3. Диференціал

3.1 Проектний розрахунок

Берем симетричний міжколісний диференціал автомобіля ЗІЛ -131 по схемі, рис.7:



рис.7 симетричний міжколісний диференціал автомобіля \_\_\_\_\_\_\_

Розрахунковий крутний момент дорівнює моменту на веденому колесі головної передачі:

$$T\_{р}=14198,02 Н∙м.$$

Матеріал і допустимі напруження для сателітів та півосьових шестерень ті ж, що й для зубчастих коліс головної передачі – Сталь 25ХГТ, термообробка – цементація;

- допустиме статичне напруження згину:

$$\left[σ\right]\_{Fст}=\left[σ\right]\_{Fmax}=1793,4 МПа.$$

Приймаємо:

$k\_{σ}=0,1-$ коефіцієнт блокування;

$n\_{с}=4-$ число сателітів;

$Z\_{1}=11, Z\_{2}=18-$ числа зубів по [6], стр. 200;

- внутрішнє передаточне число:

$$u=\frac{Z\_{2}}{Z\_{1}}=\frac{18}{11}=1,636.$$

Перевірка умови складання по [14], стр. 151:

$$\frac{2∙Z\_{2}}{n\_{с}}=k, де k-ціле число⟹\frac{2∙18}{4}=9-умова виконується.$$

Кути ділильних конусів:

$$δ\_{2}=arctg \frac{Z\_{2}}{Z\_{1}}=arctg \frac{18}{11}=58,56^{°};$$

$$ δ\_{1}=90^{°}-δ\_{2}=90^{°}-58,56^{°}=31,44^{°};$$

- еквівалентне число зубів сателітів:

$$Z\_{vmin}=Z\_{v1}=\frac{Z\_{1}}{\cos(δ\_{1})}=\frac{11}{\cos(31,44^{°})}=12,89<17⟹умова непідрізання не вико-$$

нана;

- перадачу виконуємо зі зміщенням;

$Y\_{F1}=3,78-$ коефіцієнт форми зуба по [5], стр. 147, рис.8.20 при коефіцієнті зміщення:

$$x\_{1}=2∙\left(1-\frac{1}{u^{2}}\right)∙\sqrt{\frac{1}{Z\_{1}}}=$$

$K\_{Fa}=1-$ коефіцієнт розподілу навантаження по [3], стр. 297;

$ψ\_{be}=0,33-$ коефіцієнт ширини вінця відносно зовнішньої конусної відстані по [6], стр. 190;

$$\frac{ψ\_{be}∙u}{2-ψ\_{be}}=-по значенню цього виразу знаходимо:$$

$K\_{Fβ}=1,08-$ коефіцієнт враховує нерівнормірність розподілу навантаження по ширині вінців при розрахунках на згин по [3], стр. 321, рис.24.5.

$K\_{Fv}=1-$ динамічний коефіцієнт по [6], стр. 199 для розрахунку на статичну міцність;

$K\_{F}=K\_{Fa}∙K\_{Fβ}∙K\_{Fv}=-$ коефіцієнт режиму навантаження;

$K\_{д}=1,3-$ коефіцієнт динамічності;

- коефіцієнт ширини вінця відносно середнього ділильного діаметра:

$$ψ\_{bd}= \frac{ψ\_{be}∙\sqrt{u^{2}+1}}{2-ψ\_{be}}=$$

Середній коловий модуль зубчастих коліс диференціала з урахуванням того, що кожен сателіт передає навантаження через 2 зуба по [6], стр. 199:

$$m\_{tm}^{'}=\sqrt[3]{\frac{T\_{р}∙10^{3}∙\left(1+k\_{σ}\right)∙Y\_{F1}∙K\_{F}∙K\_{д}}{0,85∙\left[σ\right]\_{Fст}∙n\_{c}∙ψ\_{bd}∙Z\_{1}^{2}}}= мм$$

- зовнішній модуль:

$$m\_{е}^{'}=\frac{m\_{tm}^{'}}{1-0,5∙ψ\_{be}}=⟹$$

враховуючи, що при конструюванні диференціала розміри та маса мають вирішальне значення, а також те, що округлення модуля конічних передач до стандартного значення можна не проводити, берем:

 $m\_{e}=7,986 $мм;

- фактичне значеня середнього модуля, берем:

$m\_{tm}=m\_{e}∙\left(1-0,5∙ψ\_{be}\right)= $мм.

