

АКАДЕМИЯ НАУК БССР  
ИНСТИТУТ ПРОБЛЕМ НАДЕЖНОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ МАШИН

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ГИПОИДНЫХ ПЕРЕДАЧ  
НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ. ИСПЫТАНИЯ И РАСЧЕТ

Минск 1986

УДК 621.833.24.001.24 - 192

**МЕТОДИКА РАСЧЕТА ГИПОИДНЫХ ПЕРЕДАЧ НА  
ДОЛГОВЕЧНОСТЬ. ИСПЫТАНИЯ И РАСЧЕТ**

Разработали: Цитович И.С., Забиронин В.В.,  
Чушенков М.Б., Урбанович В.В.

В оперативно-информационных материалах приведена методика расчета гипоидных передач на долговечность по изгибу и контактной прочности зубьев. Методика основана на испытаниях гипоидных колес ГАЗ и ЗИЛ.

Дан краткий анализ кинематических схем тележек гипоидных мостов, выполнены расчеты шестерен и подшипников при различных числах зубьев гипоидной шестерни для мостов с осевым весом 9...10 т.

Описаны стенды и приведены результаты испытаний на них гипоидных колес.

Оперативно-информационные материалы предназначены для научных и инженерно-технических работников транспортно-го машиностроения и могут быть использованы студентами ВУЗов соответствующих специальностей.



**Институт проблем надежности и долговечности  
машин**

## I. Методика расчета напряжений зубьев гипоидных колес

Сравнительный анализ долговечности гипоидных колес, рассчитанной по методике /I/, с результатами стендовых испытаний на долговечность тех же колес, при одинаковом моменте нагружения, показал существенное различие. Нагружения в зубчатых колесах, полученные при расчете по методике /I/ превосходят допустимые. Вместе с тем, стендовые испытания (да и эксплуатационные) показывают хорошую долговечность и работоспособность колес.

Анализ результатов показал, что методика расчета гипоидных колес на долговечность /I/ не совсем четко учитывает требования в части коэффициента торцового перекрытия, коэффициента, учитывающего перекрытие, и коэффициентов распределения нагрузки между зубьями и по ширине зуба. На основании экспериментальных работ и анализа, методика расчета гипоидных колес, описанная в работе /I/, уточнена по четырем коэффициентам (см. табл. I.1).

Таблица I.1  
Уточнения в методике

№	Уточнения	В работах /I,2/	Рекомендуется
1	Расчетный коэффициент торцевого перекрытия	Определяется по реальному числу зубьев	Определяется по эквивалентному числу зубьев
2	Коэффициент, учитывающий перекрытие	$Y_{\epsilon 1,2} = Z \epsilon \frac{\cos \beta_{\epsilon}}{\cos \beta_{m 1,2}}$	$Y_{\epsilon 1,2} = Z \epsilon \left( \frac{\cos \beta_{\epsilon}}{\cos \beta_{m 1,2}} \right)^2$
3	Коэффициент распределения нагрузки между зубьями	Общим методом	$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$
4	Коэффициент распределения нагрузки по ширине	Общим методом	$K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1$

Таблица I.2  
Расчет напряжений зубьев гипоидных  
колес

Исходные данные				
№ пп	Параметры	Обозначение	Размерность	Число-вой пример
1	2	3	4	5
1	Число зубьев шестерни	$Z_1$	-	7
2	Число зубьев колеса	$Z_2$	-	37
3	Рабочая ширина венца шестерни	$b_{f1}$	мм	72
4	Рабочая ширина венца колеса	$b_{f2}$	мм	66
5	Средний делительный диаметр шестерни	$d_{m1}$	мм	80,9
6	Средний делительный диаметр колеса	$d_{m2}$	мм	361,1
7	Внешний окружной модуль	$m_{te2}$	мм	11,5
8	Средний нормальный модуль	$m_{nm}$	мм	8,171
9	Средний угол наклона линии зуба шестерни	$\beta_{n-1}$	град	45
10	Средний угол наклона линии зуба колеса	$\beta_{n2}$	град	33, 15651
11	Сумма углов профиля на рабочей и нерабочей сторонах зуба	$\alpha_z$	град	45
12	Коэффициент смещения шестерни	$X_1$	-	+0,74
13	Коэффициент смещения колеса	$X_2$	-	-0,74
14	Коэффициент изменения толщины зуба	$X_z$	-	0
15	Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой, являющейся дугой окружности	$\rho_f^*$	-	0,275
16	Угол делительного конуса шестерни	$\delta_1$	град	11, 202573
17	Угол делительного конуса колеса	$\delta_2$	град	18, 560054
18	Внешнее конусное расстояние колеса	$R_{e2}$	мм	217,06
19	Среднее конусное расстояние колеса	$R_{m2}$	мм	184,23

Продолжение таблицы 1.2

1	2	3	4	5
20	Степень точности гипоидной передачи	-	-	8
21	Твердость поверхностей зубьев	HRC	-	60
22	наиболее употребительной передачи КП	Uкп	-	1,0
23	I передачи КП	UкпI	-	7,73
24	Передаточное число	Uрк	-	-
25	раздаточной коробки	U <sub>0</sub>	-	5,286
26	главной передачи	U <sub>r</sub>	-	5,286
27	Гипоидной пары	U <sub>r</sub>	-	-
28	колесной передачи	U <sub>r</sub>	-	-
29	Расчетный момент на шестерне гипоидной пары	T <sub>r</sub>	Нм	5600
30	Коэффициент полезного действия гипоидной пары	η <sub>r</sub>	-	0,94
31	Радиус ведущего колеса автомобиля	r <sub>к</sub>	м	0,535
32	Максимальная скорость автомобиля	V <sub>max</sub>	км/ч	90
33	Коэффициент скорости	K <sub>v</sub>	-	0,6

Методика расчета

№	Наименование	Расчетная формула	Размерность	Числовой пример
1	2	3	4	5
33	Средний начальный диаметр	$d_{\omega m} = d_m$	мм	$d_{\omega m} = 80,9$ $d_{\omega m} = 861,1$
34	Среднее значение углов наклона зубьев шестерни и колеса	$\beta_{cp} = 0,5(\beta_{m1} + \beta_{m2})$	град	39,078
35	Коэффициент увеличения размеров шестерни	$K_r = \cos \beta_{m2} / \cos \beta_{m1}$	-	1,184
36	Коэффициент контактного напряжения:			
	- для обкатной передачи	$Z_H = \frac{2 \cos^2 \beta_{cp} (U^2 + K_r^2)}{\sin \alpha_x U K_r^2 \sqrt{K_r^2 + U^2}}$	-	1,27
	- для полуобкатной передачи	$Z_H = \frac{2 \sin \delta_e \cdot \sigma_{T2} \delta_1}{U \sin \delta_x K_r} \cos^2 \beta_{cp}$	-	-

Продолжение таблицы I.2

1	2	3	4	5
37	Коэффициент, учитывающий влияние преднамеренного перераспределения толщины зубьев шестерни и колеса	$K_{\epsilon} \approx 1,57 / (1,57 + \sqrt{\epsilon})$	-	$K_{\epsilon 1} = 1$ $K_{\epsilon 2} = 1$
38	Коэффициент, учитывающий влияние угла профиля исходного контура	$K_{\alpha}$ -табл. I.3	-	0,935
39	Коэффициент, учитывающий относительный радиус кривизны переходной кривой в граничной точке профиля зуба	$K_{\rho}$ -табл. I.4	-	1,04
40	Коэффициент, учитывающий влияние параметров парного зубчатого колеса	$K_{\nu} = 1$	-	1
41	Число зубьев эквивалентного колеса	$Z_{\nu 1,2} = \frac{Z_{1,2}}{\cos \delta_{3,2} \cos^3 \beta_{m 1,2}}$	-	$Z_{\nu 1} = 20,18$ $Z_{\nu 2} = 317,9$
42	Номинальное значение коэффициента напряжения изгиба:			
	-для обкатной передачи	$Y_{F 1,2}^0$ рис. I.1	-	$Y_{F 1}^0 = 2,15$ $Y_{F 2}^0 = 2,46$
	-для полуобкатной передачи	$Y_{F 2}^0 = 2,25$ $Y_{F 1}^0$ рис. I.1	-	
43	Коэффициент напряжения изгиба	$Y_{F 1,2} = Y_{F 1,2}^0 K_{\nu} K_{\alpha} K_{\rho} K_{\epsilon}$	-	$Y_{F 1} = 2,091$ $Y_{F 2} = 2,392$
44	Вспомогательный коэффициент	$K_{\beta} = \frac{b_{1,2} R_{m 2} \tan \beta_{c p}}{R_{e 2} (R_{e 2} - b_{1,2})}$	-	0,31
45	Коэффициент осевого перекрытия	$\epsilon_{\beta} = \frac{(3K_{\beta} - K_{\beta}^3) R_{e 2}}{3\sqrt{M_{t e 2}}}$	-	1,754
46	Коэффициент торцевого перекрытия	$\epsilon_{\alpha}$ -табл. I.5	-	1,26
47	Коэффициент, учитывающий перекрытие при расчете контактных напряжений	$Z_{\epsilon}$ -рис. I.3	-	0,88
48	Коэффициент, учитывающий перекрытие при расчете напряжений изгиба	$Y_{\epsilon 1,2} = Z_{\epsilon} \left( \frac{\cos \beta_{c p}}{\cos \beta_{m 1,2}} \right)^2$	-	$Y_{\epsilon 1} = 1,061$ $Y_{\epsilon 2} = 0,757$
49	Коэффициент, учитывающий по контакту распределение	$K_{H \alpha} = 1$	-	1,0
50	нагрузки между зубьями	$K_{H \beta 1,2} = 1$	-	1,0

