1 Розрахунок циліндричної прямозубої зубчастої передачі

Вихідні дані по кінематичному розрахунку:

$u=u\_{II}=4,25-$ передаточне число передачі;

$T\_{1}=3426,37 Н∙м- $крутний момент на ведучій шестерні передачі;

$$n\_{1}=61,74\frac{об}{хв}-частота обертання ведучої шестерні;$$

$T\_{2}=14198,02 Н∙м-$ крутний момент на веденій шестерні передачі.

1.1 Числа циклів роботи зубчастих коліс

Еквівалентні числа циклів шестерні дорівнюють еквівалентним числам циклів вихідного колеса *I* ступені:

$$N\_{HE\_{1}}=0,895∙10^{7};$$

$$N\_{HE\_{2}}=0,561∙10^{7}.$$

2.2.2 Вибір матеріалу зубчастих коліс. Визначення допустимих напружень.

Матеріал зубчастих коліс, та відповідно: розміри заготовок, твердість їх поверхонь, межі міцності, текучості та витривалості, базові числа ті ж, що й для коліс *I* ступені

Допустимі контактні напруження

Коефіцієнти довговічності шестерні і колеса для розрахунку на контактну втому по [3], стр. 285:

$$K\_{HL\_{1}}^{'}=\sqrt[m]{\frac{N\_{H0\_{1}}}{N\_{HE\_{1}}}}=\sqrt[6]{\frac{12∙10^{7}}{0,895∙10^{7}}}=1,541 ⟹берем K\_{HL\_{1}}=1,541;$$

$$K\_{HL\_{2}}^{'}=\sqrt[m]{\frac{N\_{H0\_{2}}}{N\_{HE\_{2}}}}=\sqrt[6]{\frac{12∙10^{7}}{0,211∙10^{7}}}=1,961 ⟹берем K\_{HL\_{2}}=1,8;$$

- допустимі контактні напруги по [3], стр. 284:

$$\left[σ\right]\_{H\_{1}}=\frac{σ\_{H\_{limb1}}∙K\_{HL\_{1}}∙Z\_{R}}{S\_{H}}=\frac{1426∙1,541∙1}{1,2}=1831,2 МПа; $$

$$\left[σ\right]\_{H\_{2}}=\frac{σ\_{H\_{limb2}}∙K\_{HL\_{2}}∙Z\_{R}}{S\_{H}}=\frac{1357∙1,8∙1}{1,2}=2035,5 МПа; $$

- допустиме розрахункове контактне напруження при твердості обох коліс

*HB* >350 – менше з двох значень, [3], стр. 286:

$$\left[σ\right]\_{H}=1831,2 МПа; $$

- допустиме граничне контактне напруження те ж, що й для коліс *I* ступені:

$$\left[σ\right]\_{H\_{max}}=2360 МПа.$$

Допустимі напруження згину

Коефіцієнт довговічності шестерні і колеса для розрахунку на втому при згині по [3], стр. 287-288:

$$K\_{FL\_{1}}^{'}=\sqrt[m\_{F}]{\frac{N\_{F0}}{N\_{FE\_{1}}}}=\sqrt[9]{\frac{0,4∙10^{7}}{0,561∙10^{7}}}= 0,963 ⟹берем K\_{FL\_{1}}=1;$$

$$K\_{FL\_{2}}^{'}=\sqrt[m\_{F}]{\frac{N\_{F0}}{N\_{FE\_{2}}}}=\sqrt[9]{\frac{0,4∙10^{7}}{0,132∙10^{7}}}=1,131 ⟹берем K\_{FL\_{2}}=1,131;$$

- допустимі напруги згину по [3], стр. 286:

$$\left[σ\right]\_{F\_{1}}=\frac{σ\_{F\_{limb1}}∙K\_{FL\_{1}}∙K\_{Fc}}{S\_{F}}=\frac{750∙1∙0,923}{1,55}=446,6 МПа;$$

$$\left[σ\right]\_{F\_{2}}=\frac{σ\_{F\_{limb2}}∙K\_{FL\_{2}}∙K\_{Fc}}{S\_{F}}=\frac{750∙1,131∙0,923}{1,55}=505,1 МПа;$$

- допустиме граничне напруження згину те ж, що й для коліс *I* ступені:

$$\left[σ\right]\_{F\_{max}}=1793,4 Мпа;$$

1.2 Проектний розрахунок циліндричної прямозубої передачі

Числа зубів

Щоб запобігти підрізанню зубів, потрібно брати:

$Z\_{vmin}\geq 17, $[5], стр. 152, 165, або виконати передачу зі зміщенням;

де $Z\_{vmin}=\frac{Z\_{min}}{cos^{3}β^{ }}–$ еквівалентне число зубів меншої шестерні;

$Z\_{min}-$ число зубів меншої шестерні;

$β-$ кут нахилу зуба.

