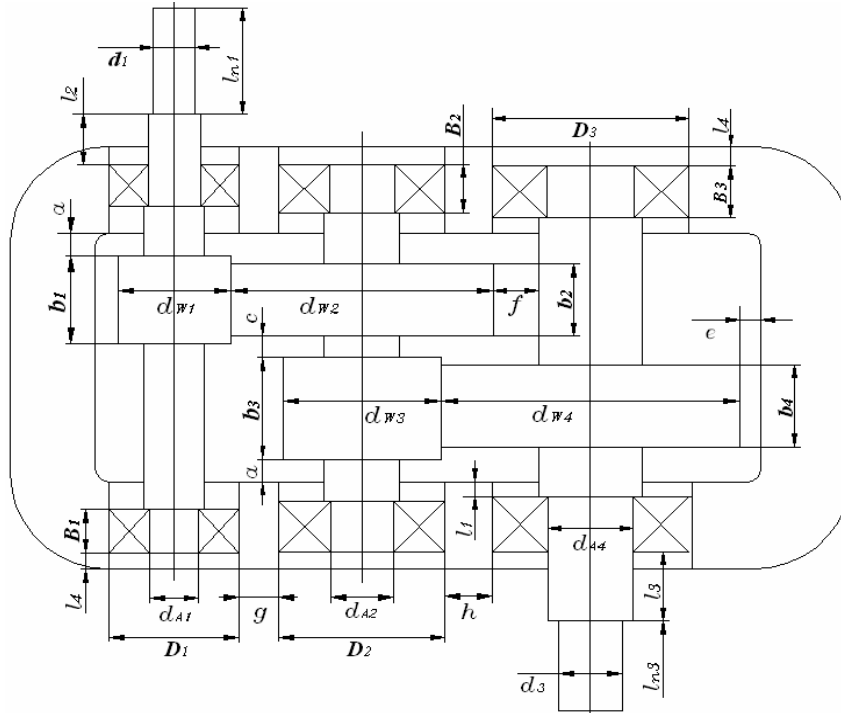
12.1.8. Височина на делителната пета :

$$h_{f1} = (h_a^* + c^*) . m_{n1} = (1 + 0,25) . 3,0 = 3,75 \text{ mm}; \quad (163)$$

$$h_{f3} = (h_a^* + c^*) . m_{n2} = (1 + 0,25) . 4,0 = 5,00 \text{ mm}; \quad (164)$$

12.1.9. Височина на зъба :

$$h_1 = h_{a1} + h_{f1} = 3,0 + 3,75 = 6,75 \text{ mm}; \quad h_3 = h_{a3} + h_{f3} = 4,0 + 5,0 = 9,0 \text{ mm}; \quad (165)$$



13. Определяне на диаметрите при лагерните шийки.

13.1. На входящия вал : Приемам $d_A = d_B = 30 \cdot 10^{-3} \text{ m}$; (166)

Ориентировъчно приемам за лагерните шийки $d = 30 \text{ mm}$ и избирам лагер **30206** с размери $d_1 = 30 \text{ mm}$; $D_1 = 62 \text{ mm}$; $B_1 = 16 \text{ mm}$; $T_1 = 17,25 \text{ mm}$;

13.2. На междинния вал : Приемам $d_C = d_D = 35 \cdot 10^{-3} \text{ m}$; (167)

Ориентировъчно приемам за лагерните шийки $d = 35 \text{ mm}$ и избирам лагер **30207** с размери : $d_2 = 35 \text{ mm}$; $D_2 = 72 \text{ mm}$; $B_2 = 17 \text{ mm}$; $T_2 = 18,25 \text{ mm}$;

13.3. На изходящия вал : Приемам $d_E = d_F = 40 \cdot 10^{-3} \text{ m}$; (178)

Ориентировъчно приемам за лагерните шийки $d = 40 \text{ mm}$ и избирам лагер **30208** с размери : $d_3 = 40 \text{ mm}$; $D_3 = 80 \text{ mm}$; $B_3 = 18 \text{ mm}$; $T_3 = 19,75 \text{ mm}$;

14. Разработка на конструкцията на зъбната предавка.

От страница 180 / фиг. 8.51. Обща компоновка на двустъпален цилиндричен редуктор :

$$a = 5 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 5 \text{ mm}; \quad l_2 = 0 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 0 \text{ mm}; \quad c = 10 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 10 \text{ mm}; \quad l_3 = 23 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 23 \text{ mm};$$

$$B_1 = 16 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 16 \text{ mm}; \quad B_2 = 17 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 17 \text{ mm}; \quad B_3 = 18 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 18 \text{ mm}; \quad (179)$$

- широчина на лагерите на съответните валове ;

$$l_{AB} = 2 \cdot \frac{B_1}{2} + 2 \cdot l_2 + 2 \cdot a + c + b_{w1} + b_{w3} = 2 \cdot \frac{16}{2} + 2 \cdot 0 + 2 \cdot 5 + 10 + 45 + 60 = 141 \text{ mm}; \quad (180)$$

15. Определяне на размерите на валове на зъбната предавка.

15.1. Определяне на размерите на входящия вал:

$$l_1^1 = \frac{B_1}{2} + a + \frac{b_{w1}}{2} + l_2 = \frac{16}{2} + 5 + \frac{45}{2} + 0 = 35,5 \text{ mm}; \quad (181)$$

15.2. Определяне на размерите на междинния вал:

$$l_2^1 = \frac{b_{w3}}{2} + c + \frac{b_{w2}}{2} = \frac{60}{2} + 10 + \frac{50}{2} = 65 \text{ mm}; \quad (182)$$

15.3. Определяне на размерите на изходящия вал:

$$l_3^1 = l_{AB} - l_1^1 - l_2^1 = 141 - 35,5 - 65 = 40,5 \text{ mm}; \quad (183)$$

16. Пресмятане на силите при зацепване на зъбните колела.

Определяне на опорните реакции, огъващите и усукващите моменти.

16.1.1. Зъбно колело 1 ($z_1 = 19$):

$$F_{t1} = \frac{2.T_1}{d_1} = \frac{2.90,47}{58,89.10^{-3}} = 3,0725 \text{ kN} = 3072,5 \text{ N}; \quad F_{x1} = F_{t1} \cdot \text{tg} \beta = 3072,5 \cdot \text{tg} 30^\circ = 1773,9 \text{ N}; \quad (184)(185)$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \frac{\text{tg} \alpha_{tw}}{\cos \beta} = \frac{3072,5 \cdot \text{tg} 20^\circ}{\cos 30^\circ} = \frac{3072,5 \cdot 0,364}{0,866} = 1291,44 \text{ N}; \quad M_{x1} = T_1 = 90,47 \text{ [N.m]}; \quad (186)(187)$$

16.1.2. Зъбно колело 2 ($z_2 = 68$): $F_{t2} = 2.T_2 / d_2 = 2.285,0 / 235,57.10^{-3} = 2,420 \text{ kN}$ (188)

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \frac{\text{tg} \alpha_{tw}}{\cos \beta_{m2}} = \frac{2420 \cdot \text{tg} 20^\circ}{\cos 30^\circ} = \frac{2420 \cdot 0,364}{0,866} = 1017,18 \text{ N}; \quad (189)$$

$$F_{x2} = F_{t2} \cdot \text{tg} \beta = 2420 \cdot \text{tg} 30^\circ = 1397,2 \text{ N}; \quad M_{x2} = M_2 = T_2 = 285,0 \text{ [N.m]}; \quad (190)(191)$$

16.1.3. Зъбно колело 3 ($z_3 = 17$): $F_{t3} = 2.T_2 / d_3 = 2.285,0 / 87,76.10^{-3} = 6495,0 \text{ N};$ (192)

$$F_{r3} = F_{t3} \cdot \frac{\text{tg} \alpha_{tw}}{\cos \beta} = \frac{6495,0 \cdot \text{tg} 20^\circ}{\cos 30^\circ} = \frac{6495,0 \cdot 0,364}{0,866} = 2730,0 \text{ N}; \quad (193)$$

$$M_{x3} = M_3 = T_2 = 285,0 \text{ [N.m]}; \quad F_{x3} = F_{t3} \cdot \text{tg} \beta = 6495,0 \cdot \text{tg} 30^\circ = 3749,89 \text{ N}; \quad (194)(195)$$