Продолжение таблицы 1.6

1	2	3	4	5
51	Коэффициент учитывающий по контакту распределе-	$K_{H\beta} = 1$	-	1,0
52	ние нагрузки по изгибу по шири-	$K_{F\beta} = 1$	-	1,0
53	не Окружная сила в зацеп-	$F_{t2} = \frac{2T_1 U_r \rho_r 10^3}{d_w m_2}$	H	151,36
54	ления для колеса для шестерни	$F_{t1} = F_{t2} / K_r$	H	127,83
55	Средняя техническая скорость автомобиля	$\bar{V}_a = K_v V_{a \max}$	км/ч	55
56	Расчетная частота вращения входного вала КП	$n_T = \frac{2,65 \bar{V}_a U_{K1} U_{K2} U_0}{Z_K}$	об/мин	1465
57	Расчетная частота вращения вала гипоидного колеса	$n = \frac{n_T}{U_{K12} U_{PK} U_0}$	об/мин	36
58	Окружная скорость в зацеплении	$V = \frac{Z_0 \omega_{m2} n}{60 \cdot 1000}$	м/с	0,65
59	Средняя ширина зубчатого венца	$b_{cp} = 0,5 (b_{s1} + b_{s2})$	мм	69
60	Коэффициент, учитывающий влияние вида передачи на проявление погрешности	$N_{\Delta} = 0,08$	-	0,05
61	Отклонение шага	$f_{p1}$ - табл. 1.6	мкм	$f_{p1} = 26$ $f_{p12} = 32$
62	Отклонение шага зацепления	$f_{p2} = 0,94 f_{p1}$	мкм	$f_{p2} = 26$ $f_{p2} = 30$
63	Расчетная производственная погрешность	$\Delta_0 = \sqrt{f_{p1}^2 + f_{p2}^2}$	мкм	40
64	Внутренняя динамическая нагрузка	$F_{j\Delta} = N_{\Delta} b_{cp} V \sqrt{\frac{d_w m_2 (U_r^2) \Delta_0^2}{U}}$	H	232
65	Суммарная удельная жесткость сопряженных зубьев	$G_{\pm s}$ - табл. 1.7	$\frac{H}{мм \cdot мм}$	14
66	Предельное значение динамической нагрузки	$F_{j\Delta} = 1,2 \Delta_0 b_{cp} G_{\pm s} \cos^2 \beta_{cp}$	H	28000
67	Расчетная внутренняя динамическая нагрузка	$F_j = \min(F_{j\Delta}, F_{j\Delta})$	H	232
68	Расчетное значение коэффициента внутренней динамической нагрузки	$K_{\Delta} = 1 + \frac{F_j}{F_{t1}}$	-	1,0016

Продолжение таблицы I.2

1	2	3	4	5
69	Коэффициент, учитывающий влияние внешних динамических нагрузок	$K_{VE}$ -рис. I.2 -		1,035
70	Коэффициент динамической нагрузки	$K_{FV} = K_{V0} K_{VE}$ - для изгиба $K_{HV} = \sqrt{K_{FV}}$ - для контакта	-	1,037 1,018
71	Коэффициент, учитывающий условия смазки	$K_{H\mu} = 1$ (если нет указаний о принятии другого значения)		
72	Коэффициент $K_{F\mu}$	- для ведущего колеса $K_{F\mu 1,2} = 1,05$ - для ведомого колеса $K_{F\mu 1,2} = 0,95$	-	$K_{F\mu 1} = 1,05$ $K_{F\mu 2} = 0,95$
73	Коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса:	по контакту $\sigma_{Ht} < 700 \text{ мм}$ $K_{H\alpha} = 1$ $\sigma_{Ht} \geq 700 \text{ мм}$ $K_{H\alpha} = 1 / (1,07 - 10^{-4} \sigma_{Ht})$ по изгибу $K_{F\alpha 1,2}$ -табл. I.8	-	1 - $K_{F\alpha 1} = 1,135$ $K_{F\alpha 2} = 1,155$
74	Расчетное контактное напряжение	$\sigma_H = F_{t2} Z_H Z_\epsilon K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} K_{H\mu} K_{H\alpha} / (\sqrt{v_{f2} \sigma_{Ht}})$	$\frac{H}{\text{мм}^2}$	32
75	Расчетное изгибное напряжение	- шестерни $\sigma_{F1} = F_{t1} Y_{Fa1} Y_{Sa1} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{F\nu} K_{F\mu} K_{F\alpha} / (\sqrt{v_{f1} m m})$ - колеса $\sigma_{F2} = F_{t2} Y_{Fa2} Y_{Sa2} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{F\nu} K_{F\mu} K_{F\alpha} / (\sqrt{v_{f2} m m})$	$\frac{H}{\text{мм}^2}$ $\frac{H}{\text{мм}^2}$	

Таблица I.3

Коэффициент  $K_\alpha$  в зависимости от угла профиля зуба исходного контура

$\alpha$	15°	17,5°	20°	22,5°	25°
$K_\alpha$	1,14	1,07	1,00	0,935	0,88

Таблица 1.4  
Коэффициент  $K_p$  в зависимости от относительного радиуса кривизны переходной кривой в граничной точке профиля зуба

$\rho_f^* \approx z_f^*$	0	0,1	0,2	0,3	0,4
$K_p$	1,22	1,12	1,07	1,03	1,00

Таблица 1.5  
Коэффициент торцового перекрытия  $\epsilon_\alpha$

$Z_{v1}$	6	7	8	9	10	12	12	13	14	15
$\epsilon_\alpha$	0,87	0,95	1,02	1,07	1,12	1,15	1,17	1,19	1,21	1,22
$Z_{v1}$	16	18	20	22	24	26	28	30	32	
$\epsilon_\alpha$	1,23	1,24	1,26	1,27	1,28	1,29	1,30	1,31	1,32	

Таблица 1.6  
Отклонение шага  $\pm f_{p1}$  (по СТ СЭВ 186-75)

Степень точности	Средний нормальный модуль, $m_{nm}$ , мм	Средний делительный диаметр, мм		
		до 125	свыше 125 до 400	свыше 400 до 800
		мкм		
I	2	3	4	5
СТ 5	от 1 до 3,5 свыше 3,5 до 6,3	6 8	7 9	8 9

Продолжение таблицы I.6

I	2	3	4	5	
5	$\geq 6,3$	$\geq 10$	9	10	11
	$\geq 10$	$\geq 16$	11	11	13
6	от I до 3,5		10	11	13
	свыше 3,5 до 6,3		13	14	14
	$\geq 6,3$	$\geq 10$	14	16	18
	$\geq 10$	$\geq 16$	17	18	20
7	от I до 3,5		14	16	18
	свыше 3,5 до 6,3		18	20	20
	$\geq 6,3$	$\geq 10$	20	22	25
	$\geq 10$	$\geq 16$	24	25	28
8	от I до 3,5		20	22	25
	свыше 3,5 до 6,3		25	28	28
	$\geq 6,3$	$\geq 10$	28	32	36
	$\geq 10$	$\geq 16$	34	36	40
9	от I до 3,5		28	32	36
	свыше 3,5 до 6,3		36	40	40
	$\geq 6,3$	$\geq 10$	40	45	50
	$\geq 10$	$\geq 16$	48	50	56

Таблица I.7

Суммарная жесткость сопряженных зубьев  $G_{\Sigma r}$  ,Н/мм мкм

$\beta_{\Sigma}$	12°	16°	20°	24°	28°	32°	36°	40°	44°	48°
$G_{\Sigma r}$	23	22	21	20	19	17	16	14	13	12

Таблица 1.8  
 Коэффициент  $K_{F\alpha}$  в зависимости от модуля  
 и диаметра зубчатого колеса

$d_{\text{ам}}$ , мм	$m_{\text{ам}}$ , мм										
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
до 300	0,96	1,00	1,02	1,04	1,07	1,10	1,13	1,16	1,19	1,22	1,25
300-400	0,98	1,02	1,04	1,06	1,09	1,12	1,15	1,16	1,21	1,24	1,27
400-500	1,00	1,04	1,06	1,08	1,12	1,16	1,19	1,22	1,25	1,27	1,30
500-600	1,03	1,07	1,09	1,11	1,15	1,18	1,22	1,26	1,29	1,32	1,32
600-700	1,06	1,10	1,12	1,14	1,18	1,21	1,26	1,30	1,33	1,37	1,40
700-800	1,10	1,13	1,16	1,19	1,22	1,26	1,30	1,34	1,38	1,42	1,46