Беремо число зубів шестерні:

$Z\_{1}=12⟹$ число зубів колеса:

$Z\_{2}=Z\_{1}∙u=12∙4,25=151$ $⟹$ берем $Z\_{2}=51.$

У прямозубих передачах кут нахилу зуба $β=0°$ $⟹$

$$Z\_{v1}=\frac{Z\_{1}}{cos^{3}β'}=\frac{12}{cos^{3} 0°}=12<17-умова непідрізання не виконана⟹$$

- коефіцієнти зміщення:

$$x\_{1}=-x\_{2}=\frac{17-Z\_{v1}}{17}=0,294<\pm 0,6;$$

- коефіцієнти форми зуба шестерні по [3], стр. 305:

$Y\_{F1}=4,56$.

$ψ\_{m}=17,5-$ коефіцієнт ширини вінця відносно модуля для вінця з косими зубами по [5], стр. 144, таб. 8.5;

- згідно [5], стр. 145, цей коефіцієнт пов’язаний з коефіцієнтом ширини вінця відносно ділильного діаметра співвідношенням:

$ψ\_{m}∙m\_{n}=ψ\_{bd}∙d\_{1}$;

- модуль пов’язаний з ділильним діаметром:

$$m\_{n}=\frac{d\_{1}}{Z\_{1}}∙\cos(β')⟹$$

$$ψ\_{m}∙m\_{n}=ψ\_{bd}∙d\_{1}=ψ\_{m}∙\frac{d\_{1}}{Z\_{1}}∙\cos(β^{'})=ψ\_{bd}∙d\_{1}⟹$$

$$ψ\_{bd}=\frac{ψ\_{m}}{Z\_{1}}∙\cos(β^{'})=\frac{17,5}{12}∙\cos(0°)=1,458-допустимо для прямозубих передач;$$

- по [3], стр. 291 по значенню коефіцієнта знаходимо:

$K\_{Fβ}=1,55-$ коефіцієнт враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінців при розрахунках на згин по [3], стр. 300, рис. 23.8.

$K\_{Fv}=1,012-$ динамічний коефіцієнт по [5], стр. 138 при 8 – й степені точності та орієнтовній коловій швидкості шестерні:

$$V\_{m1}^{'}=\frac{n\_{1}}{10^{3}∙C\_{v}}∙\sqrt[3]{\frac{T\_{2}}{u^{2}∙ψ\_{ba}}}=\frac{61,74}{10^{3}∙23,5}∙\sqrt[3]{\frac{14198,02∙10^{3}}{4,25^{2}∙0,555}}=0,295 \frac{м}{с}, \left[8\right], стр. 95;$$

де:

$C\_{v}=23,5-$ швидкісний коефіцієнт для цементованих циліндричних коліс;

$$ψ\_{ba}=\frac{ψ\_{bd}}{0,5∙\left(u+1\right)}=\frac{1,458}{0,5∙\left(4,25+1\right)}=0,555-коефіцієнт ширини вінця від-$$

носно міжосьової відстані.

$K\_{F}=K\_{Fβ}∙K\_{Fv}=1,55∙1,012=1,569-$ коефіцієнт режиму навантаження;

- коефіцієнт нахилу зуба шестерні по [6], стр. 103:

$$Y\_{β}=1-\frac{β^{'}}{140}\geq 0,7⟹Y\_{β}=1-\frac{0°}{140}=1.$$

Модуль зуба з умови втомної міцності по напругам згину по [6], стр. 103:

$$m\_{n}^{'}=\sqrt[3]{\frac{2∙T\_{1}∙Y\_{F1}∙K\_{F}∙Y\_{β}∙\cos(β^{'})}{\left[σ\right]\_{F\_{1}}∙ψ\_{m}∙Z\_{1}}}=$$

$$=\sqrt[3]{\frac{2∙3426,37∙10^{3}∙4,56∙1,569∙1∙\cos(0°)}{446,6∙17,5∙12}}=8,056 мм⟹ берем m\_{n}=8 мм; $$

- міжосьова відстань:

$$a\_{ω}=\frac{ m\_{n}∙\left(Z\_{2}+Z\_{1}\right)}{2∙\cos(β^{'})}=\frac{8∙\left(51+12\right)}{2∙\cos(0°)}=252 мм⟹ берем a\_{ω}=252 мм;$$

