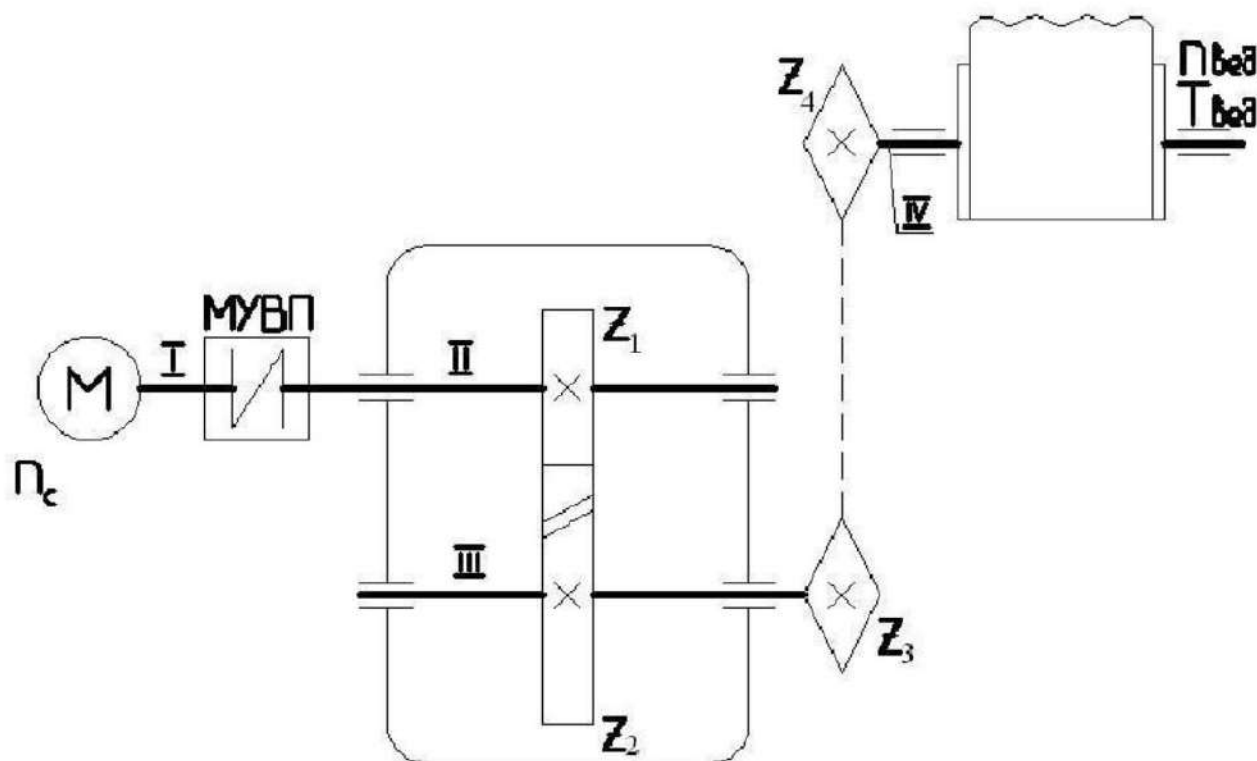


Задание на лабораторную работу № 2

Кинематическая схема привода



Исходные данные:

- Кинематические параметры цилиндрической зубчатой передачи

$$U_{\text{цил пр}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{50}{20} = 2,5$$

- Таблица результатов кинематического расчёта привода

№	Валы привода	P_i , кВт	n_i , мин ⁻¹	T_i , Н·м	d_i , мм
I	ЭДВ	4,617	960	45,94	32
II	Входной (быстроходный)	4,479	960	44,57	30
III	Выходной (тихоходный)	4,345	384	110,34	36
IV	Ведущий вал конвейера	4,086	324	120,48	38

Цель лабораторной работы: провести исследование вариантов конструкций зубчатых механизмов и выполнить проектировочный и проверочный расчёт цилиндрической зубчатой передачи.

Содержание отчёта

1. Проектировочный расчёт цилиндрической зубчатой передачи.
2. Проверочный расчёт цилиндрической зубчатой передачи.
3. Определение основных геометрических параметров цилиндрической зубчатой передачи, а также сил в зацеплении.
4. Эскиз цилиндрической зубчатой передачи в двух проекциях в М1:1.
5. Выводы и результаты.