Основні геометричні параметри зубчастих коліс

Зовнішні ділильні діаметри:

$d\_{e\_{1}}=m\_{e}∙Z\_{1}=$мм;

$d\_{e\_{2}}=m\_{e}∙Z\_{2}=$мм;

- зовнішня конусна відстань:

$$R\_{e}=0,5∙m\_{e}∙\sqrt{Z\_{1}^{2}+Z\_{2}^{2}}= мм;$$

- ширина вінців:

$b=ψ\_{be}∙R\_{e}=$мм ⟹ берем $b=$ мм;

- середні вілильні діаметри:

$d\_{m\_{1}}=m\_{tm}∙Z\_{1}=$ мм;

$d\_{m\_{2}}=m\_{tm}∙Z\_{2}= $мм;

- зовнішня висота зуба:

$h\_{e}=2,2∙m\_{e}= $мм;

- зовнішня висота головки зуба:

$h\_{ae}=m\_{e}=$ мм;

- зовнішня висота ніжки зуба:

$h\_{fe}=1,2∙m\_{e}=$ мм;

- зовнішні діаметри вершин зубів:

$d\_{ae\_{1}}=d\_{e\_{1}}+2∙m\_{e}∙\cos(δ\_{1})=$мм;

$d\_{ae\_{2}}=d\_{e\_{2}}+2∙m\_{e}∙\cos(δ\_{2})=$ мм;

- зовнішні діаметри впадин зубів:

$d\_{fe\_{1}}=d\_{e\_{1}}-2,4∙m\_{e}∙\cos(δ\_{1})=$ мм;

$d\_{fe\_{2}}=d\_{e\_{2}}-2,4∙m\_{e}∙\cos(δ\_{2})=$ мм.

Діаметр шипа хрестовини по [2], стр. 254:

$$d\_{ш}=\sqrt{\frac{T\_{р}∙K\_{Hβ}}{n\_{c}∙r\_{ср}∙σ\_{q}}}=⟹$$

відповідно ряду $R\_{a}40$ берем $d\_{ш}= мм;$

де:

$$r\_{ср}=r\_{2}=\frac{d\_{m\_{2}}}{2}=-відстань від центра хрестовини до середини $$

$$сателіта;$$

$σ\_{q}=100 МПа-$ допустима напруга зминання для вантажних автомобілів;

$K\_{Hβ}=1,15-$ коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між сателітами.

3.2 Розрахунок деталей на міцність

Перевірка шипа хрестовини на зминання та зріз

Розрахункове напруження зминання по [9], стр. 266:

$$σ\_{зм\_{ш}}=\frac{T\_{р}}{r\_{1}∙d\_{ш}∙l∙n\_{с}}= МПа<\left[σ\right]\_{зм\_{ш}}=50÷60 МПа;$$

де $l=38,47$ мм – довжина посадочної частини сателіта, визначена на креслені.

Розрахункове напруження зрізу по [9], стр. 266:

$$τ\_{зр\_{ш}}=\frac{4∙T\_{р}}{r\_{1}∙π∙d\_{ш}^{2}∙n\_{с}}= <\left[τ\right]\_{зр\_{ш}}=60÷100 МПа;$$

де $r\_{1}=64,54$ мм – радіус дії тангенціальних сил на вісь сателіта, визначений на кресленні.

Тиск торця сателіта та півосьової шестерні на корпус диференціала, який визначається напруженням зминня по [9], стр 266 – 267:

$$σ\_{зм\_{1}}=\frac{4∙T\_{р}}{r\_{2}∙n\_{с}∙π∙\left(d\_{1}^{2}∙d\_{ш}^{2}\right)}∙tgα∙\sin(δ\_{1})= <\left[σ\right]\_{зм\_{1}}=10÷20 МПа;$$

де:

$r\_{2}=r\_{ср}=-$ радіус дії тангенціальних сил на зуб сателіта та півосьової шестерні;

$d\_{1}=$мм – зовнішній діаметр контактної поверхні сателіта з корпусом

диференціала;

$α=20^{°}-$ кут зачеплення.

$$σ\_{зм\_{2}}=\frac{4∙T\_{р}}{r\_{2}∙n\_{с}∙π∙\left(d\_{2}^{2}∙d\_{3}^{2}\right)}∙tgα∙\sin(δ\_{1})= = МПа<\left[σ\right]\_{зм\_{1}}=4÷10 МПа $$

де:

$\left\{\begin{array}{c}d\_{2}= мм\\d\_{3}= мм \end{array}-\right.$ діаметри контактних поверхонь півосьової шестерні з корпусом диференціала, визначені на креслені.

Колова сила в зачепленні сателіт – півосьова шестерня, з урахуванням того, що кожен сателіт передає навантаження через 2 зуба:

$$F\_{t}=\frac{T\_{р}}{n\_{c}∙d\_{m\_{1}}}= Н;$$

- номінальне напруження згину, [5], стр. 161:

$$σ\_{F\_{1}}=\frac{Y\_{F1}∙F\_{t}∙K\_{F}}{0,85∙b∙m\_{tm}}= <\left[σ\right]\_{F}=700÷900 МПа,$$

[6], стр. 200;

Статичне напруження згину при дії максимального моменту:

$$σ\_{Fст}=σ\_{F\_{1}}∙K\_{д}= МПа<\left[σ\right]\_{Fст}=1793,4 МПа.$$

Всі умови міцності виконуються.