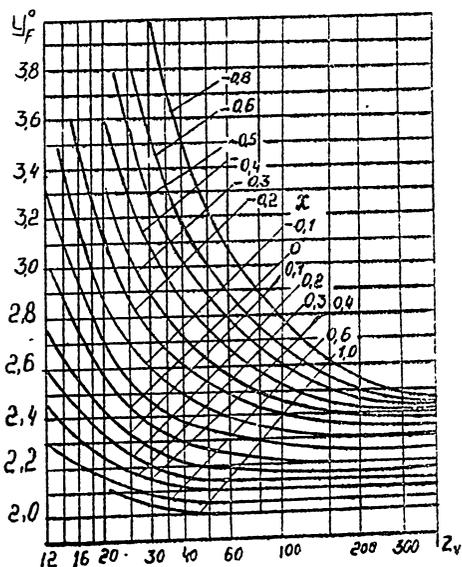


Рис. 1.1  
 График для  
 определения  
 величины  
 коэффициента  $Y_F^0$

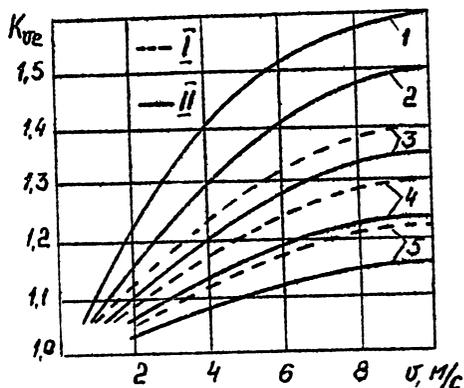


Рис.1.2.График для определения коэффициента  $K_{VE}$ : I-механическая трансмиссия гусеничного трактора; 2-механическая трансмиссия колесного трактора, гидромеханическая-гусеничного трактора; 3-механическая трансмиссия грузового автомобиля, гидромеханическая-колесного трактора; 4-механическая трансмиссия легкового автомобиля; 5-гидромеханические трансмиссии автомобилей (I-зубчатые передачи неподдресоренных агрегатов; II-зубчатые передачи поддресоренных агрегатов)

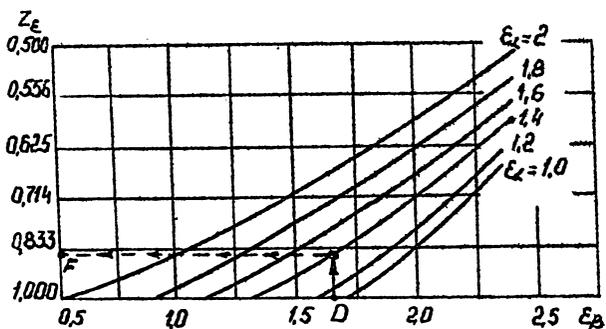


Рис.1.3.График для определения коэффициента  $Z_{\epsilon}$

Уточнение 3 и 4 вызваны тем, что у гипоидных (конических со спиральными и круговым зубом) колес пятно контакта регулируется в табл. I.2 приведена уточненная методика расчета и приведен примерный расчет гипоидной пары  $Z_1 = 7$ ,  $Z_2 = 37$ . Из расчетов видно, что по методике /1/, при заданном нагрузочном режиме напряжения составляют  $P_n = 55 \text{ Н/мм}^2$ ,  $\sigma_{F1} = 694$  и  $\sigma_{F2} = 839 \text{ Н/мм}^2$ . По уточненной методике  $P_n = 32 \text{ Н/мм}^2$ ,  $\sigma_{F1} = 596$  и  $\sigma_{F2} = 585 \text{ Н/мм}^2$ , что подтверждает показатели стендовых и эксплуатационных испытаний шестерен гипоидных передач.

## 2. Схемы гипоидных мостов.

В последнее время в зарубежном машиностроении на магистральных тягачах с осевой нагрузкой 100 кН...140 кН намечается тенденция к переходу от мостов с планетарными колесными редукторами к более легким и не менее долговечным ведущим мостам с одинарной гипоидной передачей, которые проще и имеют небольшое количество деталей и сравнительно низкую себестоимость.

Большое распространение получили подобные мосты в таких ведущих автомобилестроительных странах как США, Швеция, ФРГ, Франция, Япония. Одной из причин, позволяющей применять гипоидные передачи на мостах с нагрузкой 100 кН...140 кН, является достижение в подшипниковой промышленности, где динамическая и статическая грузоподъемность подшипников, одной и той же размерности в последнее десятилетие увеличивались в 2...2,5 раза. Кроме того, в настоящее время в производстве достигнут высокий уровень технологии, в частности, изготовления зубчатых колес.

В настоящее время существуют два способа передачи крутящего момента от КП к мостам тележки. Первый - через редуктор среднего моста, второй - через раздаточную коробку и далее через два кардана на задний и средний мосты. Преимущественное применение получил первый способ. По конструктивному исполнению мосты тележки первого способа выполняются в различных ва-

риантах. На рис. 2.1а показана кинематическая схема гипоидных мостов тележки с дополнительной парой цилиндрических шестерен на среднем мосту. Крутящий момент от кардана через вал передается на межосевой дифференциал среднего моста, где раздваивается: один поток идет через вал и кардан на ведущую шестерню заднего моста, в другой через пару цилиндрических шестерен передается на ведущую шестерню среднего моста. Применение цилиндрической пары шестерен вызвано необходимостью прохода вала привода заднего моста над межколесным дифференциалом среднего моста так как гипоидного смещения недостаточно.

В данной схеме привода мостов зубчатые венцы гипоидных пар заднего и среднего мостов отличаются направлением зуба, по причине отсутствия дополнительной пары шестерен на заднем мосту, а это дает возможность его установки на автомобиль 4 x 2 без изменения.

На рис. 2.1б показана кинематическая схема гипоидных мостов тележки, аналогичная схеме рис. 2.1а/2/, но с дополнительной парой шестерен на заднем мосту /10/.

Применение дополнительной пары шестерен на заднем мосту позволяет максимально унифицировать детали мостов и иметь оптимальный угол кардана, но, вместе с тем требует увеличения веса тележки на 40...45 кг, что является отрицательным фактором.

На рис. 2.1в показана кинематическая схема гипоидных мостов тележки без применения дополнительных пар цилиндрических шестерен. Это наиболее легкая конструкция, но, вместе с тем, имеет ряд факторов отрицательно влияющих на конструкцию и долговечность /10/.

Так, для прохода вала привода к заднему мосту над полуосью среднего моста требуется гипоидное смещение до 55...60 мм при осевом весе 100 кН, что отрицательно сказывается на долговечности гипоидной пары в виду появления больших удельных скольжений в зацеплении. Подвод крутящего момента, осуществляется на крестовину снаружи, что определяет сложную конструкцию передней чашки, большой вылет фланца и ухудшает подвод смазки к шестерням дифференциала. Отмеченное (как подвод момента к крестовине снаружи, большой вылет, смазка) исключается при заднем

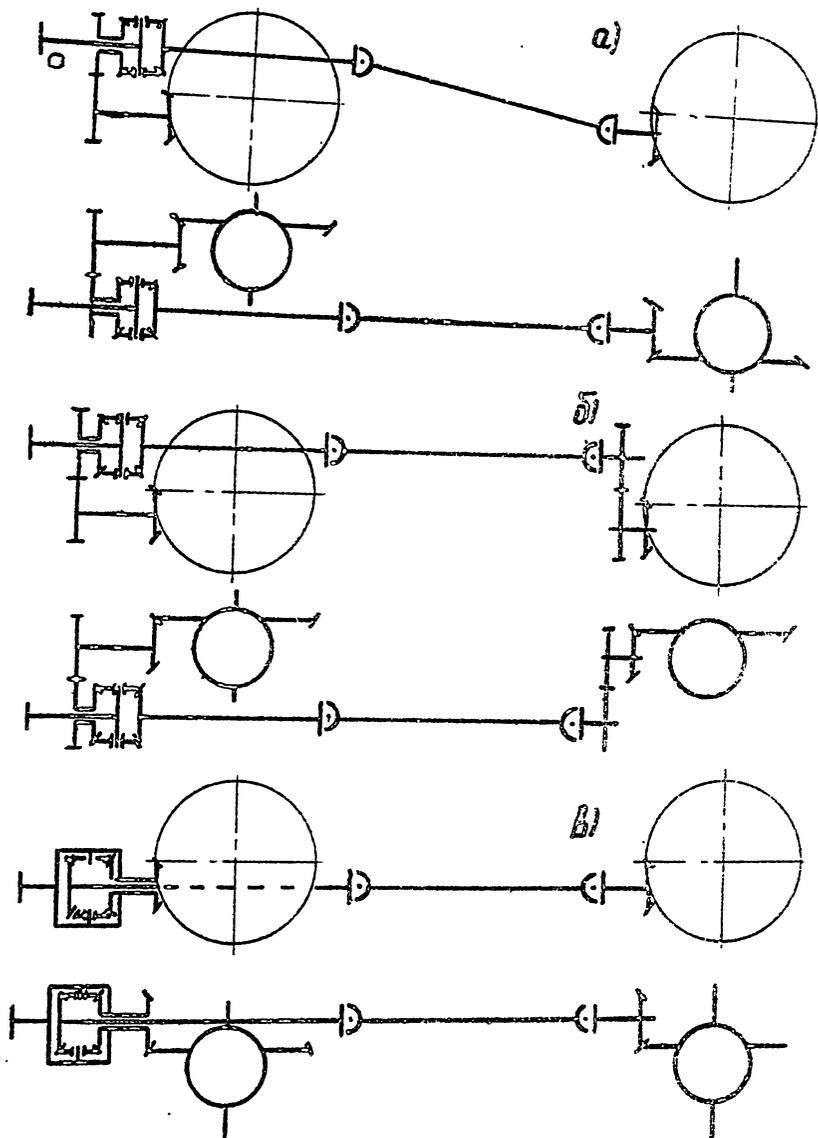


Рис.2.1. Схемы гидравлических мостов.

расположении ведущей шестерни и межосевого дифференциала. но влечет к еще большему гипоидному смещению и увеличению веса, так как входной вал к крестовине дифференциала требует увеличенного диаметра.