- уточнені коефіцієнти зміщення:

$$x\_{1}=-x\_{2}=\frac{17-Z\_{1}}{17}=\frac{17-12}{17}=0,294<\pm 0,6;$$

- ділильні діаметри:

$$d\_{1}=m\_{n}∙Z\_{1}=9∙12=96 мм;$$

$$d\_{2}=m\_{n}∙Z\_{2}=8∙51=408 мм;$$

- ширина вінців:

$b\_{2}=ψ\_{m}∙m\_{n}=17,5∙8=140 мм $⟹берем $b\_{2}=140 мм;$

$$b\_{1}=b\_{2}+4=140+4=144 мм.$$

1.3 Перевірка зубів на втому

Фактична колова швидкість коліс:

$$ v=\frac{π∙d\_{1}∙n\_{1}}{60}=\frac{3,14∙96∙10^{-3}∙61,74}{60}=0,31 \frac{м}{с}-допустимо для прямозубих $$

коліс, [3], стр. 275;

- коефіцієнт торцевого перекриття:

$$ε\_{a}=\left[1,88-3,2∙\left(\frac{1}{Z\_{1}}+\frac{1}{Z\_{2}}\right)\right]∙\cos(β)=\left[1,88-3,2∙\left(\frac{1}{12}+\frac{1}{51}\right)\right]∙\cos(0°)=1,551;$$

$K\_{Hβ}=1,33-$ коефіцієнт враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінців, [3], стр. 300;

$K\_{Hv}=1,009-$ динамічний коефіцієнт по [3], стр. 301;

$K\_{H}=K\_{Hv}∙K\_{Hv}=1,33∙1,009=1,342-$ коефіцієнт режиму навантаження;

$α=20^{°}-$ кут зачеплення;

- розрахунокове контактне напруження по [5], стр. 156:

$$σ\_{H}=1,18∙\sqrt{\frac{E\_{пр}∙T\_{1}∙K\_{H}∙\left(u+1\right)}{d\_{1}^{2}∙b\_{2}∙\sin(2α∙u)}}=$$

$$=1,18∙\sqrt{\frac{2,1∙10^{5}∙3426,37∙10^{3}∙1,342∙\left(4,25+1\right)}{96^{2}∙140∙\sin(40^{°})∙4,25}}=1415,1 МПа<\left[σ\right]\_{H}=$$

$=1831,2 МПа-$ міцність забезпечена.

Колова сила в зачеплені:

$$F\_{t}=\frac{2∙T\_{1}}{d\_{1}}=\frac{2∙3426,37∙10^{3}}{96}=71382,7 Н;$$

$K\_{Fa}=0,911- $коеф. Враховує розподіл навантаження між зубцями [3], стр. 297;

$K\_{Fv}=1,012-$ динамічний коефіцієнт по [3], стр. 301;

- питома колова сила:

$$ω\_{Ft}=\frac{F\_{t}}{b\_{2}}∙K\_{Fa}∙K\_{Fβ}∙K\_{Fv}=\frac{71382,7}{140}∙0,911∙1,55∙1,012=728,61 \frac{Н}{мм};$$

- еквівалентні числа зубів:

$$Z\_{v1}=Z\_{1}=12;$$

$$Z\_{v2}=Z\_{2}=51;$$

- коефіцієнти форми зуба по [3], стр. 305:

$$Y\_{F1}=4,56;$$

$$Y\_{F2}=3,647;$$

$Y\_{ε}=1-$ коефіцієнт перекриття;

$$Y\_{β}=1-\frac{β}{140}=1-\frac{0}{140}=1-коефіцієнт нахилу зубців;$$

- розрахункові напруги згину:

$$σ\_{F\_{1}}=\frac{Y\_{F1}∙Y\_{ε}∙Y\_{β}∙ω\_{Ft}}{m\_{n}}=\frac{4,56∙1∙1∙728,61}{8}=415,3 МПа< [σ]\_{F\_{1}}=446,6 МПа;$$

$$σ\_{F\_{2}}=\frac{Y\_{F2}∙Y\_{ε}∙Y\_{β}∙ω\_{Ft}}{m\_{n}}=\frac{3,647∙1∙1∙728,61}{8}=332,2 МПа < \left[σ\right]\_{F\_{2}}=505,1 МПа;$$

міцність забезпечена.

1.4 Перевірка міцності зубів при короткочасних навантаженнях

$$σ\_{H\_{max}}=σ\_{H}∙\sqrt{K\_{п}}=1415,1∙\sqrt{1,3}=1613,5 МПа<\left[σ\right]\_{H\_{max}}=2360 МПа;$$

$$σ\_{F\_{max}}=σ\_{F\_{1}}∙K\_{п}=415,3∙1,3=578,5 МПа<\left[σ\right]\_{F\_{max}}=1793,4 МПа;$$

де $K\_{п}=K\_{д}=1,3-$ коефіцієнт перевантаження.