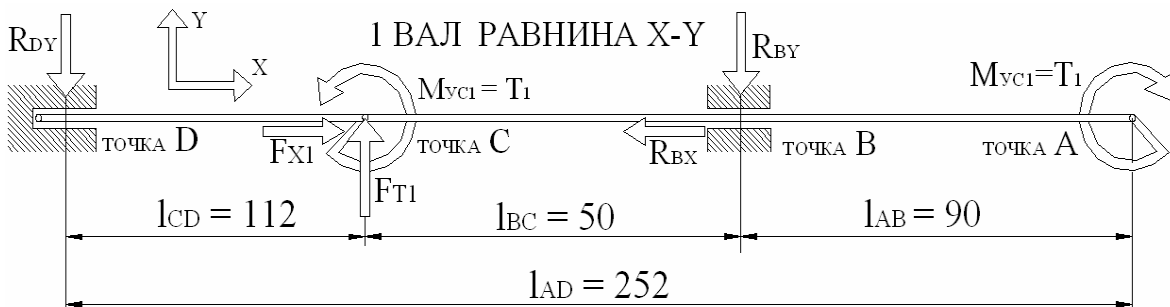
16.1.4. Зъбно колело 4 ($z_4 = 53$): $F_{t4} = \frac{2.T_3}{d_4} = \frac{2.747,10}{244,80.10^{-3}} = 6,104 \text{ kN} = 6104 \text{ N};$ (196)

$$F_{r4} = F_{t4} \cdot \frac{\text{tg} \alpha_{tw}}{\cos \beta} = \frac{6104 \cdot \text{tg} 20^\circ}{\cos 30^\circ} = \frac{6104 \cdot 0,364}{0,866} = 2565,65 \text{ N}; \quad (197)$$

$$F_{x4} = F_{t4} \cdot \text{tg} \beta = 6104 \cdot \text{tg} 30^\circ = 3524,14 \text{ N}; \quad M_{x4} = M_4 = T_3 = 747,10 \text{ [N.m]}; \quad (198)(199)$$

16.2. Якостно изчисляване на вал 1 (входящия вал): (Разглеждаме равнина X-Y):

Определяне на опорните реакции: $l_{BD} = 162 \text{ mm}; \quad l_{CD} = 112 \text{ mm}; \quad l_{AB} = 90 \text{ mm}; \quad l_{BC} = 50 \text{ mm};$



$$\oplus \sum_{i=1}^n M_{ZDi} = 0: F_{t1} \cdot l_{CD} - R_{BY} \cdot l_{BD} = 0; \quad R_{BY} = \frac{F_{t1} \cdot l_{CD}}{l_{BD}} = \frac{809 \cdot 112 \cdot 10^{-3}}{162 \cdot 10^{-3}} = 559,3 \text{ N}; \quad (200)(201)$$

$$\oplus \sum_{i=1}^n M_{ZBi} = 0: -R_{DY} \cdot l_{BD} + F_{t1} \cdot l_{BC} = 0; \quad R_{DY} = \frac{F_{t1} \cdot l_{BC}}{l_{BD}} = \frac{809 \cdot 50 \cdot 10^{-3}}{162 \cdot 10^{-3}} = 249,7 \text{ N}; \quad (202)(203)$$

$$\text{Проверка: } \oplus \sum_{i=1}^n Y_i = 0: F_{t1} - R_{BY} - R_{DY} = 0; \quad 809 - 559,3 - 249,7 = 0; \quad 0 = 0; \quad (204)$$

$$F_{x1} - R_{BX} = 0; \quad R_{BX} = F_{x1} = 678,83 \text{ N}; \quad (205)$$

16.2.1. За вал I : (Разгл. равнина ху): Определяне на вътрешните усилия :

$$\text{а) първи участък } (0 \leq x \leq 50,0\text{mm}): \oplus \sum_{i=1}^n X_i = 0: N_1(x) = 678,83 N; \quad (206)$$

$$\oplus \sum_{i=1}^n Y_i = 0: -R_{BY} + Q_{y1}(x) = 0; Q_{y1}(x) = +R_{BY} = +559,3 N; \quad (207)$$

$$\sum_{i=1}^n M_{Zi} = 0: -M_Z(x) - R_{BY} \cdot x = 0; M_Z(x) = -R_{BY} \cdot x; \quad (208)$$

$$M_Z(0) = 0; M_Z(l_{BC}) = -R_{BY} \cdot l_{BC} = -559,3 \cdot 50,0 \cdot 10^{-3} = -27,97 [N.m]; \quad (209)(210)$$

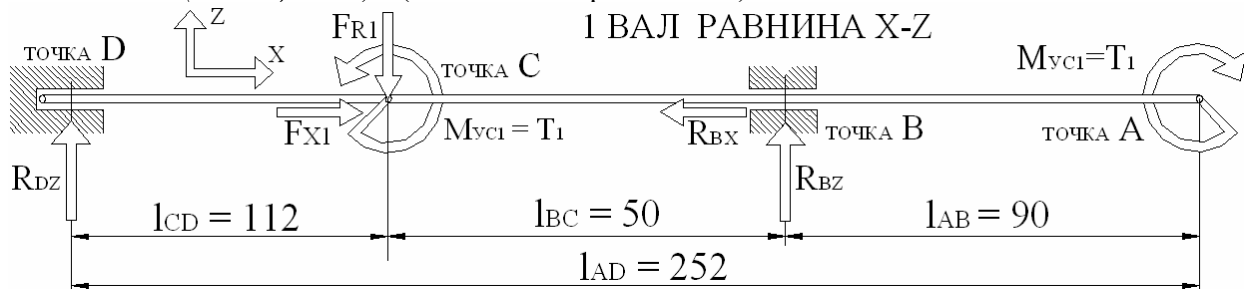
$$\text{б) втори участък } (0 \text{ m} \leq x \leq 0,112 \text{ m}): \oplus \sum_{i=1}^n X_i = 0: N_2(x) = 0 N; \quad (211)$$

$$\oplus \sum_{i=1}^n Y_i = 0: -R_{DY} - Q_{y2}(x) = 0; Q_{y2}(x) = -R_{DY} = -249,7 N; \quad (212)$$

$$\oplus \sum_{i=1}^n M_{zi} = 0: M_Z(x) + R_{DY} \cdot x = 0; M_Z(x) = -R_{DY} \cdot x; \quad (213)(214)$$

$$M_Z(0,0) = 0 N.m; M_Z(0,112) = -249,7 \cdot 0,112 = -27,97 N.m; \quad (215)(216)$$

16.2.2. За вал I (входящия вал) : (Разглеждаме равнина хz) :



$$\oplus \sum_{i=1}^n M_{yDi} = 0: R_{BZ} \cdot l_{BD} - F_{r1} \cdot l_{CD} = 0; R_{BZ} = \frac{F_{r1} \cdot l_{CD}}{l_{BD}} = \frac{384,43 \cdot 112 \cdot 10^{-3}}{162 \cdot 10^{-3}} = 265,78 N; \quad (217)(218)$$

$$\oplus \sum_{i=1}^n M_{yBi} = 0: F_{r1} \cdot l_{BC} - R_{DZ} \cdot l_{BD} = 0; R_{DZ} = \frac{F_{r1} \cdot l_{BC}}{l_{BD}} = \frac{384,43 \cdot 50 \cdot 10^{-3}}{162 \cdot 10^{-3}} = 118,65 N; \quad (219)(220)$$

$$R_D = \sqrt{R_{DY}^2 + R_{DZ}^2} = \sqrt{249,7^2 + 118,65^2} = \sqrt{63827,9125} = 252,64 N; \quad (221)$$

$$R_B = \sqrt{R_{BY}^2 + R_{BZ}^2} = \sqrt{559,3^2 + 265,78^2} = \sqrt{383455,50} = 619,24 N; \quad (222)$$