### 3. Условия и параметры сопоставляемых схем гипоидных мостов

Для выбора оптимального варианта гипоидных мостов для 3<sup>X</sup> осного автомобиля при осевом весе на тележку 18...20 тонн рассматривались три схемы:

1) схема с двухступенчатой передачей на среднем мосту (цилиндрическая и гипоидная пары) и только гипоидной пары на заднем мосту;

2) схема с одинаковыми двухступенчатыми передачами на средних и заднем мостах;

3) схема с проходной гипоидной передачей - одноступенчатые мосты и средний и задний.

Для всех схем были приняты исходные данные, помещенные в табл.3.1.

Таблица 3.1  
Исходные данные

№ пп	Наименование параметра	Обозначение ;	Величина параметра
1	Максимальный крутящий момент на входе	$T_1$ , Нм	5500
2	Передаточное число главной передачи	$U_0$	5,20 ÷ 5,36
3	Радиус качения колеса	$r_k$ , м	0,525
4	Параметры цилиндрических колес	$m$ , мм $\beta$ $Z_1 + Z_2$	6 23,4150 51 ÷ 53
5	Параметры гипоидных колес	$Z_1$ $Z_2$	7 - 10 37

На основании принятых исходных данных были рассчитаны числа зубьев сопоставляемых гипоидных мостов (табл.3.2)

Таблица 3.2  
Число зубьев колес

Варианты	№1		№2		№3		№4	
$\frac{Z_2}{Z_1}$	37	26	37	27	37	30	37	30
$\frac{Z_2}{Z_1}$	7	26	8	24	9	23	10	21
$U_1$	$\frac{37}{7} = 5,286$		$\frac{37}{8} = 4,625$		$\frac{37}{9} = 4,111$		$\frac{37}{10} = 3,7$	
$U_0$	5,286		5,203		5,360		5,286	
$U_4$	$\frac{26}{26} = 1$		$\frac{27}{24} = 1,125$		$\frac{30}{23} = 1,304$		$\frac{30}{21} = 1,429$	

#### 4. Расчет напряжений зубьев и ресурсов зубчатых колес

Расчет напряжений зубьев цилиндрических колес выполнен по методике /1/, а расчет напряжений зубьев гипоидных колес по вышеприведенной методике. Параметры и расчет зубчатых колес представлены в табл. 4.1 и 4.2 для цилиндрических, и в табл. 4.3 и 4.4 для гипоидных колес. В табл. 4.5 определены условные пробеги до разрушения зубьев рассчитываемых зубчатых колес. При этом коэффициент пробега  $K_{п}$  был принят равным 1.

Таблица 4.1  
 Параметры зубчатых колес цилиндрической пары

Параметры	Обоз- наче- ние	Раз- мер- ность	26 26	27 24	30 23	30 21
Число зубьев шестерни	$Z_1$	-	26	24	23	21
Число зубьев колеса	$Z_2$	-	26	27	30	30
Модуль	$m$	мм	6	6	6	6
Рабочая ширина венца шестерни	$b_{f1}$	мм	60	60	60	60
Рабочая ширина венца колеса	$b_{f2}$	мм	55	55	55	55
Угол наклона зуба	$\beta$	град	23,415	23,415	23,415	23,415
Межосевое расстояние	$a_w$	мм	170,00	166,73	173,27	166,73
Начальный диаметр шестерни	$d_{w1}$	мм	170,00	156,92	150,39	137,31
колеса	$d_{w2}$	мм	170,00	176,53	196,15	196,15
Коэффициент смещения шестерни	$x_1$	-	0	0	0	0
Коэффициент смещения колеса	$x_2$	-	0	0	0	0
Угол главного профиля	$\alpha$	град	20	20	20	20
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой	$\rho_f^*$	-	0,38	0,38	0,38	0,38
Передаточное число	$U_w$	-	1	1,125	1,304	1,429
Степень точности зубчатых колес	-	-	8	8	8	8

Таблица 4.2  
Расчет напряжений зубчатых колес цилиндрической пары

Наименование и формула	Осьзна- чение					
	2	3	4	5	6	
I						
Окружная сила в зацеплении зубчатых колес, $F_t = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_1} \cdot \kappa H$	$F_t$	64,71	70 10	73,14	80,11	
Кoeffициент контактного напряжения $Z_H = \frac{2(\sqrt{u_2 + 1} \cos \alpha)^2}{u_2 \sin 2\alpha \cos \alpha}$ (при $\chi_1 = \chi_2 = 0, \alpha_{m\omega} = \alpha$ )	$Z_H$	5,240	4,949	4 629	4,454	
Кoeffициент напряжения изгиба $Y_F = Y_F^0 K_{\sigma K} K_{\sigma K} K_{\sigma K}$	$Y_{F1}$	2,243	2,275	2,272	2,318	
Номинальное значение коэффициента напряжения изгиба $Y_F^0$ определяется из рис.3.241/ в зависимости от коэффициента смещения $\chi$ и эквивалентного числа зубьев	$Y_{F2}$	2,243	2,244	2,232	2,244	
	$Z_{v1}$	33,65	31,06	29,76	27,18	
	$Z_{v2}$	33,65	34,94	36,82	36,82	
Кoeffициент, учитывающий влияние параметров парного зубчатого колеса:	$Y_{F1}^0$	2,42	2,46	2,47	2,52	
$K_{\sigma 1} = 1 + 0,125 (Z_{v1}^2 / Z_{v2} + \chi_2 - 1)$	$Y_{F2}^0$	2,42	2,41	2,39	2,39	
$K_{\sigma 2} = 1 + 0,125 (Z_{v2}^2 / Z_{v1} + \chi_1 - 1)$						

Продолжение таблицы 4.2

	1	2	3	4	5	6
-коэффициенты, учитывающие влияние угла профиля $K_{\alpha 1}$ и радиуса переходной кривой профиля зуба:		$K_{\alpha 1}$	0,927	0,925	0,920	0,920
-коэффициент, учитывающий влияние преднамеренного перераспределения толщины зубьев шестерни и колеса: $K_{\tau} = 1$		$K_{\tau 2}$	0,927	0,931	0,934	0,939
-коэффициент, учитывающий перекрытие при расчете контактных напряжений $Z_{\epsilon}$ определяется в зависимости от величины коэффициентов осевого ( $\epsilon_{\alpha}$ ) и торцового ( $\epsilon_{\beta}$ ) перекрытия по рис.3.3 /1/		$Z_{\epsilon}$	0,74	0,73	0,74	0,73
$\epsilon_{\alpha} = \frac{Z_1 \epsilon_{\alpha 1} + Z_2 \epsilon_{\alpha 2} - (Z_1 + Z_2) \epsilon_{\alpha} \tau_{\omega}}{2\lambda}$ , ( $\alpha_i \tau_{\omega} = \alpha_i$ , т.к. $\lambda_{\Sigma} = 0$ )		$\alpha_{\alpha 1}$	29,743	30,283	30,584	31,262
- угол профиля зубьев в точке на окружности вершин: $\alpha_{\alpha} = \arccos(\frac{d_b}{d_a})$		$\alpha_{\alpha 2}$	29,743	29,498	28,842	23,842
- основной диаметр: $d_b = Z m \cos \alpha_t / \cos \beta$		$d_{b1}$	158,02	145,87	139,79	127,63
- угол профиля: $\alpha_t = \arctg(\epsilon_{\alpha} / \cos \beta)$		$d_{b2}$	158,02	164,10	182,33	182,33
- диаметр вершин зубьев: $d_a = \frac{Z m}{\cos \beta} + 2(m^* x - \Delta y) m$		$\alpha_t$	21,635	21,635	21,635	21,635
где $m^* = 1$ ; $x = 0$ ; $\Delta y = 0$		$\alpha_{\alpha 1}$	182,00	168,92	162,38	149,31
		$\alpha_{\alpha 2}$	182,00	188,54	208,15	208,15
		$\epsilon_{\alpha}$	1,45	1,44	1,45	1,44
		$\epsilon_{\beta}$	1,16	1,16	1,16	1,16
		$\epsilon_{\beta}$	1,16	1,16	1,16	1,16

$$\epsilon_{\beta} = \frac{d_{\omega} \sin \beta}{\pi m}$$

Продолжение таблицы 4.2

	1	2	3	4	5	6
Кoeffициент, учитывающий перекрытие при расчете напряжений изгиба $У_{\epsilon}$ : $У_{\epsilon} = Z_{\epsilon}$		$У_{\epsilon}$	0,74	0,73	0,74	0,73
Кoeffициент $К_{ис}$ : $К_{ис} = К_{нч} К_{нр}$		$К_{ис}$	1,41	1,41	1,41	1,41
- коэффициент, учитывающий повышение интенсивности нагрузки на наклонных контактных линиях у окополосных участков $К_{нч}$ определяется из табл.3.3 в зависимости от величины $\epsilon_{\beta} / I$		$К_{нч}$	1,33	1,33	1,33	1,33
- коэффициент, учитывающий неточность распределения нагрузки между зубьями $К_{нр}$ определяется по рис.3.5		$К_{нр}$	1,06	1,06	1,06	1,06
$/ I$ в зависимости от степени точности передачи и расчетной окружной скорости в зацеплении		$V$	1,68	1,53	1,52	1,36
- окружная скорость: $V = \frac{U_{трз} n}{60000}$ , м/с		$n$	189	186	193	189
- расчетная частота вращения шестерни: $n = \frac{N_T}{U_{мл}}$ , об/мин		$N_T$	1465	1440	1490	1465
- частота вращения входного вала КП: $N_T = 2,65 \sqrt{U_{трз}} / Z_k$ , об/мин		$U_{трз}$	5,286	5,203	5,360	5,286
- средняя техническая скорость автомобиля: $V_a = K_v V_{a, max}$ , где $K_v = 0,6$ $V_a = 55$ км/ч		$K_{ед}$	1,085	1,084	1,084	1,083
- передаточное число на высшей передаче		$K_{ед2}$	1,085	1,085	1,086	1,086
Кoeffициент $К_{ед}$ : $К_{ед} = 1 + (K_{ед} - 1) K_a$						