1. Проектировочный расчёт цилиндрической прямозубой передачи $Z_1 Z_2$

1.1. Определение предварительного модуля $m_{(H)предв}$, исходя из контактной выносливости рабочих поверхностей зубьев шестерни

$$m_{(H)предв} = \frac{K_1}{Z_{ш}} \sqrt[3]{\frac{10^3 T'(u \pm 1)}{u \psi_{вд} (|\sigma_H|)^2}}, \text{ мм.}$$

$$m_{(H)предв} = \frac{70}{20} \cdot \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot 44,57 \cdot (2,5 + 1)}{2,5 \cdot 0,6 \cdot 600^2}} = 2,31$$

Здесь $K_1 = 70 \text{ (МПа}^{1/3})$ для косозубых и шевронных
стальных зубчатых колес.

$Z_{ш} = Z_1 = 20$ - число зубьев шестерни.

$T' = T_2 = 44,57 \text{ Нм}$ — крутящий момент на валу шестерни.

$U_{шл пр} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{50}{20} = 2,5$ — передаточное число зубчатой передачи.

Для косозубой передачи при угле наклона зуба $\beta = 20^\circ$

Предварительно принимаем коэффициент ширины венца $\psi_{вд} = 0,6$.

В качестве материала зубчатой пары выбираем Сталь 45, в качестве термообработки — улучшение. Тогда $|\sigma_H| = 600 \text{ МПа}$.

1.2. Определение предварительного модуля $m_{(F)предв}$, исходя из изгибной выносливости зубьев шестерни

$$m_{(F)предв} = K_2 \cdot \sqrt[3]{\frac{10^3 T'}{(Z_1)^2 \psi_{вд} |\sigma_F|}}, \text{ мм.}$$

$$m_{(F)\text{предв}} = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot 44,57}{20^2 \cdot 0,6 \cdot 130}} = 2,252$$

Здесь $K_2 = 2$ для косозубых и шевронных передач.

$|\sigma_{FP}| = 130$ МПа для выбранных ранее материала зубчатой пары и вида термообработки при принимаемой реверсивной нагрузке.

По большему из двух полученных значений модуля $m_{(H)\text{предв}}$ и $m_{(F)\text{предв}}$ выбираем ближайшее большее стандартное значение модуля $m = 2,5$ мм.

2. Проверочный расчёт цилиндрической прямозубой передачи $z_1 z_2$

2.1. Определение действительного контактного напряжения σ_H

$$\sigma_H = K_3 \sqrt{\frac{10^3 T'(u \pm 1)}{(mz_1)^3 \psi_{vd} u}} \leq |\sigma_H|.$$

$$\sigma_H = 600 \cdot \sqrt{\frac{10^3 \cdot 44,57 \cdot 3,5}{(2,5 \cdot 20)^3 \cdot 0,6 \cdot 2,5}} = 547,2$$

Здесь $K_3 = 600$ (МПа^{1/2}) для косозубой передачи.

Условие прочности $\sigma_H = 547,2$ МПа $< |\sigma_H| = 600$ МПа выполняется.

2.2. Определение действительного изгибного напряжения σ_F

$$\sigma_F = K_4 \frac{10^3 T'}{(m)^3 (z_1)^2 \psi_{bd}} \leq |\sigma_F|.$$

$$\sigma_F = 7,7 \cdot \frac{10^3 \cdot 44,57}{2,5^3 \cdot 20^2 \cdot 0,6} = 91,52$$

Здесь $K_4 = 7,7$ для косозубой передачи.

Условие прочности $\sigma_F = 91,52 \text{ МПа} < |\sigma_F| = 130 \text{ МПа}$ выполняется.

3. Определение основных геометрических параметров цилиндрической прямозубой передачи $z_1 z_2$, а также сил в зацеплении

3.1. Основные геометрические параметры

Делительные диаметры $d_1 = \frac{m \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{2,5 \cdot 20}{0,94} = 53,19 \text{ мм}$

$$d_2 = \frac{m \cdot z_2}{\cos \beta} = \frac{2,5 \cdot 50}{0,94} = 132,98 \text{ мм}$$

Диаметры вершин зубьев

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 53,19 + 2 \cdot 2,5 = 58,19$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 132,98 + 2 \cdot 2,5 = 137,98$$

Диаметры впадин зубьев

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 53,19 - 2,5 \cdot 2,5 = 46,94$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m = 132,98 - 2,5 \cdot 2,5 = 126,73$$

Межосевое расстояние

$$a = \frac{m(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta} = \frac{2,5 \cdot (20 + 50)}{2 \cdot 0,94} = 93,09 \text{ мм}$$

Ширина зубчатого венца колеса $b = \psi_{bd} \cdot d_1 = 0,6 \cdot 53,19 \approx 32 \text{ мм}$

Ширину зубчатого венца шестерни для компенсации возможной погрешности осевого положения зубчатых колёс принимаем на 2 мм больше: $b_{ш} = 32 + 2 = 34 \text{ мм}$.