16.2.3. За вал I (Разглеждаме равнина хz): Определяне на вътрешните усилия :

$$\text{а) първи участък } (0 \leq x \leq 0,050\text{m}): \oplus \sum_{i=1}^n X_i = 0: N_1(x) = 678,83 N; \quad (223)$$

$$\oplus \sum_{i=1}^n Z_i = 0: +R_{BZ} + Q_{z1}(x) = 0; Q_{z1}(x) = -R_{BZ} = -265,78 N; \quad (224)$$

$$\oplus \sum_{i=1}^n M_{yi} = 0: +R_{BZ} \cdot x - M_{y1}(x) = 0; M_{y1}(x) = +R_{BZ} \cdot x; \quad (225)$$

$$M_{y1}(0) = 0; M_{y1}(0,050) = 265,78 \cdot 50,0 \cdot 10^{-3} = 13,29 N.m; \quad (226)(227)$$

$$\text{б) втори участък } (0,0 \text{ m} \leq x \leq 0,112 \text{ m}): \oplus \sum_{i=1}^n X_i = 0: N_2(x) = 678,83 N; \quad (228)$$

$$\oplus \sum_{i=1}^n Z_i = 0: -Q_{z2}(x) + R_{DZ} = 0; Q_{z2}(x) = R_{DZ} = 118,65 N; \quad (229)$$

$$\oplus \sum_{i=1}^n M_{yi} = 0: -R_{DZ} \cdot x + M_{y2}(x) = 0; M_{y2}(x) = +R_{DZ} \cdot x; \quad (230)$$

$$M_{y_2}(0\text{ m}) = 0\text{ N.m}; M_{y_2}(0,112\text{ m}) = 118,65 \cdot 112 \cdot 10^{-3} = 13,29\text{ N.m}; \quad (231)(232)$$

16.3. Определяне на резултантния огъващ момент в опасното сечение(0,050 m) :

$$M_{PE31} = \sqrt{M_{z1}^2 + M_{y1}^2} = \sqrt{27,97^2 + 13,29^2} = \sqrt{958,845} = 30,97\text{ N.m}; \quad (233)$$

16.4. Определяне на еквивалентния огъващ момент:

$$M_{EKB1} = \sqrt{M_{PE31}^2 + M_{X1}^2} = \sqrt{30,97^2 + 16,64^2} = \sqrt{1236,0305} = 35,16\text{ N.m}; \quad (234)$$

16.5. Определяне на диаметъра на вала под зъбно колело z_1 :

От РКУМЕ табл.5.2/стр. 64 (при стъпално изменение на вала със закръгление и за валове с диаметър $> \Phi 30\text{ mm}$) за Ст45 : $[\tau] = 65\text{ MPa}$;

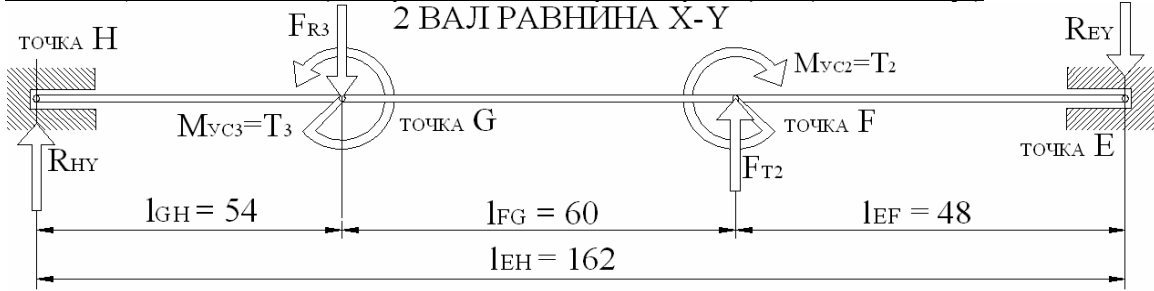
$$d_{1z1} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{EKB1}}{0,1 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{35,16}{0,1 \cdot 65 \cdot 10^6}} = \sqrt[3]{\frac{5,409}{10^6}} = 0,01755\text{ m} \approx 17,55\text{ mm}; \quad (235)$$

Минималният диаметър на вала в лагерната опора (т.В) трябва да е: $M_{EKB1B} = T_1 = 16,64\text{ N.m}$;

$$d_{1B} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{EKB1B}}{0,1 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16,64}{0,1 \cdot 65 \cdot 10^6}} = \sqrt[3]{\frac{2,56}{10^6}} = 0,01368\text{ m} \approx 13,68\text{ mm}; \quad (236)$$

За моят редуктор и двете якостни условия са изпълнени.

16.6. За вал 2 (междинния вал): Определяне на опорните реакции: (Равнина ху):



Опр. на опорните реакции: $\oplus \sum_{i=1}^n M_{Zei} = 0: F_{r3} \cdot (l_{EF} + l_{FG}) - R_{HY} \cdot l_{EH} - F_{t2} \cdot l_{EF} = 0;$ (237)

$$R_{HY} = \frac{F_{r3} \cdot (l_{EF} + l_{FG}) - F_{t2} \cdot l_{EF}}{l_{EH}} = \frac{846,52 \cdot (48 + 60) - 612 \cdot 48}{162 \cdot 10^{-3} \cdot 10^3} = \frac{91424,16 - 29376}{162} = 383,02\text{ N}; \quad (238)$$

$$\oplus \sum_{i=1}^n M_{ZHi} = 0: F_{t2} \cdot (l_{GH} + l_{FG}) - F_{r3} \cdot l_{GH} - R_{EY} \cdot l_{EH} = 0; \quad (239)$$

$$R_{EY} = \frac{F_{t2} \cdot (l_{GH} + l_{FG}) - F_{r3} \cdot l_{GH}}{l_{EH}} = \frac{612 \cdot (54 + 60) - 846,52 \cdot 54}{162 \cdot 10^{-3} \cdot 10^3} = \frac{69768 - 45712,08}{162} = 148,5\text{ N}; \quad (240)$$

$$\sum_{i=1}^n Y_i = 0: F_{t2} - F_{r3} + R_{HY} - R_{EY} = 0; 612 - 846,52 + 383,02 - 148,5 = 0\text{ N}; \quad (241)$$

$$R_{EX} = F_{X2} = F_{t2} \cdot \text{tg} \beta = 612 \cdot \text{tg} 40^\circ = 513,53\text{ N} \quad (242)$$

16.6.1. За вал 2 (междинния вал) : (Разглеждаме равнина ху):

Определяне на вътрешните усилия: а) първи участък ($0 \leq x \leq 0,048\text{ m}$) :

$$\sum_{i=1}^n M_{zi} = 0: -M_{z1}(x) - R_{EY} \cdot x = 0; M_{z1}(x) = -R_{EY} \cdot x; \quad (243)$$

$$M_{z1}(0) = 0; M_{z1}(l_{EF}) = -R_{EY} \cdot l_{EF} = -148,5 \cdot 48 \cdot 10^{-3} = -7,13[\text{N.m}]; \quad (244)$$

б) втори участък: ($0,048\text{ m} \leq x \leq 0,108\text{ m}$) :

$$\sum_{i=1}^n M_{zi} = 0: F_{t2} \cdot (x - l_{EF}) - M_{z2}(x) - R_{EY} \cdot x = 0; M_{z2}(x) = F_{t2} \cdot (x - l_{EF}) - R_{EY} \cdot x; \quad (245)$$

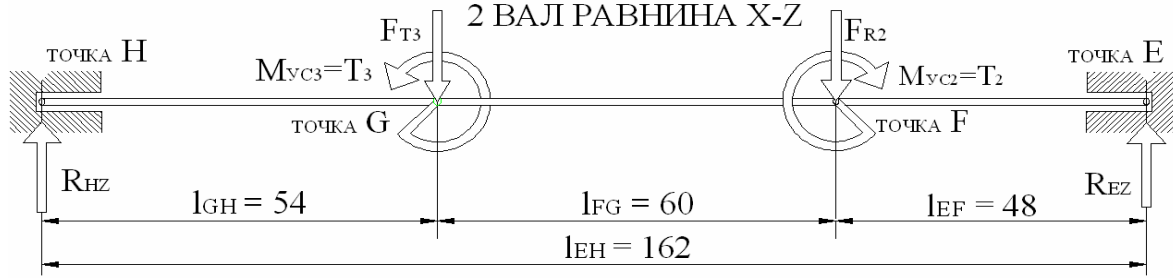
$$M_{z2}(l_{EF} = 0,048) = 0 - R_{EY} \cdot l_{EF} = -148,5 \cdot 48 \cdot 10^{-3} = -7,13[\text{N.m}]; \quad (246)$$

$$M_{z2}(0,108) = (612 \cdot (108 - 48) - 148,5 \cdot 108) \cdot 10^{-3} = 36,72 - 16,04 = 20,68[\text{N.m}]; \quad (247)$$