Продолжение таблицы 4.2

	2	3	4	5	6
I					
- отношение напряжений $K_{\Sigma}^2$ определяется по табл. 3.4 /1/ в зависимости от параметров $Zv$ и $X$	$K_{\Sigma 1}^2$	I, 424	I, 421	I, 420	I, 417
- коэффициент $K_{\Sigma}$ определяется по табл. 3.5/1/ в зависимости от степени точности передачи по нормам плавности и удельной нагрузки на зуб ( $F_{\Sigma} > 120 \text{ Н/мм}^2$ для всех вариантов)	$K_{\Sigma 2}^2$	I, 424	I, 425	I, 429	I, 429
	$K_{\Delta}$	0,2	0,2	0,2	0,2
Кoeffициент $K_{\text{нв}} = 1 + (K_{\Sigma}^2 - 1) / K_{\text{нв}}$	$K_{\text{нв}}$	I, 017	I, 017	I, 017	I, 016
! - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца в начальный период работы передачи $K_{\text{в}}$ определяется по рис. 3.7 /1/ в зависимости от величины $U_{\text{в}} = v_{\Sigma} / \omega_{\Sigma 1}$	$K_{\text{в}}$	0,32	0,35	0,37	0,40
- коэффициент, учитывающий влияние проработки зубьев на распределение нагрузки $K_{\text{св}}$ определяется по табл. 3.6 /1/ в зависимости от твердости активных поверхностей зубьев и окружной скорости	$K_{\text{св}}$	I, 02	I, 02	I, 02	I, 02
Кoeffициент $K_{\text{фв}} = 1 + (K_{\Sigma}^2 - 1) / K_{\text{фв}}$	$K_{\text{фв}}$	0,833	0,827	0,826	0,818
- отношение напряжений $K_{\Sigma}^2$ (см. определение $K_{\text{нв}}$ ), коэффициент, учитывающий влияние проработки зубьев на распределение нагрузки $K_{\text{св}}$ определяется из табл. 3.6 /1/ в зависимости от твердости активных поверхностей зубьев и окружной скорости	$K_{\text{фв}}$	I, 02	I, 02	I, 02	I, 02
Кoeffициент $K_{\text{нв}} = \sqrt{K_{\Sigma}^2 / K_{\text{фв}}}$	$K_{\text{нв}}$	I, 033	I, 031	I, 031	I, 029

Продолжение таблицы 4.2

I	2	3	4	5	6
- расчетное значение коэффициента внутренней динамической нагрузки $K_{вд} = 1 + F_j / F_z$	$K_{вд}$	1,017	1,013	1,012	1,009
- расчетное значение внутренней динамической нагрузки $F_j = m \cdot n (F_{дл}, F_{им}), кН$	$F_j$	1,068	0,909	0,854	0,717
- внутренняя динамическая нагрузка при расчетном значении окружной скорости $F_{дл} = F_{дл} \cdot \% кН$	$F_{дл}$	1,068	0,909	0,854	0,717
- предельное значение динамической нагрузки $F_{им} = \Delta \sigma \cdot \sigma_{ср} \cdot \cos \beta$ , где $\Delta \sigma = 36$ - расчетная производственная нагрузка погрешность: $\sigma_{ср} = \frac{\sigma_{нл} + \sigma_{дл}}{2} = 57,5 мм$					
$M_0 = 0,1$ - коэффициент, учитывающий влияние вида передачи на проявление погрешности $\Delta \sigma$ при формировании динамической нагрузки (определяется по табл. 3, $9/1/6z = 17 Н/мм \cdot км$ - суммарная удельная жесткость сопряженных зубьев			30	30	30
- внутренняя динамическая нагрузка при $V = 1 м/с$ $F_{дл}, кН$	$F_{дл}, кН$	0,636	0,594	0,562	0,527
- коэффициент, учитывающий влияние внешних динамических нагрузок $K_{вн}$ определяется в зависимости от типа мелкого вида трансмиссии и деформирующего влияния подвески по рис. 3, 8/1/ $K_{вн}$	$K_{вн}$	1,06	1,06	1,06	1,05
Коэффициент $K_{св}$ : $K_{св} = K_{вд} K_{вн}$	$K_{св}$	1,067	1,064	1,063	1,059
$K_{вд}$ и $K_{вн}$ см. расчет $K_{вн}$					

Продолжение таблицы 4.2

	2	3	4	5	6
Кoeffициенты $K_{HM}$ , $K_{HX}$	$K_{HM}$ $K_{HX}$	I I	I I	I I	I I
Кoeffициент $K_{FM}$	$K_{FM1}$ $K_{FM2}$	1,06 0,95	1,06 0,95	1,06 0,95	1,06 0,95
Кoeffициент $K_{FX}$ определяется по табл.3.11 /1/ в зависимости от величины модуля и диаметра зубчатого колеса					
Расчетное контактное напряжение	$K_{FX}$	1,07	1,07	1,07	1,07
$P_H = F_z \cdot Z_H \cdot Z_c \cdot K_{HX} \cdot K_{HV} \cdot K_{HM} \cdot K_{HX} / (v \cdot \omega \cdot b \cdot z) \cdot \frac{H}{MM^2}$	$P_H$	40	43	45	51
Расчетное напряжение изгиба					
$\sigma_{F1} = F_z \cdot Y_{Fa1} \cdot Y_{Sa1} \cdot K_{Fz1} \cdot K_{F\beta1} \cdot K_{F\sigma1} \cdot K_{FX} / (d_{F1} \cdot m) \cdot \frac{H}{MM^2}$	$\sigma_{F1}$	396	427	451	495
$\sigma_{F2} = F_z \cdot Y_{Fa2} \cdot Y_{Sa2} \cdot K_{Fz2} \cdot K_{F\beta2} \cdot K_{F\sigma2} \cdot K_{FX} / (b_{F2} \cdot m) \cdot \frac{H}{MM^2}$	$\sigma_{F2}$	391	417	437	474

Таблица 4.3

Исходные данные для расчета зубчатых колес гипоидной пары

Параметры	Обоз- начен- ные	Разм- мер- ность		$\frac{37}{7}$	$\frac{37}{8}$	$\frac{37}{9}$	$\frac{37}{10}$
		3	4	5	6	7	
Число зубьев шес- терни	$Z_1$	-	7	8	9	10	
Число зубьев ко- леса	$Z_2$	-	37	37	37	37	
Рабочая ширина вен- ца шестерни	$b_{f1}$	мм	72	71	71	71	
Рабочая ширина вен- ца колеса	$b_{f2}$	мм	66	66	66	66	
Средний делительный диаметр шестерни	$d_{m1}$	мм	80,9	92,5	104,0	115,6	
Средний делительный диаметр колеса	$d_{m2}$	мм	361,1	361,6	362,1	362,7	
Внешний окружной модуль	$m_{te2}$	мм	11,5	11,511	11,5	11,5	
Средний нормальный модуль	$m_{1nm}$	мм	8,171	8,169	8,158	8,175	
Средний угол наклона линии зуба шестерни	$\beta_{m1}$	град	45,	45, 025212	45, 110533	45, 000143	
Средний угол наклона линии зуба колеса	$\beta_{m2}$	град	33, 15651	33, 299480	33, 541136	33, 497041	
Сумма углов профиля рабочей и нерабочей стороны зуба	$\alpha_{\Sigma}$	град	45	45	45	45	
Коэффициент смещения шестерни	$x_1$	-	+0,74	+0,7	+0,66	+0,66	
Коэффициент смещения колеса	$x_2$	-	-0,74	-0,7	-0,66	-0,66	
Коэффициент изменения толщины зуба	$x_{\tau}$	-	0	0	0	0	
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой, являющейся гой окружности	$\rho_{\Sigma}^y$	-	0,275	0,275	0,275	0,275	
Угол делительного конуса шестерни	$\delta_1$	град	11, 202573	12, 832720	14, 323613	15, 859265	

Продолжение таблицы 4.3

I	2	3	4	5	6	7
Угол делительного конуса колеса	$\delta_2$	град	78,560054	76,903068	75,391597	73,85612
Внешнее конусное расстояние колеса	$R_{e2}$	мм	217,06	218,43	219,86	221,48
Среднее конусное расстояние колеса	$R_{m2}$	мм	184,23	185,64	187,12	188,80
Степень точности зубчатых колес		-	8	8	8	8
Передаточное число	$U_r$	-	5,286	4,625	4,111	3,7
Передаточное число цилиндрической передачи	$U_4$	-	1	1,125	1,3024	1,429