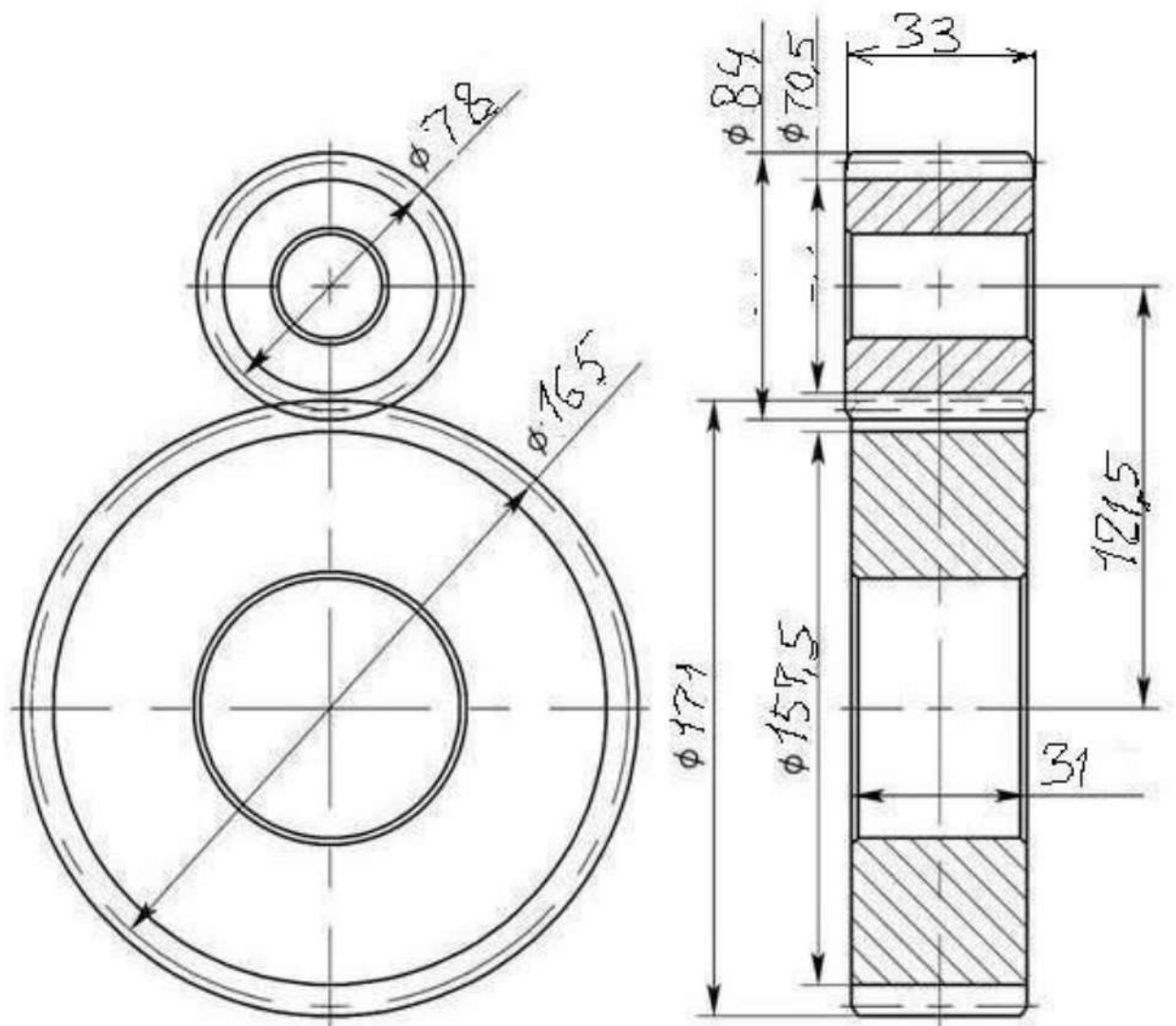
3.2. Силы, действующие в зацеплении

Окружная сила $F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T'}{d_1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 44,57}{53,19} = 1675,9 \text{ Н}$

Радиальная сила $F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1675,9 \cdot 0,364 = 610,1 \text{ Н}$

Осевая сила $F_x = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 1675,9 \cdot 0,364 = 610,1 \text{ Н}$

4. Эскиз цилиндрической прямозубой передачи $z_1 z_2$



5. Выводы и результаты

1. В результате проектировочного расчёта цилиндрической прямозубой передачи принято стандартное значение модуля $m = 2,5$ мм (округление произведено в большую сторону).
2. В качестве проектного для цилиндрической прямозубой передачи принято расчётное значение межосевого расстояния $a = 93,09$ мм, так как для специального редуктора округление межосевого расстояния по стандартному ряду не является обязательным.
3. В результате проверочного расчёта подтверждено, что условия прочности по обоим критериям работоспособности выполняются.