в) трети участък ($0 \leq x \leq l_{GH}$): $\sum_{i=1}^n M_{zi} = 0; M_{z3} - R_{HY} \cdot x = 0; M_{z3}(x) = R_{HY} \cdot x;$ (248)

$M_{z3}(0) = 0; M_{z3}(l_{GH}) = R_{HY} \cdot l_{GH} = 383,02 \cdot 54 \cdot 10^{-3} = 20,68 [N.m];$ (249)

16.6.2. За вал 2 (междинния вал): (Разглеждаме равнина xz):



$\oplus \sum_{i=1}^n M_{y_{Ei}} = 0; F_{t3} \cdot (l_{EF} + l_{FG}) + F_{r2} \cdot l_{EF} - R_{HZ} \cdot l_{EH} = 0;$ (250)

$R_{HZ} = \frac{F_{t3} \cdot (l_{EF} + l_{FG}) + F_{r2} \cdot l_{EF}}{l_{EH}} = \frac{1781,41 \cdot 108 + 290,82 \cdot 48}{162 \cdot 10^{-3} \cdot 10^3} = \frac{192392,28 + 13959,36}{162 \cdot 10^{-3} \cdot 10^3} = 1273,78 N;$ (251)

$\oplus \sum_{i=1}^n M_{y_{Hi}} = 0; F_{r2} \cdot (l_{FG} + l_{GH}) + F_{t3} \cdot l_{GH} - R_{EZ} \cdot l_{EH} = 0;$ (252)

$R_{EZ} - F_{t3} - F_{r2} + R_{HZ} = 0; R_{EZ} = 1781,41 + 290,82 - 1273,78 = 798,45 N;$ (253)

$R_E = \sqrt{R_{EY}^2 + R_{EZ}^2} = \sqrt{148,5^2 + 798,45^2} = \sqrt{659574,6525} = 812,14 N;$ (254)

$R_H = \sqrt{R_{HY}^2 + R_{HZ}^2} = \sqrt{383,02^2 + 1273,78^2} = \sqrt{1769208,49} = 1330,12 N;$ (255)

16.6.3. За вал 2 (Разглеждаме равнина xz): Определяне на вътрешните усилия:

а) първи участък ($0 \leq x \leq 48,0 \text{ mm}$): $\sum_{i=1}^n M_{yi} = 0; R_{EZ} \cdot x - M_{y1} = 0; M_{y1}(x) = R_{EZ} \cdot x;$ (256)

$M_{y1}(0) = 0; M_{y1}(l_{EF}) = M_{y1}(0,048) = 798,45 \cdot 48 \cdot 10^{-3} = 38,33 N.m;$ (257)

б) втори участък ($l_{EF} \leq x \leq l_{FG}$): ($0,048 \text{ m} \leq x \leq 0,108 \text{ m}$):

$\oplus \sum_{i=1}^n M_{yi} = 0; R_{EZ} \cdot x - F_{r2} \cdot (x - l_{EF}) - M_{y2} = 0; M_{y2}(x) = R_{EZ} \cdot x - F_{r2} \cdot (x - l_{EF});$ (258)

$M_{y2}(l_{EF}) = M_{y2}(0,048) = 798,45 \cdot 48 \cdot 10^{-3} = 38,33 N.m;$ (259)

$M_{y2}(l_{FG}) = M_{y2}(0,108) = (798,45 \cdot 108 - 290,82 \cdot 60) \cdot 10^{-3} = 68,78 N.m;$ (260)

в) трети участък ($0 \leq x \leq l_{GH}$): ($0 \leq x \leq 0,054 \text{ m}$):

$\sum_{i=1}^n M_{yi} = 0; M_{y3} - R_{HZ} \cdot x = 0; M_{y3}(x) = +R_{HZ} \cdot x; M_{y3}(0) = 0;$ (261)

$M_{y3}(l_{GH}) = +R_{HZ} \cdot l_{GH} = 1273,78 \cdot 54 \cdot 10^{-3} = 68,78 [N.m];$ (262)

16.6.4. Определяне на резултантния огъващ момент в опасните сечения 2 и 3:

$M_{PE32} = \sqrt{M_{z2}^2 + M_{y2}^2} = \sqrt{(-7,13)^2 + 38,33^2} = \sqrt{1520,03} = 39,00 N.m;$ (263)

$M_{PE33} = \sqrt{M_{z3}^2 + M_{y3}^2} = \sqrt{20,68^2 + 68,78^2} = \sqrt{5158,351} = 71,82 N.m;$ (264)

16.6.5. Определяне на еквивалентния огъващ момент:

$M_{EKВ2} = \sqrt{M_{PE32}^2 + M_{x2}^2} = \sqrt{39,00^2 + 60,47^2} = \sqrt{5177,621} = 71,96 N.m;$ (265)

$M_{EKВ3} = \sqrt{M_{PE33}^2 + M_{x2}^2} = \sqrt{71,82^2 + 60,47^2} = \sqrt{8814,733} = 93,89 N.m;$ (266)

16.6.6. Определяне на диаметъра на вала под зъбните колела z_2 и z_3 :

$$d_{2Z2} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{EKB2}}{0,1 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{71,96}{0,1 \cdot 65 \cdot 10^6}} = \sqrt[3]{\frac{11,071}{10^6}} \approx 22,29 \text{ mm} ; - \text{ в застрашено сечение 2}; \quad (267)$$

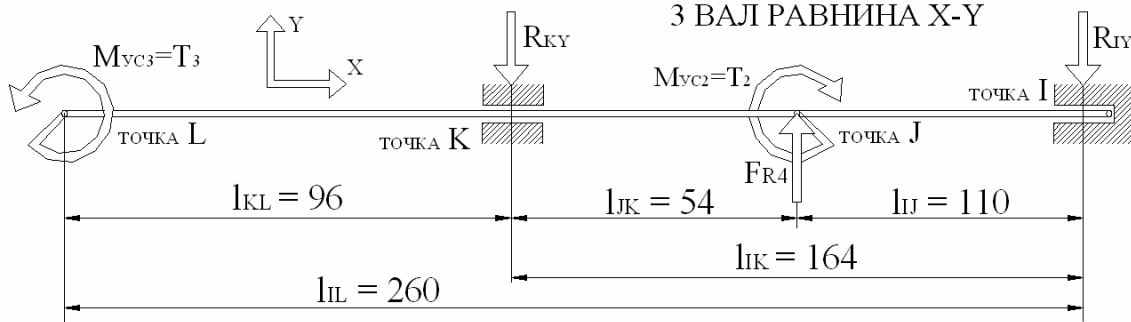
$$d_{2Z3} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{EKB3}}{0,1 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{93,89}{0,1 \cdot 65 \cdot 10^6}} = \sqrt[3]{\frac{14,444}{10^6}} \approx 24,35 \text{ mm} ; - \text{ в застрашено сечение 3}; \quad (268)$$

За моят редуктор и двете якостни условия са изпълнени.

16.7. Пресмятане на силите при зацепване на зъбните кола за изходящия вал.

Определяне на опорните реакции, огъващите и усукващите моменти.

