

# ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОНЦЕНТРАТОРА НАПРЯЖЕНИЙ НА ПРОЧНОСТЬ ВАЛА

Матеко П. М., Ченгал М. В., Семейко М. А.  
(ДонНТУ г. Донецк, Украина)

Исследование проводилось на примере двухступенчатого коническо – цилиндрического редуктора (рис. 1). Исходные данные для расчета:

Тяговое усилие ленты –  $F = 12$  кН;

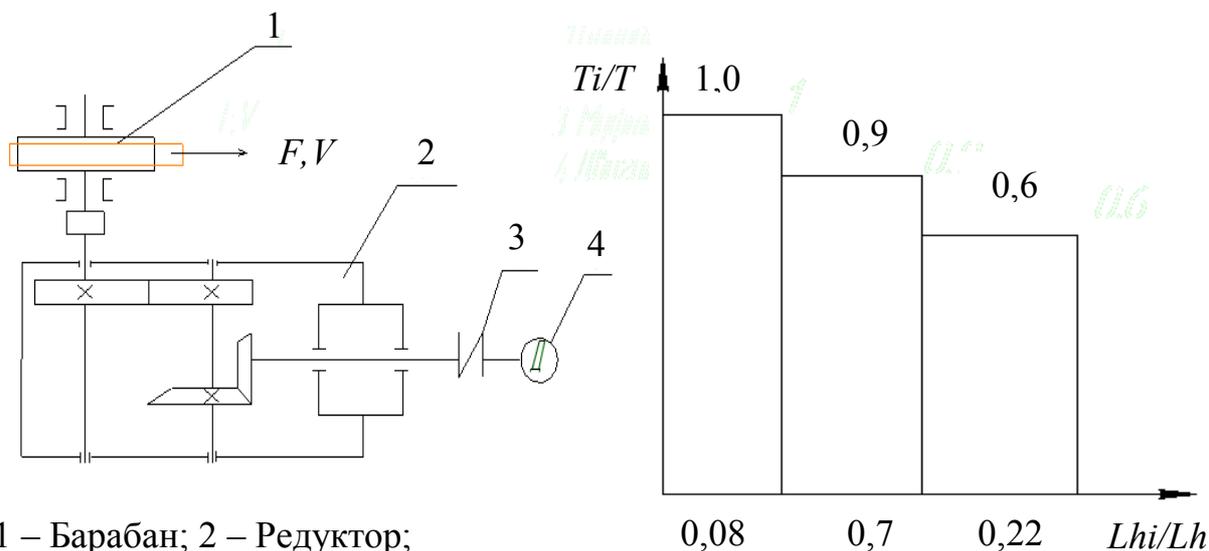
Скорость ленты –  $V = 0,95$  м/с;

Диаметр барабана –  $D = 280$  мм;

Срок службы –  $L = 2$  года;

Суточное время работы – 2 смены;

Коэффициент использования привода за смену – 0,63.



1 – Барабан; 2 – Редуктор;  
3 – Муфта; 4 – Электродвигатель.

Рисунок 1. Схема двухступенчатого коническо-цилиндрического редуктора

По исходным данным был выбран электродвигатель 4А160М8УЗ ( $P_{дв} = 11$  кВт,  $n_{дв} = 730$  об/мин). Определено передаточное число редуктора. Выполнена разбивка его по ступеням из условия равномерного окусания зубчатых колес в масляную ванну. Определены кинематические и силовые параметры редуктора. Результаты расчета представлены в табл. 1.

$$n_{вых} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot V}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot 0,95}{3,14 \cdot 280} = 63 \text{ об/мин};$$

$$U_p = \frac{n_{дв}}{n_{вых}} = \frac{730}{63} = 11,6;$$

Таблица 1. Кинематические и силовые параметры редуктора

Номер вала	Мощность, кВт	Частота вращения, об/мин	Крутящий момент, Н·м
1	12,7	730	173,4
2	12,2	182,5	639,8
3	11,4	63,0	1782,1

Исследование влияния концентратора напряжений проводилось для выходного вала редуктора. Были определены расстояния между опорами  $l_1, l_2, l_3$  и силы действующие на вал.

$$l_1 = 70 \text{ мм};$$

$$l_2 = 83 \text{ мм};$$

$$l_3 = 66 \text{ мм};$$

$$F_{t4} = 27,8 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

$$F_{r4} = 10,1 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

$$F_m = 3,8 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

В дальнейших расчетах вал рассматривался как балка на двух опорах, на который действуют силы в двух взаимно-перпендикулярных плоскостях. Силу от муфты рассматривали в двух направлениях (вверх, вниз), где она оказывает большее влияние на прочность вала.