Таблица 4.4  
Расчет напряжений зубчатых колес гипцидной пары

Наименование и формула	I					
	Обозначение	37	37	37	37	37
Формула МВТУ для обкатной передачи приближенная	$Z_H$	1,270	1,285	1,301	1,326	
$Z_H = \frac{2 \cos^2 \beta_{cp} (U^2 + K_r^2)}{\sin \alpha_{\Sigma} U K_r^2 / (K_{\Sigma}^2 + U^2)}$						
где $K_r = \cos \beta_{m2} / \cos \beta_{m1}$	$K_r$	1,184	1,183	1,181	1,179	
$\beta_{cp} = 0,5(\beta_{m1} + \beta_{m2})$	$\beta_{cp}$	39,078	39,162	39,326	39,249	

Кoeffициент напряжений изгиба:  $Y_F = Y_F^0 K_{\sigma} / K_{\alpha} K_r K_{\Sigma}$

- номинальное значение коэффициента напряжения изгиба  $Y_F^0$  определяется из рис. 1.1 в зависимости от эквивалентного числа зубьев  $Z_V$  и коэффициента смещения  $X$

- эквивалентное число зубьев:  $Z_V = Z / (\cos \beta \cos^2 \beta_{m1})$

- коэффициент, учитывающий влияние параметров парного колеса:  $K_{\sigma 1} = K_{\sigma 2} = 1,0$

- коэффициенты  $K_{\alpha}$  и  $K_r$  определяются из табл. 1.3, 1.4  
 $K_{\alpha} = 0,935, K_r = 1,04$

- коэффициент, учитывающий влияние преднапряженного перераспределения толщин зубьев шестерни и колеса: при  $K_{\Sigma} = 0, K_{\sigma 1} = K_{\sigma 2} = 1$

Продолжение таблицы 4.4

I	2	3	4	5	6
Коэффициент, учитывающий перекрытие при расчете контактных напряжений $Z_c$ определяется по рис. 1.3 в зависимости от коэффициента осевого $\epsilon_a$ и торцового $\epsilon_a$ перекрытия	$Z_c$ 0,88 $\epsilon_a$ 1,26	0,87 1,28	0,87 1,28	0,85 1,29	0,84 1,31
- в зависимости от $Z_v$ определяется $C_a$ (табл. 1.5)	$K_B = \frac{b_2 \cdot \sin \alpha \cdot \beta_{ср}}{K_{\beta} (K_{\beta} - \beta_{r2})}$ где $K_{\beta} = \frac{3 \cdot K_{\beta} - K_{\beta}^3}{3 \cdot \pi \cdot m_{\text{кв}2}}$	$C_{\beta}$ 1,754 $Y_{\epsilon 1}$ 1,061	1,759 1,047	1,765 1,021	1,762 1,007
Коэффициент, учитывающий перекрытие при расчете напряжений изгиба: $Y_{\epsilon} = Z_{\epsilon} (\cos \beta_{ср} / \cos \beta_m)$	$Y_{\epsilon}$ 0,757	0,749	0,749	0,732	0,724
Коэффициент $K_{H\alpha}$	$K_{H\alpha}$ 1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
Коэффициент $K_{F\alpha}$	$K_{F\alpha 1}$ 1,0 $K_{F\alpha 2}$ 1,0	1,0 1,0	1,0 1,0	1,0 1,0	1,0 1,0
Коэффициент $K_{H\beta}, K_{F\beta}$	$K_{H\beta}$ 1,0 $K_{F\beta}$ 1,0	1,0 1,0	1,0 1,0	1,0 1,0	1,0 1,0
Коэффициент $K_{Fv}$ , $K_{Hv}$	$K_{Fv} = \frac{K_{v\Delta} \cdot K_{vE}}{K_{Fv}}$ $K_{Hv} = \sqrt{K_{Fv}}$	$K_{Fv}$ 1,037 $K_{Hv}$ 1,018	1,037 1,018	1,037 1,018	1,037 1,018
- расчетное значение коэффициента внутренней динамической нагрузки $K_{v\Delta} = 1 + F_d / F_{t1}$	$K_{v\Delta}$ 1,0018	1,0020	1,0020	1,0021	1,0022
- расчетное значение внутренней динамической нагрузки $F_d = \min (F_{d\Delta}, F_{dH}), \text{ кН}$	$F_d$ 0,232	0,250	0,250	0,268	0,286

Продолжение таблицы 4.4

	1	2	3	4	5	6
- внутренняя динамическая нагрузка при расчетном значении окружной скорости $F_{\Delta} = F_{\Delta 1} V, \text{ кН}$		$F_{\Delta}$	0,232	0,250()	0,268	0,286
- предельное значение динамической нагрузки $F_{\text{лм}}$		$F_{\text{лм}}$	$> F_{\Delta}$	$> F_{\Delta}$	$> F_{\Delta}$	$> F_{\Delta}$
- внутренняя динамическая нагрузка при $V = 1 \text{ м/с}$		$F_{\Delta 1, \text{ кН}}$	0,342	0,368	0,394	0,420
- где $M_{\Delta} = 9,08; v_{\text{ср}} = 0,5(\beta_{\Delta 1} + \beta_{\Delta 2})$ , мм		$v_{\text{ср}}$	69	68,5	68,5	68,5
- расчетная производственная погрешность		$\Delta_0 = \sqrt{f_{\beta 1}^2 + f_{\beta 2}^2}$ ,				
где $f_{\beta 1} = 0,94 f_{\beta 1}$ , $f_{\beta 2}$ из табл. I.6 для 8-ой степени точности. Для всех вариантов $f_{\beta 1} = 28, f_{\beta 2} = 32$ , тогда $f_{\beta 1} = 26, f_{\beta 2} = 30$ и $\Delta_0 = 40$						
- окружная сила в зацеплении для колеса		$F_{\Sigma 2} = \frac{2 T_1 U_6 \rho_0 10^3}{O \omega m_2}$ , кН	$F_{\Sigma 2}$	151,36	148,48	150,69
где $\rho_0 = 0,94; O \omega m_2 = d m_2$						
- окружная сила в зацеплении для шестерни $F_{\Sigma 1} = F_{\Sigma 2} / i_{\text{г, кН}}$		$F_{\Sigma 1}$	127,83	125,51	129,60	127,81
- окружная скорость в зацеплении $V = U_6 \omega m_2 / 60 000$ , м/с		$V$	0,68	0,68	0,68	0,68
- частота вращения вала ведомого колеса $n = n_T / (U_{\text{кв1}} U_{\text{ч}} U_{\text{г}})$ , об/мин		$n$	36	36	36	36
- частота вращения входного вала КП: из расчета цилиндрич.-шестеренчатой пары (табл. 4.2)		$n_T$	1465	1440	1490	1465
- коэффициент, учитывающий влияние внешних динамических нагрузок $K_{\text{вс}}$ определяется в зависимости от типа машины, вида трансмиссии и демпфирующего вдиния подшипники по рис. I.2		$K_{\text{вс}}$	I, 035	I, 035	I, 035	I, 035

Продолжение таблицы 4.4

I	2	3	4	5	6
Коэффициенты $K_{\text{нп}}$ , $K_{\text{сн}}$ , $K_{\text{нл}}$ , $K_{\text{нв}}$ , $K_{\text{нх}}$ , $K_{\text{нз}}$ определяются по табл. I.8	$K_{\text{нп}}$	I	I	I	I
- коэффициент $K_{\text{сн}}$	$K_{\text{сн}}$	I, 05	I, 05	I, 05	I, 05
	$K_{\text{нл}}$	0, 95	0, 95	0, 95	0, 95
	$K_{\text{нв}}$	I	I	I	I
	$K_{\text{нх}}$	I, 135	I, 135	I, 135	I, 135
	$K_{\text{нз}}$	I, 155	I, 155	I, 155	I, 155
Расчетное контактное напряжение	$P_{\text{н}}$	32	27	25	23
$P_{\text{н}} = F_{\text{сн}} Z_{\text{н}} Z_{\text{сн}} K_{\text{нл}} K_{\text{нв}} K_{\text{нх}} K_{\text{нз}} / (V_{\text{сн}} \sigma_{\text{сн}}) \cdot \frac{H}{\text{мм}^2}$					
Расчетное напряжение изгиба	$\sigma_{\text{Ф1}}$	596	575	577	556
$\sigma_{\text{Ф1}} = F_{\text{сн}} Y_{\text{Ф1}} Y_{\text{сн}} K_{\text{Ф1}} K_{\text{Ф2}} K_{\text{Ф3}} K_{\text{Ф4}} / (V_{\text{сн}} \sigma_{\text{сн}}) \cdot \frac{H}{\text{мм}^2}$					
	$\sigma_{\text{Ф2}}$	565	563	571	556
$\sigma_{\text{Ф2}} = F_{\text{сн}} Y_{\text{Ф2}} Y_{\text{сн}} K_{\text{Ф1}} K_{\text{Ф2}} K_{\text{Ф3}} K_{\text{Ф4}} / (V_{\text{сн}} \sigma_{\text{сн}}) \cdot \frac{H}{\text{мм}^2}$					
Расчетное контактное напряжение при расчетном моменте $T_1$ -4600 Нм	$P_{\text{н}}$	27	23	21	19
Расчетное напряжение изгиба при расчетном моменте $T_1$ -4600 Нм	$\sigma_{\text{Ф1}}$	498	481	483	465
	$\sigma_{\text{Ф2}}$	489	471	477	465