16.7.1. За вал 3 (изходящия вал) : (Разглеждаме равнина ху):



Определяне на опорните реакции : $\oplus \sum_{i=1}^n M_{Zi} = 0 : R_{KY} \cdot l_{IK} - F_{r4} \cdot l_{IJ} = 0 ;$

$$R_{KY} = \frac{F_{r4} \cdot l_{IJ}}{l_{IK}} = \frac{801,18 \cdot 110 \cdot 10^{-3}}{164 \cdot 10^{-3}} = 537,38 \text{ N}; \quad \sum_{i=1}^n M_{Zki} = 0 : F_{r4} \cdot l_{JK} - R_{IY} \cdot l_{IK} = 0; \quad (269)$$

$$R_{IY} = \frac{F_{r4} \cdot l_{JK}}{l_{IK}} = \frac{801,18 \cdot 54 \cdot 10^{-3}}{164 \cdot 10^{-3}} = 263,80 \text{ N}; \quad (270)$$

Проверка : $\oplus \sum_{i=1}^n Y_i = 0 : +F_{r4} - R_{IY} - R_{KY} = 0; \quad 801,18 - 263,80 - 537,38 = 0; \quad 0 = 0;$

16.7.2. За вал 3 (изходящия вал) : (Разглеждаме равнина ху): Определяне на вътрешните усилия:

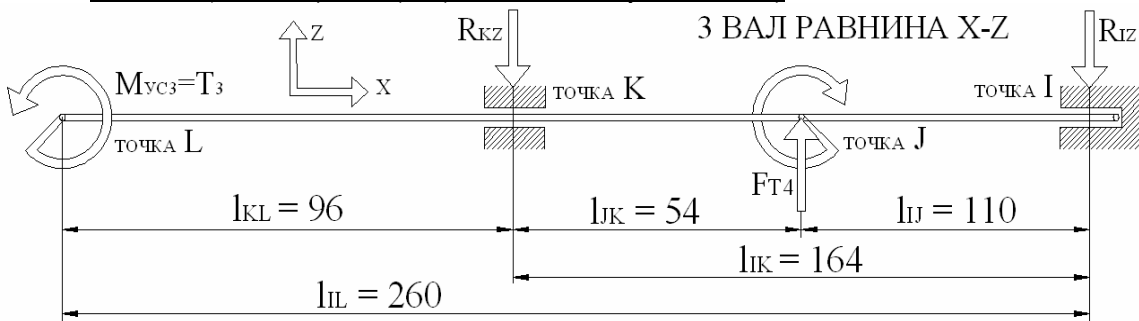
а) първи участък ($0 \leq x \leq 0,110 \text{ m}$): $\sum_{i=1}^n M_{Zi} = 0 : M_{Z4}(x) + R_{IY} \cdot x = 0; \quad M_{Z4}(x) = -R_{IY} \cdot x;$

$$M_{Z4}(0) = 0; \quad M_{Z4}(0,110) = -R_{IY} \cdot (l_{IJ}) = -263,80 \cdot 110 \cdot 10^{-3} = -29,02 \text{ [N.m]}; \quad (271)$$

б) втори участък ($0 \leq x \leq 0,054 \text{ m}$): $\oplus \sum_{i=1}^n M_{Zi} = 0 : M_{Z4}(x) + R_{KY} \cdot x = 0; \quad M_{Z4}(x) = -R_{KY} \cdot x;$

$$M_{Z4}(0) = 0 \text{ N.m}; \quad M_{Z4}(l_{JK}) = M_{Z4}(0,054) = -537,38 \cdot 54 \cdot 10^{-3} = -29,02 \text{ N.m}; \quad (272)$$

16.7.3. За вал 3 (изходящия вал) : (Разглеждаме равнина хz):



$$\oplus \sum_{i=1}^n M_{Yi} = 0 : R_{KZ} \cdot l_{IK} - F_{t4} \cdot l_{IJ} = 0; \quad R_{KZ} = \frac{F_{t4} \cdot l_{IJ}}{l_{IK}} = \frac{1686 \cdot 110 \cdot 10^{-3}}{164 \cdot 10^{-3}} = 1130,85 \text{ N}; \quad (273)$$

$$\oplus \sum_{i=1}^n M_{Yki} = 0 : F_{t4} \cdot l_{JK} - R_{Iz} \cdot l_{IK} = 0; \quad R_{Iz} = \frac{F_{t4} \cdot l_{JK}}{l_{IK}} = \frac{1686 \cdot 54 \cdot 10^{-3}}{164 \cdot 10^{-3}} = 555,15 \text{ N}; \quad (274)$$

Проверка : $\oplus \sum_{i=1}^n Z_i = 0 : F_{i4} - R_{IZ} - R_{KZ} = 0 ; 1686 - 555,15 - 1130,85 = 0 ; 0 = 0 ;$

$$R_I = \sqrt{R_{IY}^2 + R_{IZ}^2} = \sqrt{263,80^2 + 555,15^2} = \sqrt{377781,9625} = 614,64 N ; \quad (275)$$

$$R_K = \sqrt{R_{KY}^2 + R_{KZ}^2} = \sqrt{537,38^2 + 1130,85^2} = \sqrt{1567598,9869} = 1252,04 N ; \quad (276)$$

16.7.4. За вал 3 (Разглеждаме равнина xz): Определяне на вътрешните усилия:

а) първи участък ($0 \leq x \leq 0,110m$) : $\oplus \sum_{i=1}^n M_{yi} = 0 : -M_{y4}(x) - R_{IZ} \cdot x = 0 ; M_{y4}(x) = -R_{IZ} \cdot x ;$

$$M_{y4}(0) = 0 ; M_{y4}(l_{IJ}) = M_{y4}(0,110) = -555,15 \cdot 110 \cdot 10^{-3} = -61,07 N \cdot m ; \quad (277)$$

б) втори участък ($0 \leq x \leq 0,054m$) : $\oplus \sum_{i=1}^n M_{yi} = 0 : R_{KZ} \cdot x + M_{y4}(x) = 0 ; M_{y4}(x) = -R_{KZ} \cdot x ;$

$$M_{y4}(l_{JK}) = M_{y4}(0,054m) = -1130,85 \cdot 0,054 = -61,07 N \cdot m ; \quad (278)$$

16.7.5. Определяне на резултантния огъващ момент в опасното сечение :

$$M_{PE34} = \sqrt{M_{Z4}^2 + M_{Y4}^2} = \sqrt{(-29,02)^2 + (-61,07)^2} = \sqrt{4571,7053} = 67,61 N \cdot m ; \quad (279)$$

16.7.6. Определяне на еквивалентния огъващ момент:

$$M_{EKBA} = \sqrt{M_{PE34}^2 + M_{X4}^2} = \sqrt{67,61^2 + 191,54^2} = \sqrt{41259,2769} = 203,12 N \cdot m ; \quad (280)$$

16.7.7. Определяне на диаметъра на вала под зъбно колело z_4 :

$$d_{3Z4} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{EKBA}}{0,1 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{203,12}{0,1 \cdot 65 \cdot 10^6}} = \sqrt[3]{\frac{31,25}{10^6}} = 0,03150 m \approx 31,50 mm ; \quad (281)$$

За моят редуктор това якостно условие е изпълнено.

17. Якостно изчисляване на шпонките на смачкване и срязване .

Якостните изчисления на призматичните ниски и високи шпонки, на направляващите и сегментните шпонки се извършват по един и същи начин при приемането на следните предварителни предпоставки : А) на якостно изчисление подлежи излизащата над вала част на височината на шпонката, т.е. частта, която контактува с главината ;

Б) силата на натоварване на главината върху шпонката е равномерно разпределена по височината й шпонковите съединения се изчисляват на смачкване и на срязване по формулите :

$$\sigma_{CMi} = 2 \cdot T_i / d \cdot l_p \cdot K \leq [\sigma_{CM}] ; \quad (282)$$

където l_p е работната дължина на шпонката, т. е. дължината на контактната площ между шпонката и главината, измерена по дължината на главината ; $K = 0,4 \cdot h$ - височината на шпонката, която контактува с главината . Проверката на срязване се извършва по формулата :

$$\tau_{CPi} = 2 \cdot T_i / d \cdot b \cdot l_p \leq [\tau_{CP}] ; \quad (283)$$

където l е пълната дължина на шпонката. Допустимите напрежения $[\sigma_{CM}]$ и $[\tau_{CP}]$ се избират съответно от табл. 11.20а и 11.20б .