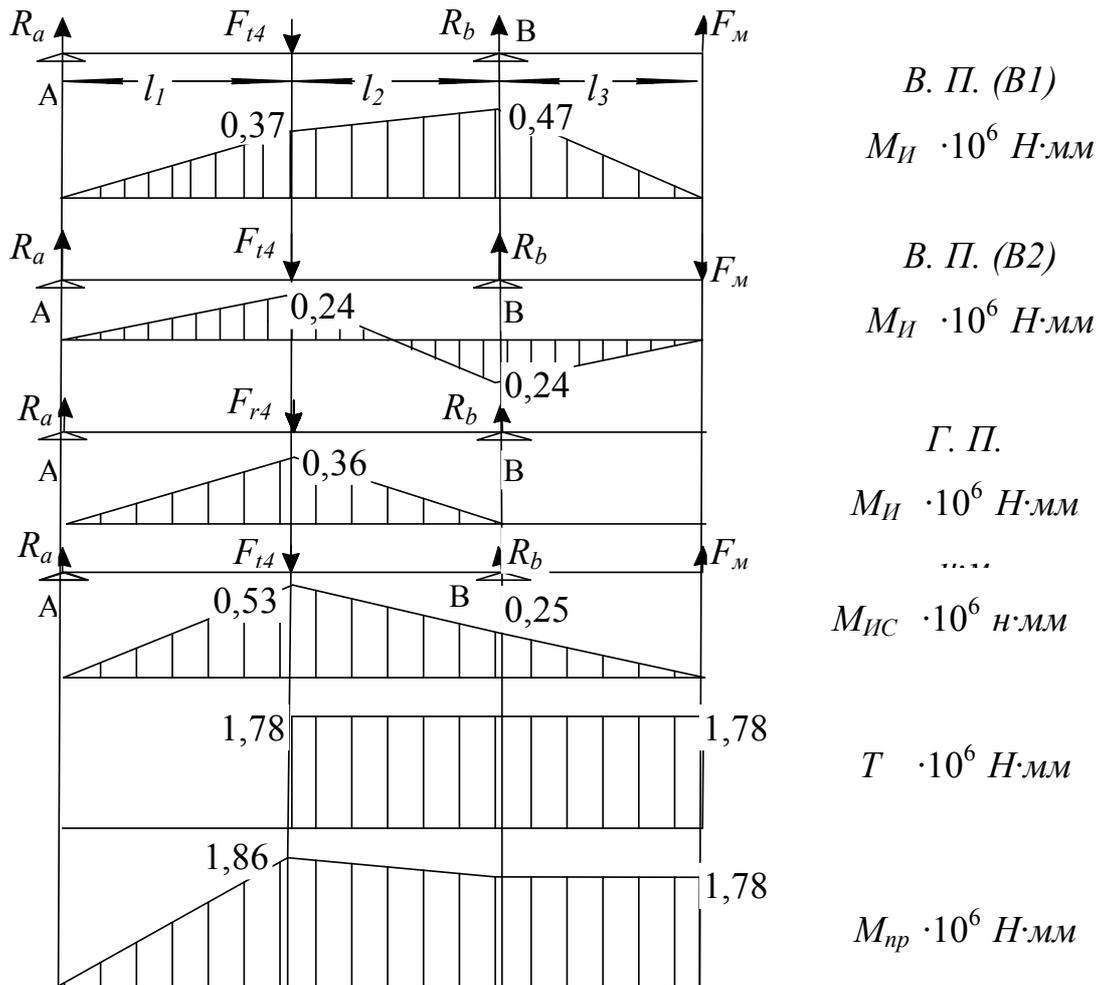


Рисунок 2. Эпюры изгибающих и крутящего моментов

По итогам расчетов определены реакции в опорах, значения изгибающих моментов, построены эпюры изгибающих и крутящего моментов. Из эпюр видно, что наибольший приведенный момент находится под колесом. Для этого сечения определялся диаметр вала.

$$d \leq 3 \sqrt{\frac{M_{np}}{0,1 \cdot [\sigma_{-1}]_u}} = 3 \sqrt{\frac{1,86 \cdot 10^6}{0,1 \cdot 41,7}} = 75 \text{ мм}$$

Для изготовления вала принята сталь 40, механические характеристики которой представлены в табл. 2.

Таблица 2. Механические характеристики стали 40

Марка стали	Диаметр заготовки мм	$HV$	$\sigma_b$ МПа	$\sigma_T$ МПа	$\sigma_{-1}$ МПа	$\tau_{-1}$ МПа	Термообработка
40	Любой	160...190	600	400	270	115	нормализация

После расчета был сконструирован вал (см. рис. 3).