Міцність забезпечена.

1.5 Розміри передачі

Модуль зачеплення:

$$m\_{n}=8 мм;$$

- висота головки зуба:

$$h\_{a}=m\_{n}=8 мм;$$

- висота ніжки зуба:

$$h\_{f}=1,25∙m\_{n}=1,25∙8=10 мм;$$

- висота зуба:

$$h=2,25∙m\_{n}=2,25∙8=18 мм;$$

- кут нахилу зуба:

$$β=0^{°};$$

- ділильні діаметри:

$$d\_{1}=96 мм;$$

$$d\_{2}=408 мм;$$

- коефіцієнти зміщення передачі:

$x\_{1}=0,294$;

$x\_{2}=-x\_{1}=-0,294$;

$y=0$;

- діаметри вершин зубців:

$d\_{a1}=d\_{1}+2∙m\_{n}∙\left[1+x\_{1}-y\right]=96+2∙8∙\left[1+0,294-0\right]=116,7 $мм;

$d\_{a2}=d\_{2}+2∙m\_{n}∙\left[1+x\_{2}-y\right]=408+2∙8∙\left[1-0,294-0\right]=419,3$мм;

- діаметри впадин зубців:

$d\_{f1}=d\_{1}-2∙m\_{n}∙\left[1,25-x\_{1}\right]=96-2∙8∙\left[1,25-0,294\right]=80,7$ мм;

$d\_{f2}=d\_{2}-2∙m\_{n}∙\left[1,25-x\_{2}\right]=408-2∙8∙\left[1,25+0,294\right]=383,3$ мм;

- міжосьова відстань:

$a\_{ω}=252$мм;

- ширина вінців:

$b\_{1}=144$мм;

$b\_{2}=140 $мм;

1.6 Сили в зачепленні

Колова:

$$F\_{t}=71382,7 Н;$$

- радіальна:

$$F\_{r}=F\_{t}∙\frac{tg α}{\cos(β)}=71382,7∙\frac{tg 20^{°}}{\cos(0^{°})}=25981,2 Н;$$

- осьова:

$$F\_{a}=F\_{t}∙tg β=71382,7∙tg 0^{°}=0.$$

1.7 Вибір мастила

По [3], стр. 518-519 та [11], стр. 253:

$$\frac{5∙10^{-6}∙σ\_{H}^{3}}{v}=\frac{5∙10^{-6}∙1503,75^{3}}{0,45}=37782⟹$$

$$v=1770,6 \frac{мм^{2}}{с}-кінематична в^{'}язкість масла при t=50℃, тому приймаємо $$

марку масла – ТСп-15К;

$$σ\_{H}=\frac{σ\_{H1}+σ\_{H2}}{2}=\frac{1592,4+1415,1}{2}=1503,75 МПа-середнє значення контакт-$$

них напруг швидкохідної та тихохідної ступеней.

$$v=\frac{v\_{1}+v\_{2}}{2}=\frac{0,589+0,31}{2}=0,45 \frac{м}{с}-середня колова швидкість коліс швид-$$

кохідної та тихохідної ступеней.

Необхідний об’єм масла по прототипу:

$$V=7л.$$

2 Розрахунок болтів кріплення зубчастого колеса до деференціала

Приймаємо:

- матеріал болтів Сталь 40Х, клас міцності 10.9;

$$σ\_{B}=1100 МПа, σ\_{т}=900 МПа;$$

$[τ]\_{зр}=0,25∙σ\_{т}=0,25∙900=225 МПа-$ допустиме напруження зрізу, [3], стр. 116;

- схема установки болтів без зазора;

$D\_{0}=280 мм-$ діаметр кола болтів;

$Z=6-$ число болтів.

Внутрішній діаметр різьби болта по [3], стр. 116:

$$d\_{1}\geq \sqrt{\frac{4∙T\_{р}∙K\_{д}}{D\_{0}∙π∙\left[τ\right]\_{зр}∙Z}}=\sqrt{\frac{4∙14198,02∙10^{3}∙1,3}{280∙3,14∙225∙6}}=7,887 мм⟹$$

По [3], стр. 104, таб. 11.1 берем болти М10 $×$ 1,5, для яких $d\_{1}=8,376 мм.$

3 Розміри корпуса редуктора

Приймаємо литий корпус з розмірами корпуса редуктора моста прототипа.

Товщина стінки основи:

$$δ\_{корп}=13 мм;$$

- товщина стінки кришки:

$$δ\_{кр}=13 мм;$$

- діаметр стяжного болта:

$d\_{c}=\sqrt[3]{T\_{т}}=\sqrt[3]{15144,54}=24,74 мм$ ⟹ берем болти М26.