17.1. За вал 1 : $d_1 = 30 mm ; b = 8 mm ; h = 8 mm ; l_p = 32 mm ; k = 0,6 \cdot h = 4,8 mm ;$

$$[\sigma_{CM}] = 150 MPa - \text{от табл. 11.20а} ; [\tau_{CP}] = 120 MPa - \text{от табл. 11.20б} ; \quad (284)(285)$$

$$\sigma_{CM} = \frac{2 \cdot T_1}{d \cdot l_p \cdot K} = \frac{2 \cdot 16,64}{30 \cdot 10^{-3} \cdot 32 \cdot 10^{-3} \cdot 4,8 \cdot 10^{-3}} = 20,92 MPa < [\sigma_{CM}] ; \quad (286)$$

$$\tau_{CP} = \frac{2 \cdot T_1}{d \cdot b \cdot l_p} = \frac{2 \cdot 16,64}{30 \cdot 10^{-3} \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 32 \cdot 10^{-3}} = 30,77 MPa < [\tau_{CP}] ; \quad (287)$$

☛ За първи вал от таблица 11.16/стр.246 избирам шпонка : СТ45;

$$b = 8 mm ; h = 8 mm ; l = 40 mm ; l_p = l - 2 \cdot R = l - b = 32 mm ;$$

17.2. За вал 2 : $d_2 = 40 mm ; b = 10 mm ; h = 8 mm ; l = 40 mm ; l_p = 30 mm ; k = 0,6 \cdot h = 0,6 \cdot 8 = 4,8 mm ;$

$$T_2^1 = T_2 \cdot \frac{75}{100} = 60,47 \cdot \frac{75}{100} = 45,35 Nm; \quad (288)$$

$$\sigma_{CM2} = \frac{2 \cdot T_2^1}{d \cdot l_p \cdot K} = \frac{2 \cdot 45,35}{40 \cdot 10^{-3} \cdot 30,4 \cdot 8 \cdot 10^{-6}} = 33,43 MPa < [\sigma_{CM}]; \quad (289)$$

$$\tau_{CP2} = \frac{2 \cdot T_2^1}{d \cdot b \cdot l_p} = \frac{2 \cdot 45,35}{40 \cdot 10^{-3} \cdot 10 \cdot 28 \cdot 10^{-6}} = 28,03 MPa < [\tau_{CP}]; \quad (290)$$

☛ За втори вал избирам шпонка : СТ45;

$$b = 10 mm; h = 8 mm; l = 40 mm; l_p = l - 2 \cdot R = l - b = 28 mm; K = 0,6 \cdot h = 4,8 mm;$$

17.3. За вал 3 : 17.3.1. Вал изходен - зъбно колело z_4 :

$$d_3 = 50 mm; b = 10 mm; h = 8 mm; l = 50 mm; l_p = 30 mm; k = 0,6 \cdot h = 0,6 \cdot 8 = 4,8 mm;$$

$$T_3^1 = T_3 \cdot \frac{75}{100} = 191,54 \cdot \frac{75}{100} = 143,66 Nm; \quad (291)$$

$$\sigma_{CM3} = \frac{2 \cdot T_3^1}{d_3 \cdot l_p \cdot K} = \frac{2 \cdot 143,66}{50 \cdot 10^{-3} \cdot 30,4 \cdot 8 \cdot 10^{-6}} = 39,91 MPa < [\sigma_{CM}]; \quad (292)$$

$$\tau_{CP3} = \frac{2 \cdot T_3^1}{d_3 \cdot b \cdot l_p} = \frac{2 \cdot 143,66}{50 \cdot 10^{-3} \cdot 10 \cdot 30 \cdot 10^{-6}} = 19,155 MPa < [\tau_{CP}]; \quad (293)$$

☛ За трети вал избирам шпонка : СТ45;

$$b = 10 mm; h = 8 mm; l = 40 mm; l_p = l - 2 \cdot R = l - b = 30 mm; K = 0,6 \cdot h = 4,2 mm;$$

17.3.2. Вал-съединител :

$$d_{3CLUCH} = 36 mm; b = 10 mm; h = 8 mm; l = 40 mm; l_p = 30 mm; K = 0,6 \cdot h = 0,6 \cdot 8 = 4,8 mm;$$

$$\sigma_{CM32} = \frac{2 \cdot T_3^1}{d_{3CLUCH} \cdot l_p \cdot K} = \frac{2 \cdot 143,66}{36 \cdot 10^{-3} \cdot 30,4 \cdot 8 \cdot 10^{-6}} = 55,42 MPa < [\sigma_{CM}]; \quad (294)$$

$$\tau_{CP32} = \frac{2 \cdot T_3^1}{d_{3CLUCH} \cdot b \cdot l_p} = \frac{2 \cdot 143,66}{36 \cdot 10^{-3} \cdot 10 \cdot 30 \cdot 10^{-6}} = 26,60 MPa < [\tau_{CP}]; \quad (295)$$

☛ За участъка вал-съединител избирам шпонка : СТ45;

$$b = 10 mm; h = 8 mm; l = 40 mm; l_p = l - 2 \cdot R = l - b = 30 mm; K = 0,6 \cdot h = 4,8 mm;$$

18. Определяне на дълготрайността на лагерите по динамична товароносимост и избор на радиални едноредни сачмени лагери.

18.1. За вал 1 : Динамична товароносимост: $K_T = 1; K_S = 1; F_{X1} = F_{r1} \cdot \operatorname{tg} \beta = 678,83 N;$

$$\left(\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e \text{ или } \frac{F_a}{V \cdot F_r} > e = 0,32 \right); X = 0,40; Y = 0,4 \cdot \operatorname{cotg} \alpha = 1,88; - (\text{табл.6.14 / стр. 93}); \quad (296)$$

$$V = 1,2 - \text{при въртяща се външна гривна}; F_{r1} = R_b = 619,24 N; F_{a1} = F_{X1} = 678,83 N; \quad (297)(298)$$

$$e = 1,5 \cdot \operatorname{tg} \alpha = 1,5 \cdot \operatorname{tg} 12^\circ = 0,32; F_{a1} / V \cdot F_{r1} = 678,83 / 1,2 \cdot 619,24 = 0,914 > e; \quad (299)$$

$\alpha = 12^\circ$ - ъгъл на контакта ;

$C_0 [N]$ - статична товароносимост на лагера ; $V = 1,2$ - при въртяща се външна гривна ;

$$P = (X \cdot V \cdot F_{r1} + Y \cdot F_{a1}) \cdot K_T \cdot K_S = 0,40 \cdot 1,2 \cdot 619,24 + 1,88 \cdot 678,83 = 272,47 + 678,83 = 951,30 N; \quad (300)$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^3; C = \sqrt[3]{P^3 \cdot L_{10}} = P \cdot \sqrt[3]{L_{10}}; L_{10h} = \frac{10^6 \cdot L_{10}}{60 \cdot n} = 10000; - \text{по задание}; \quad (301)$$

$$L_{10} = \frac{60 \cdot 10^4 \cdot n_1}{10^6} = \frac{60 \cdot 950}{100} = 1722; C_1 = 951,30 \cdot \sqrt[3]{1722} = 11402,37 N; \quad (302)(303)$$

Статична товароносимост :

$$P_O = X_0 \cdot F_{rl} + Y_0 \cdot F_{al} = 0,5 \cdot 619,24 + 0,6 \cdot 678,83 = 309,62 + 407,30 = 716,92 N; \quad (304)$$

$$X_0 = 0,5; \text{ - (табл.6.11 / стр. 90) }; Y_0 = 0,22 \cdot \cotg \alpha = 0,60; \text{ - (табл.6.11 / стр. 90) }; \quad (305)$$

$$f_s = (1,0 - 1,5) \Rightarrow f_s = 1,2; \text{ - (стр. 90) }; f_t = 1,0; \text{ - (табл.6.12/ стр.90) }; \quad (306)$$

$$f_0 = f_s \cdot f_t = 1,2 \cdot 1,0 = 1,2; \quad f_0 \cdot P_0 \leq C_0; \quad f_0 \cdot P_0 = 1,2 \cdot 716,92 = 860,30 N; \quad (307)$$

За вал 1 избирам лагери (два броя) 30206 (табл. 6.31/ стр.109) с размери:

$$d = 30 mm; D = 62 mm; B = 16 mm; T = 17,25 mm; C = 36000 [N]; C_0 = 27000 [N];$$