Исследования влияния концентратора напряжений проводилось для сечения (А-А). В качестве концентратора рассматривался галтельный переход с диаметром вала  $d=75$  мм.

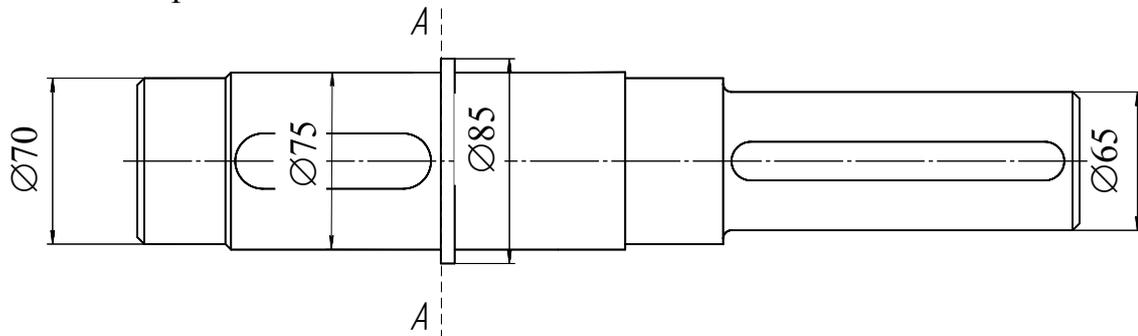


Рисунок 3. Эскиз выходного вала

Общий коэффициент запаса прочности определялся по коэффициентам запаса прочности для нормальных и касательных напряжений.

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}}; \quad S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{(k_\sigma)_\alpha}{\varepsilon_\sigma \beta} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}; \quad S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{(k_\tau)_\alpha}{\varepsilon_\tau \beta} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}; \quad (1)$$

где  $K_\sigma$ ,  $K_\tau$  – эффективные коэффициенты концентрации напряжений;

$S_\sigma$ ,  $S_\tau$  – коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям.

Для расчета принимаем значения радиуса галтели ( $r=0,5; 1,0; 1,5; 2,0$  мм).

Результаты расчетов коэффициента запаса прочности представлены в табл. 3.

Таблица 3. Результаты расчетов коэффициента запаса прочности.

$d, мм$	$D, мм$	$r, мм$	$K\sigma$	$K\tau$	$S\sigma$	$S\tau$	$S$
75	85	0,5	2,29	1,46	1,92	5,46	1,8
		1,0	2,19	1,43	1,98	5,57	1,86
		1,5	1,96	1,36	2,23	5,85	2,08
		2,0	1,94	1,34	2,26	5,94	2,11

По результатам расчетов построен график зависимости коэффициента запаса прочности ( $S$ ) от радиуса галтели ( $r$ ) (рис. 4)

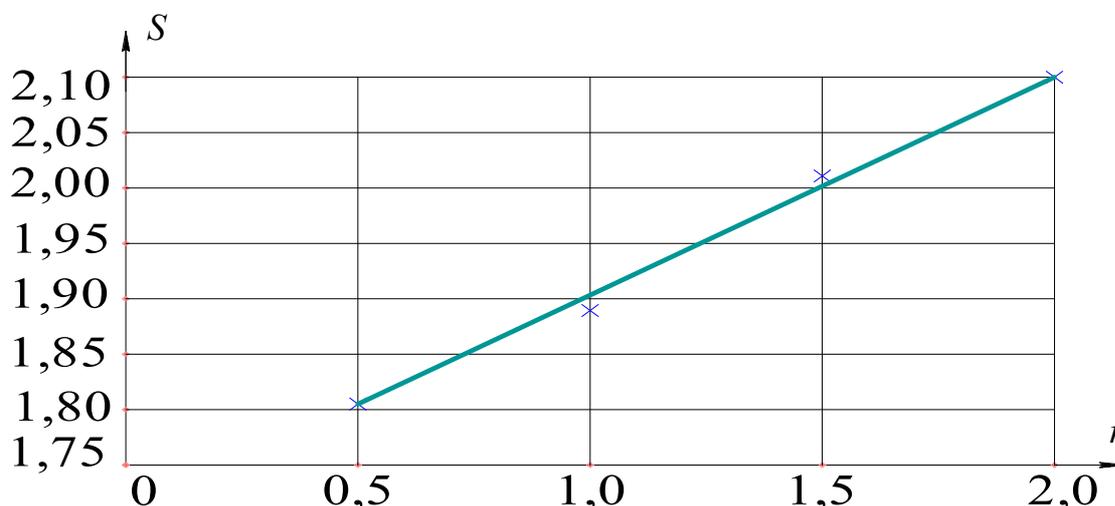


Рисунок. 4. Зависимость коэффициента запаса прочности от радиуса галтели

Из расчетов видно, что с увеличением радиуса галтели коэффициент запаса прочности возрастает. На практике применяют как можно больший радиус галтели, который согласовывают с фаской на сопрягаемой детали.