Таблица 4.5

## Расчет ресурса зубчатых колес

Наименование и формула	Обозначение	26	37	27	37	30	37	30	37
		26	7	24	8	23	9	21	10
	1	2	3	4	5	6			
Условные пробеги до усталостной поломки зуба при действии максимального крутящего момента:									
- по изгибу	$L_{Fzц}$	34400	17740	10520	4620				
$L_F = \frac{N_{F0}}{n_s} \left( \frac{\sigma_{FPO}}{\sigma_F} \right)^9, \text{ км}$	$L_{Fzц}$	38570	24690	18230	9740				
	$L_{Fzг}$	870	1370	1490	2320				
	$L_{Fzг}$	5430	7670	6750	8580				
- по контакту	$L_{Hzц}$	8030	6560	5560	3870				
$L_H = \frac{N_{H0}}{n_s} \left( \frac{\Pi_{HPO}}{\Pi_H} \right)^2, \text{ км}$	$L_{Hzц}$	8030	7380	7250	5530				
	$L_{Hzг}$	15680	29830	42280	60290				
	$L_{Hzг}$	82900	138000	173850	223260				
Базовое число циклов при расчете									
- на изгиб	$N_{F0}/10^6$	4		4		4		4	
- на контактную выносливость	$N_{H0}/10^8$	1,2		1,2		1,2		1,2	
Предел выносливости при 90% ресурса:									
- изгибной	$\sigma_{Fzц}^c, \frac{H}{мм^2}$	440		440		440		440	
- контактной	$\Pi_{Hzц}^0, \frac{H}{мм^2}$	19		19		19		19	
Предельное напряжение:									
- изгибное	$\sigma_{FPO}$	530		530		530		530	
$\sigma_{FPO} = \sigma_{Fzц}^c Y_R K_{FC} \frac{H}{мм^2}$									
где $Y_R = 1$ - коэффициент, учитывающий обработку зубьев /1/; $K_{FC} = 1,2$ - коэффициент, учитывающий характер нагружения зубчатого колеса, табл.3.14/1/									
- контактное	$\Pi_{HPO} = \Pi_{Hzц}^0 Z_R, \frac{H}{мм^2}$	19		19		19		19	
где $Z_R = 1$ - коэффициент, учитывающий обработку зубьев, табл.3.13/1/									

Продолжение таблицы 4.5

1	2	3	4	5	6
Число циклов зубчатого колеса за 1 км пробега	$N_{zш}$	1602	1577	1625	1602
	$N_{zз}$	1602	1402	1246	1122
$N_{zш} = 1000 U_{шк} / 2\pi Z_k$	$N_{zзг}$	1602	1402	1246	1122
при $Z_k = 0,525$ м - радиус качения колеса.	$N_{zзг}$	303	303	303	303
Передаточное число от вала зубчатого колеса до ведущих колес.	$U_{шкз}$	5,286	5 203	5.360	5,286
	$U_{шкзг}$	5,286	4,625	4, III	3,7
	$U_{шкзг}$	5,286	4,625	4, III	3,7
	$U_{шкзг}$	I	I	I	I
Напряжение (из расчета шестерен, табл.4.2,4.4), $H/mm^2$	$\sigma_{шш}$	396	427	451	495
	$\sigma_{шз}$	391	417	437	474
	$\sigma_{шзг}$	40	43	45	51
	$\sigma_{шзг}$	596	575	577	556
	$\sigma_{шзг}$	585	563	571	556
	$\sigma_{шг}$	32	27	25	23

### 5. Расчет подшипников

Схема расположения рассчитываемых подшипников представлена на рис.5.1. В табл.5.1 приведены их параметры, необходимые для расчета. На рис.5.2\* приведены расчетные схемы, а на рис.5.3 - пространственное распределение расчетных сил, вызываемых усилиями, действующих в зацеплениях зубчатых колес и опорных реакций, вызываемых этими силами.

Расчет ресурса подшипников производился по следующей модифицированной методике, изложенной в /3,4/:

1. расчетные силы, создающие нагрузки на подшипниках:  
 - расчетная окружная сила  $F_{\text{ср}} = F_t \cdot K_{d1}$ , где  $K_{d1} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n K_{vd1}$  - коэффициент внутренней динамической нагрузки ( $K_{vd}$  - коэффициент внутренней динамической нагрузки в зацеплении зубчатых колес /1/;

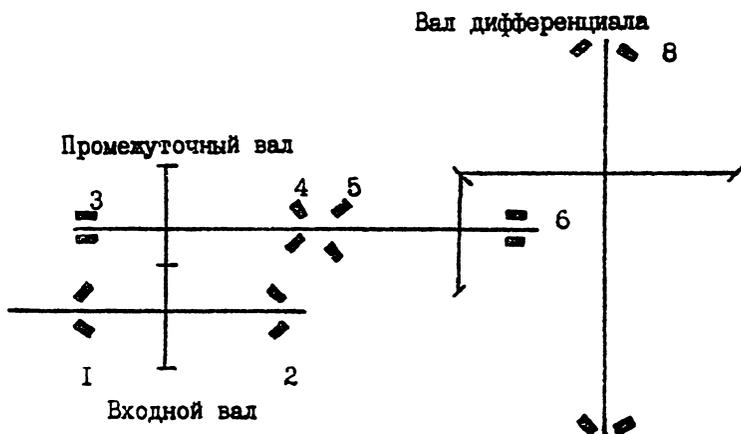


Рис.5.1.Схема расположения подшипников

Таблица 5.1  
Основные параметры рассчитываемых подшипников

Вал	Входной		Промежуточный			Дифференциала		
№ подш.	1	2	3	4	5	6	7	8
$C, кН$	161	130	183	154	233	55	239	239
$\alpha, град$	13	$16^{\circ}10'$	0	23	23	0	$15^{\circ}40'$	$15^{\circ}40'$

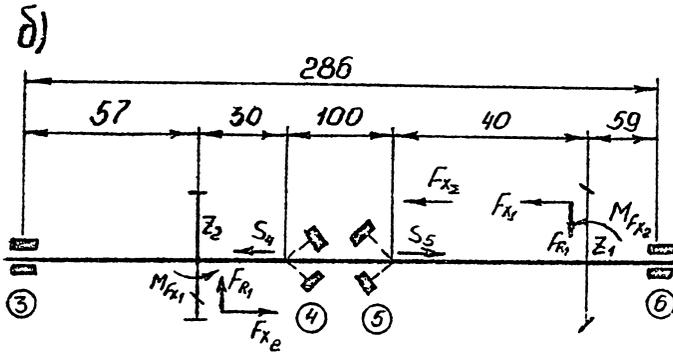
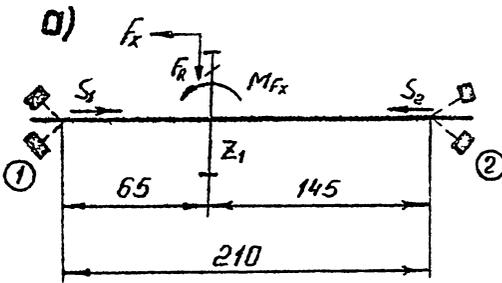
- расчетная радиальная сила  $F_{RP} = f(F_{EP})$

- расчетный изгибный момент, заменяющий действие осевой силы  $M_{EKP} = f(F_{EP})$

2. расчетные опорные реакции  $R_P = f(F_{EP}) K_{\Delta 2}$  или

$$R_P = f(F_{RP}, M_{EKP}) K_{\Delta 2}$$

где  $K_{\Delta 2}$  - коэффициент внешней динамической нагрузки;  $K_{\Delta 2} = 1, 2, \dots, 1,5$  - для подшипников, расположенных рядом с фланцем карданного вала;  $K_{\Delta 2} = 1,5$  - для подшипников дифференциала, ненагруженных осевой силой;  $K_{\Delta 2} = 1, 0, \dots, 1,2$  - для прочих



Пространственное расположение сил см. на рис. 5.3

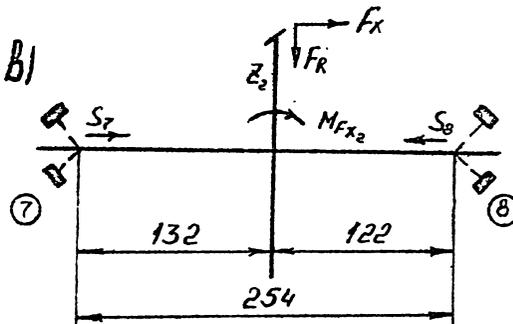


Рис. 5.2. РАСЧЕТНЫЕ СХЕМЫ: а) - входного вала, б) - промежуточного вала, в) - вала дифференциала



подшипников агрегатов трансмиссии.

3. приведенная нагрузка на подшипник

$$P_{np} = (\chi V R_p + Y F_a) K_m K_t.$$

4. дальнейший расчет по методике /3,4/.

В табл.5.1,5.2,5.3 представлен расчет ресурсов подшипников.

Промежуточный вал расположен на четырех опорах. Так как он дважды статически неопределен, то каноническая система уравнений будет иметь вид /5/:

$$\begin{cases} \delta_{6p} + \chi_6 \delta_{66} + \chi_3 \delta_{63} = 0 \\ \delta_{3p} + \chi_6 \delta_{36} + \chi_3 \delta_{33} = 0 \end{cases}$$

В табл.5.4 произведен расчет опорных реакций промежуточного вала, расчетная схема которого представлена на рис.5.2б, а пространственное расположение сил, создающих нагрузки на подшипник - на рис.5.3.