18.2. За вал 2 : Динамична товароносимост : $F_{X2} = F_{t2} \cdot \text{tg} \beta = 612 \cdot \text{tg} 40^\circ = 513,53 N;$

$$\left(\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e \text{ или } \frac{F_a}{V \cdot F_r} > e = 0,32 \right); \quad F_{all} / V \cdot F_{rII} = 513,53 / 1,2 \cdot 1330,12 = 0,32 < e;$$

$$X = 1,0; Y = 0; \text{ - (табл.6.14 / стр. 93) }; V = 1,2 \text{ - при въртяща се външна гривна};$$

$$F_{rII} = R_H = 1330,12 N; F_{all} = F_{X2} = 513,53 N;$$

$$P = (X \cdot V \cdot F_{rII} + Y \cdot F_{all}) \cdot K_T \cdot K_\delta = 1,0 \cdot 1330,12 + 0 \cdot 513,53 = 1330,12 + 0 = 1330,12 [N]; \quad (308)$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^3; \quad C = \sqrt[3]{P^3 \cdot L_{10}} = P \cdot \sqrt[3]{L_{10}}; \quad L_{10h} = \frac{10^6 \cdot L_{10}}{60 \cdot n} = 10000; \text{ - по задание};$$

$$L_{10} = \frac{60 \cdot 10^4 \cdot n_2}{10^6} = \frac{6 \cdot 238}{10} = 358,8; \quad C_2 = 1330,12 \cdot \sqrt[3]{358,8} = 25195,16 N; \quad (309)(310)$$

Статична товароносимост :

$$P_O = X_0 \cdot F_{rII} + Y_0 \cdot F_{all} = 0,5 \cdot 1330,12 + 0,6 \cdot 513,53 = 665,06 + 308,12 = 973,18 N; \quad (311)$$

$$X_0 = 0,5; Y_0 = 0,22 \cdot \cotg \alpha = 0,60; \text{ - (табл.6.11 / стр. 90) } \quad (312)$$

$$f_0 = f_s \cdot f_t = 1,2 \cdot 1,2 = 1,44; \quad f_s = (1,0 - 1,5) \Rightarrow f_s = 1,2; \text{ - (стр. 90) }; \quad (313)$$

$$f_t = 1,2; \text{ - (табл.6.12/ стр.90) }; \quad f_0 \cdot P_0 \leq C_0; \quad f_0 \cdot P_0 = 1,44 \cdot 973,18 = 1401,38 N; \quad (314)$$

За вал 2 избирам лагери (два броя) 30207 (табл. 6.31/ стр.109) с размери:

$$d = 35 mm; D = 72 mm; B = 17 mm; T = 18,25 mm; C = 41500 [N]; C_0 = 31000 [N];$$

18.3. За вал 3 : Динамична товароносимост : $F_{X3} = F_{t3} \cdot \text{tg} \beta = 1781,41 \cdot \text{tg} 40^\circ = 1494,78 N;$

$$\left(\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e \text{ или } \frac{F_a}{V \cdot F_r} > e = 0,32 \right); \quad F_{all} / V \cdot F_{rIII} = 1494,78 / 1,2 \cdot 1252,04 = 0,995 > e;$$

$$Y = 0,4 \cdot \cotg \alpha = 1,88; \quad X = 0,4; \text{ - (табл.6.14 / стр. 93) }; \quad V = 1,2 \text{ - при въртяща се външна гривна};$$

$$F_{rIII} = R_K = 1252,04 N; F_{all} = F_{X3} = 1494,78 N;$$

$$P = (X \cdot V \cdot F_{rIII} + Y \cdot F_{all}) \cdot K_T \cdot K_\delta = 0,4 \cdot 1,2 \cdot 1252,04 + 1,88 \cdot 1494,78 = 657,7 + 1494,78 = 1909,74 N \quad (315)$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^3; \quad C = \sqrt[3]{P^3 \cdot L_{10}} = P \cdot \sqrt[3]{L_{10}}; \quad L_{10h} = \frac{10^6 \cdot L_{10}}{60 \cdot n} = 10000; \text{ - по задание};$$

$$L_{10(3)} = \frac{60 \cdot 10^4 \cdot n_3}{10^6} = \frac{6 \cdot 89}{10} = 53,40; \quad C_3 = 1909,74 \cdot \sqrt[3]{53,40} = 9084,45 N; \quad (316)$$

Статична товароносимост :

$$P_O = X_0 \cdot F_{rIII} + Y_0 \cdot F_{all} = 0,5 \cdot 1252,04 + 0,6 \cdot 1494,78 = 626,02 + 896,87 = 1522,89 N; \quad (317)$$

$$X_0 = 0,5; Y_0 = 0,22 \cdot \cotg \alpha = 0,60; \text{ - (табл.6.11 / стр. 90) } \quad (318)$$

$$f_0 = f_s \cdot f_t = 1,2 \cdot 1,2 = 1,44; \quad f_s = (1,0 - 1,5) \Rightarrow f_s = 1,2; \text{ - (стр. 90) }; \quad (319)$$

$$f_t = 1,2; \text{ - (табл.6.12) } \quad f_0 \cdot P_0 \leq C_0; \quad f_0 \cdot P_0 = 1,44 \cdot 1522,89 = 2192,96 N; \quad (320)$$

За вал 3 избирам лагери (два броя) 30208 (табл. 6.31/ стр.109) с размери:

$$d = 40 mm; D = 80 mm; B = 18 mm; T = 19,75 mm; C = 50000 [N]; C_0 = 36500 [N];$$

19. Проверка на валове на умора : 19.1. Проверка на шпонков канал :

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S] = 2; [S] = 1,5 \dots 2,1; \sigma_{-1} = 270 \cdot 10^6 \text{ Pa}; \tau_{-1} = 150 \cdot 10^6 \text{ Pa};$$

- (за стомана 45 от табл.5.1/ стр.64); $M = M_{OG} = M_{EKB2} = 71,96 \text{ N.m}$;

$$\sigma_a = \frac{M}{W_{OG.HETO}} = \frac{71,96}{4,238 \cdot 10^{-6}} = 16,98 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 16,98 \text{ MPa}; \quad (321)(322)$$

От таблица по Съпромат намираме :

$$W_{OG.HETO} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot t \cdot (d_2 - t)^3}{2} = \frac{3,14 \cdot (40 \cdot 10^{-3})^3}{32} - \frac{12 \cdot 10^{-3} \cdot 3,5 \cdot 10^{-3} \cdot (40 - 3,5)^3 \cdot 10^{-6}}{2} =$$

$$= 6,28 \cdot 10^{-6} - 2,042 \cdot 10^{-6} \approx 4,238 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3; \quad (323)$$

$$W_{VC.HETO} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t \cdot (d - t)^2}{2} = \frac{3,14 \cdot (40 \cdot 10^{-3})^3}{16} - \frac{12 \cdot 10^{-3} \cdot 3,5 \cdot 10^{-3} \cdot (40 - 3,5)^2 \cdot 10^{-6}}{2} =$$

$$= 12,56 \cdot 10^{-6} - 0,028 \cdot 10^{-6} = 12,532 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3; \quad (324)$$

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} - 2 \cdot d \cdot t = \frac{3,14 \cdot (40 \cdot 10^{-3})^2}{4} - 2 \cdot 14 \cdot 10^{-3} \cdot 3,5 \cdot 10^{-3} =$$

$$= 2374,625 \cdot 10^{-6} - 98 \cdot 10^{-6} = 2276,25 \cdot 10^{-6} = 2,276 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2; \Rightarrow \quad (325)$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T_2}{2 \cdot W_{VC.HETO}} = \frac{251,13}{2 \cdot 12,532 \cdot 10^{-6}} = 4,95 \cdot 10^6 \text{ Pa}; \sigma_m = \frac{N}{A} = 0 \text{ Pa}; \quad (326)(327)$$

$\psi_\sigma = 0,1; \psi_\tau = 0,05$; - (табл.5.1/стр.64); $N = F_{x2} = 0 \text{ N}$;

$k_\sigma = 1,9; k_\tau = 1,7; \varepsilon_\sigma = 0,8; \varepsilon_\tau = 0,7$; - (табл.5.6/стр.67); $\beta = 2,4$; - (табл.5.7/стр.68);

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a \cdot k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \cdot \beta} + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{270 \cdot 10^6}{\frac{16,98 \cdot 10^6 \cdot 1,9}{0,8 \cdot 2,4} + 0,1 \cdot 0} = \frac{270 \cdot 10^6}{293,31 \cdot 10^5 + 0} = 9,2; \quad (328)$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a \cdot k_\tau}{\varepsilon_\tau \cdot \beta} + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{150 \cdot 10^6}{\frac{4,95 \cdot 10^6 \cdot 1,7}{0,7 \cdot 2,4} + 0,05 \cdot 4,95 \cdot 10^6} = \frac{150 \cdot 10^6}{5,01 \cdot 10^6 + 0,25 \cdot 10^6} = 28,52; \quad (329)$$

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{9,2 \cdot 28,52}{\sqrt{9,2^2 + 28,52^2}} = \frac{262,384}{\sqrt{84,64 + 813,39}} = 8,76 > 2; \quad (330)$$

Якостта на вала срещу умора е осигурена.