Дальнейшее исследование проводилось с учетом влияния концентратора напряжений для различных соединений: шпоночного, шлицевого и прессового.

Для прессового соединения выполнен расчет, по которому для обеспечения достаточного натяга была выбрана посадка  $\varnothing 75 \frac{H7}{r6}$ . Коэффициент запаса прочности вала для различных соединений определялся по формулам (1) и результаты расчетов приведены в табл. 4.

Таблица 4. Коэффициент запаса прочности вала для различных соединений.

Тип соединения	$K\sigma$	$K\tau$	$S\sigma$	$S\tau$	$S$
Шпоночное	1,75	1,5	2,23	4,8	2,02
Шлицевое	1,55	2,35	3,4	4,2	2,6
Прессовое	3,5	2,5	1,71	4,39	1,72

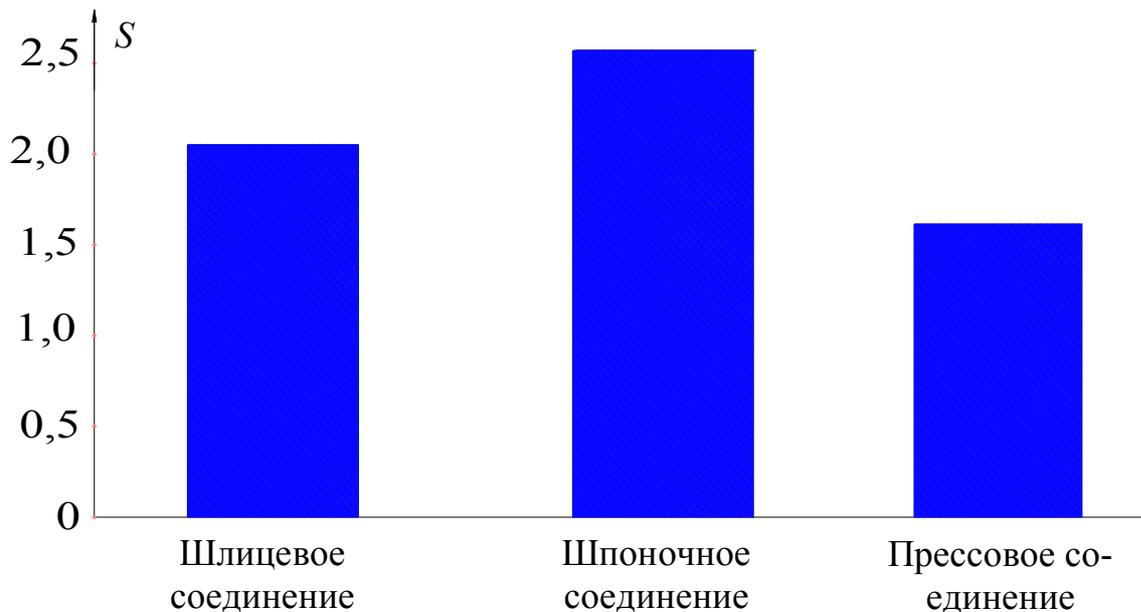


Рисунок. 5 Гистограмма результатов расчета для различных соединений.

По результатам расчетов построена гистограмма (рис.5), из которой видно, что наибольший запас прочности обеспечивает шлицевое соединение. Но для изготовления шлицевого соединения необходим специальный режущий инструмент (фреза, протяжка), что ведет к удорожанию изготовления детали. Поэтому на практике чаще всего применяют шпоночное соединение, так как его изготовление не требует специального режущего инструмента и это соединение обеспечивает достаточный запас прочности вала.

**Список литературы: 1.** Методичні вказівки до виконання курсового проекту з деталей машин. Розділ 1. Донецьк, ДонНТУ, 2005р., 38 с. **2.** Методичні вказівки до виконання курсового проекту з деталей машин. Розділ 2. Донецьк, ДонНТУ, 2005р., 48 с. **3.** Методичні вказівки до виконання курсового проекту з деталей машин. Розділ 3. Донецьк, ДонНТУ, 2005р., 105 с. **4.** Решетов Д. Н. Детали машин. М. Машиностроение, 1989, 497с. **5.** Павлице В.Т. Основы конструювання та розрахунку деталей машин. Київ. Вища школа 2003.