19.2. Проверка за вал с преход между стъпалата : $\sigma_B = 610 \cdot 10^6 \text{ Pa}$;

$$M_{X2} = M_2 = T_2 = 60,47 [N.m]; \sigma_a = \frac{M_2}{W_{OG.HETO}} = \frac{60,47}{4,238 \cdot 10^{-6}} = 14,27 \cdot 10^6 \text{ Pa}; \quad (331)$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T_2}{2 \cdot W_{VC.HETO}} = \frac{251,13}{2 \cdot 12,532 \cdot 10^{-6}} = 7,12 \cdot 10^6 \text{ Pa}; \quad (332)$$

$$W_{OG.HETO} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{3,14 \cdot (40 \cdot 10^{-3})^3}{32} = 9,188 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3; \quad (333)$$

$$W_{VC.HETO} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{3,14 \cdot (40 \cdot 10^{-3})^3}{16} = 15,375 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3; \quad (334)$$

$\psi_\sigma = 0,1; \psi_\tau = 0,05$; - (табл.5.1/стр.64); $N = F_{X2} = F_{t2} \cdot \text{tg} \beta = 513,53 \text{ N}$; (335)

$k_\sigma = 2,1; k_\tau = 1,7; \varepsilon_\sigma = 0,8; \varepsilon_\tau = 0,7$; - (табл.5.6/стр.67); (336)

$$\beta = 1,6; - (табл.5.7/стр.68); \frac{h}{r} = \frac{3,5}{1} = 3,5; \frac{r}{d} = \frac{1}{47} = 0,0213; \quad (337)$$

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot (40 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 1734,065 \cdot 10^{-6}, m^2; \sigma_m = \frac{N}{A} = 0 Pa; \quad (338)(339)$$

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a \cdot k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \cdot \beta} + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{270 \cdot 10^6}{\frac{14,27 \cdot 10^6 \cdot 2,1}{0,8 \cdot 1,6} + 0,1 \cdot 0} = \frac{270 \cdot 10^6}{96,633 \cdot 10^5 + 0} = 27,87; \quad (340)$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a \cdot k_\tau}{\varepsilon_\tau \cdot \beta} + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{150 \cdot 10^6}{\frac{7,12 \cdot 10^6 \cdot 1,7}{0,7 \cdot 1,6} + 0,05 \cdot 7,12 \cdot 10^6} = \frac{150 \cdot 10^6}{10,81 \cdot 10^6 + 1,78 \cdot 10^6} = 11,91; \quad (341)$$

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{27,87 \cdot 11,91}{\sqrt{27,87^2 + 11,91^2}} = \frac{331,9317}{\sqrt{776,74 + 141,8481}} = 10,95 > 2; \quad (342)$$

20. Мазане на елементите на редуктора :

20.1. Обем на маслото в картера, в зависимост от предаваната мощност :

$$V \approx 0,35 \cdot P_{НОМ} \cdot 10^{-3} = 0,35 \cdot 7,0 \cdot 10^{-3} = 2,45 \cdot 10^{-3}, m^3 = 2,45 l; \sigma_H = 0,577 MPa; \quad (343)$$

20.2. Необходим кинематичен вискозитет на маслото :

$$\chi_{зп} = \frac{HV \cdot \sigma_H^2 \cdot 10^{-5}}{v}; \quad (344)$$

Твърдост по Викерс - $HV = ?$; $HRC_1 = 54$ - за първа предавка и $HRC_2 = 30$ - за втора предавка ;

$$HRC_{СРЕДНО} = \frac{54 + 30}{2} = 42; \text{От фиг.8.79в при } HRC = 42 \text{ отчитаме } HV = 400; \quad (345)$$

$$\sigma_H = \frac{\sigma_{H1} + \sigma_{H2}}{2} = \frac{887,344 + 449,823}{2} = 668,584 MPa; \quad (346)$$

$$\sigma_{H1} = 887,344 MPa; \quad \sigma_{H2} = 449,823 MPa; \quad (347)$$

$$v = \omega \cdot r_2 = \frac{n_2 \cdot r_2 \cdot 10^3}{9550} = \frac{238 \cdot 10^3 \cdot 98,89 \cdot 10^{-3}}{9550} = 6,19 [m/s]; \quad (348)$$

$$\text{Средна периферна скорост : } v = \frac{v_1 + v_2}{2} = \frac{2,93 + 1,10}{2} = 2,02 [m/s]; \quad (349)$$

$$v_1 = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot d_1}{60} = \frac{\pi \cdot 950 \cdot 58,89 \cdot 10^{-3}}{60} = 2,93 \left[\frac{m}{s} \right]; v_2 = \frac{\pi \cdot n_2 \cdot d_3}{60} = \frac{\pi \cdot 238 \cdot 87,76 \cdot 10^{-3}}{60} = 1,10 \left[\frac{m}{s} \right]; \quad (350)(351)$$

$$\chi_{зп} = \frac{HV \cdot \sigma_H^2 \cdot 10^{-5}}{v} = \frac{400 \cdot 10^{-5} \cdot 668,584^2}{2,02} = 429,81; \quad (352)$$

$$\text{От фигура 8.79а/стр.203 за } \chi_{зп} = 429,81 \text{ отчитам } v_{50^\circ} = 150 \cdot 10^6 [m^2/s]; \quad (353)$$

$$v_{100^\circ} = \frac{150 \cdot 10^6}{5,67} = 26,46 \cdot 10^6 [m^2/s]; \quad (354)$$

За моят редуктор избирам масло : **PM460** (БДС13134-82) – (табл.6.4/ стр.78);

$$\mathbf{21. Изчисляване на загряване:} \quad \theta_H = \frac{1000 \cdot (1 - \eta_P) \cdot P}{K \cdot A} + \theta_B \leq [\theta_H] = 95^\circ C; \quad (355)$$

$A = 0,6 [m^2]$ - свободната повърхнина на тялото на предавката(на корпуса), в която се включва 50% от повърхнината на охлаждащите ребра;

$$\eta_P = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_L^3 = 0,96 \cdot 0,96 \cdot 0,993^3 = 0,9; \quad K = 18 \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]; \quad A = 0,6 [m^2]; \quad \theta_B = 20 [^\circ C]; \quad (356)$$

$$P_3 (last) = P_{НОМ} \cdot \eta_P = 7,5 \cdot 0,9 = 6,75 kW;$$

$$\theta_H = \frac{1000 \cdot (1 - \eta_P) \cdot P_3 (last)}{K \cdot A} + \theta_B = \left[\frac{1000 \cdot (1 - 0,90) \cdot 6,75}{18 \cdot 0,6} \right] + 20^\circ = 53,33^\circ C; \quad (357)$$

Използвана литература

1. **Николай Б. Николов** и др. Ръководство за конструктивни упражнения по машинни елементи, София, 1992
2. **Йордан Г. Дамянов** и др. Справочник на машиностроителя, София, 1981
3. **Димо Серафимов** и др. Четиризначни математически таблици, София, 1997
4. **Иван Д. Кисьов**, Таблици по съпротивление на материалите, София, 1971
5. **Кирил Б. Арnaudов** и др. Машинни елементи, София, 1980
6. **П. Ненов** и др. Машинни елементи – курсово проектиране, Русе, 1976
7. **И. И. Устюгов**, Детали машин, Москва, 1981
8. **П.Ф.Дунаев, О.П. Леликов**, Детали машин–курсовое проектирование, Москва,1984
9. **Иван Кисьов**, Наръчник на инженера, II част механика, София, 1979
10. **Кисьов, И.** Съпротивление на материалите. 5 прераб. издание. С., Техника, 1978.
11. **Ненов, П. и др.** Курсово проектиране по Машинни елементи. С., Техника, 2002.