## 6. Анализ результатов расчета

В табл.6.1 приведены напряжения в зубьях зубчатых колес различных вариантов гипоидных мостов, на рис.6.1 эти напряжения показаны на графиках. Из таблиц и графиков видно, что при сохранении общего передаточного числа двойной главной передачи, но с вариацией чисел зубьев между гипоидной парой (с 7 до 10 на шестерне) и цилиндрической парой (с 26/26 до 21/30), напряжения в гипоидных колесах снижаются с  $596 \text{ Н/мм}^2$  до  $556 \text{ Н/мм}^2$ , а напряжения в цилиндрических колесах повышаются с  $400 \text{ Н/мм}^2$  до  $500 \text{ Н/мм}^2$ . При этом долговечность подшипников 1,2,3,4 и 6 снижается, а 5,7 и 8 остается практически неизменной.

Таким образом, с практической точки зрения, при применении кинематической схемы мостов тележки по рис.2.1б цилинд-

Таблица 5.1  
Расчет ресурса подшипников входного вала

Наименование и формула	Обоз-	26	27	30	30
	наче- ние	26	24	23	21
I	2	3	4	5	6
Окружная сила в зацеплении зубчатых колес (из расчета зубчатых колес) табл.4.2	$F_z, \text{кН}$	64,71	70,10	73,14	80,11
Расчетная окружная сила:	$F_{zP}$	65,71	71,01	74,02	80,83
$F_{zP} = F_z K_{\alpha z}, \text{кН}$					
- коэф. внутренних динамических нагрузок $K_{\alpha z} = K_{\alpha v}$ из расчета зубчатых колес, табл.4.2)	$K_{\alpha z}$	1,017	1,013	1,012	1,009
Расчетная радиальная сила:					
$F_{rP} = \frac{tg(\alpha \omega_n + \rho)}{\cos \beta} F_{zP}$	$F_{rP}$	30,39	32,85	34,24	37,39
при $\chi_\varepsilon = 0, \alpha \omega_n = \alpha, \rho = 3^\circ$	0				
Расчетная осевая сила:					
$F_{xP} = F_{zP} tg \beta, \text{кН}$	$F_{xP}$	28,45	30,75	32,05	35,00
Изгибающий момент, заменяющий действие осевой силы:	$M_{xP}$	2,42	2,41	2,41	2,40
$M_{xP} = F_{xP} d \omega / 2000, \text{кН}$					
Опорные реакции					
$R_1^x = \frac{0,145 F_{rP} + M_{xP}}{0,21}, \text{кН}$	$R_1^x$	32,51	34,16	35,12	37,25
$R_2^x = \frac{0,065 F_{rP} - M_{xP}}{0,21}, \text{кН}$	$R_2^x$	-2,12	-1,31	-0,89	0,14
$R_1^y = 0,145 F_{zP} / 0,21, \text{кН}$	$R_1^y$	45,37	49,03	51,11	55,81
$R_2^y = 0,065 F_{zP} / 0,21, \text{кН}$	$R_2^y$	20,34	21,98	22,91	25,02
$R_1 = \sqrt{(R_1^x)^2 + (R_1^y)^2}, \text{кН}$	$R_1$	55,81	59,76	62,01	67,10
$R_2 = \sqrt{(R_2^x)^2 + (R_2^y)^2}, \text{кН}$	$R_2$	20,45	22,02	22,93	25,02
Расчетные опорные реакции					
$R_P = R K_{\alpha z}, \text{кН}$	$(K_{\alpha z})_1$	1,2	1,2	1,2	1,2
-коэф. внешних нагрузок $K_{\alpha z}$ :	$(K_{\alpha z})_2$	1,0	1,0	1,0	1,0

Продолжение таблицы 5.1

I	2	3	4	5	6
$K_{\alpha 2} = 1,2$ - для подшипников, расположенных рядом с фланцем карданного вала;	$R_{1p}$	66,97	71,71	74,41	80,52
$K_{\alpha 2} = 1,0$ - для остальных подшипников этого вала	$R_{ep}$	20,45	22,02	22,93	25,02
-----					
Осевые составляющие от радиальной нагрузки:					
$S = 1,245 R_p t g \alpha, \text{кН}$	$S_1$	19,25	20,61	21,39	23,14
- где $\alpha$ - угол контакта подшипника: $\alpha_1 = 13^\circ, \alpha_2 = 16^\circ 10'$	$S_2$	7,38	7,95	8,27	9,03
-----					
Осевая нагрузка на подшипник: - условия нагружения:	$F_{a1}$	35,83	38,70	40,32	44,03
$S_1 > S_2, F_x > S_1 - S_2$	$F_{ae}$	7,38	7,95	8,27	9,03
тогда $F_{a1} = S_2 + F_{xp}, \text{кН}$ $F_{ae} = S_2, \text{кН}$					
-----					
Эквивалентная нагрузка:					
$R_{\text{экв}} = \chi V R_p + Y F_a, \text{кН}$	$e_1$	0,35	0,35	0,35	0,35
-коэф. вращения $V = 1$ ; коэф. $\chi$ и $Y$ определяются в зависимости от соотношения $F_a/V R_p$ , где $e = 1,5 t g \alpha$	$e_e$	0,43	0,43	0,43	0,43
-при $F_a/V R_p < e$ $\chi = 1, Y = 0$	$F_{a1}/V R_{p1}$	0,54	0,54	0,54	0,54
	$F_{a2}/V R_{p2}$	0,36	0,36	0,36	0,36
	$\chi_1$	0,4	0,4	0,4	0,4
	$Y_1$	1,73	1,73	1,73	1,73
	$\chi_2$	1	1	1	1
	$Y_2$	0	0	0	0
	$R_{\text{экв}1}$	88,77	95,63	99,52	108,38
	$R_{\text{экв}2}$	20,45	22,02	22,93	25,12
-----					
Приведенные нагрузки на подшипники: $R_{пр} = R_{\text{экв}} K_M K_T, \text{кН}$	$R_{пр1}$	88,77	95,63	99,52	108,38
где $K_M = 1$ -коэф.материала, $K_T = 1$ -коэф.температуры	$R_{пр2}$	20,45	22,02	22,93	25,02
-----					
Пробег автомобиля на расчетном моменте, обеспечиваемый выносивостью подшипника:	$U$	5,286	5,203	5,360	5,286
	$L_1$	4530	3590	3050	2330

Продолжение таблицы 5.1

1	2	3	4	5	6
$L = 6283 \frac{Z_k}{U} \left( \frac{C}{P_{np}} \right)^{3,33}$ , км	$L_2$	295000	234000	199000	151000

-где  $U$  -передаточное число до рассчитываемого подшипника от ведущих колес

Таблица 5.2

Расчет ресурса подшипников промежуточного вала

Наименование и формула	Обозначение	26.37	27.37	30.37	30.37	
		26 7	24 8	23 9	21 10	
1		2	3	4	5	6
Передаточные числа: гипоидной пары $U_g = Z_2/Z_1$	$U_0$	5,286	4,625	4,111	3,7	
цилиндрической пары	$U_c$	1	1,125	1,304	1,429	
-----						
Силы, создающие нагрузки на подшипники:						
из гипоидной пары:						
-окружная $F_{z1}$ (из расчета з.к., табл.4.4)	$F_{z1}$	127,83	125,51	129,50	127,81	
-расчетная окружная $F_{zP1} = F_{z1} K_{d1}$ , кН	$F_{zP1}$	129,04	126,45	130,52	127,54	
коэф.внутренних динамических нагрузок ( $K_{d1} = 0,5(K_{v1g} + K_{v1c})$ )	$K_{v1g}$	1,0019	1,0021	1,0022	1,0024	
где $K_{v1g}, K_{v1c}$ коэф.из расч.з.к.соответственно гипоидной и цилиндрической пары, табл.4.4,4.2)	$K_{v1c}$	1,017	1,013	1,012	1,009	
-расчетная радиальная сила $F_{rP1} = \frac{F_{zP1}}{\cos \beta_{m1}} [tg(0,5\alpha_1 + \rho) \cos \sigma_1 - \sin \beta_{m1} \sin \delta_1]$ , кН	$F_{rP1}$	60,31	55,09	53,05	47,90	
-расчетная осевая сила $F_{aP1} = \frac{F_{zP1}}{\cos \beta_{m1}} [tg(0,5\alpha_1 + \rho) \sin \sigma_1 + \sin \beta_{m1} \cos \delta_1]$ , кН	$F_{aP1}$	143,49	142,35	148,77	146,20	

Продолжение таблицы 5.2

I	2	3	4	5	6
-изгибающий момент, заменяющий действие осевой силы:	$M_{F_{Xp2}}$	5,80	6,58	7,74	8,45
$M_{F_{Xp2}} = F_{Xp2} \cdot d \omega_{21} / 2000, \text{кНм}$					
из цилиндрической пары:					
-окружная $F_{\xi 2}$ (из расчета з.к., табл.4.2)	$F_{\xi 2}$	64,71	70,10	73,14	80,11
-расчетная окружная	$F_{\xi p2}$	65,32	70,63	73,66	80,57
$F_{\xi p2} = F_{\xi 2} K_{\theta 1}, \text{кН}$ ( $K_{\theta 1}$ - см. выше)					
- расчетная радиальная сила $F_{Rp2} = \frac{1}{2} (\alpha \omega_n + \rho) \cdot F_{\xi 2} / \cos \beta, \text{кН}$ (при $\frac{1}{2} \alpha \omega_n = \rho = 30^\circ$ )	$F_{Rp2}$	30,21	32,67	34,07	37,27
-расчетная осевая сила $F_{Xp2} = F_{\xi p2} \tan \beta, \text{кН}$	$F_{Xp2}$	28,29	30,59	31,90	34,89
-изгибающий момент, заменяющий действие осевой силы:	$M_{F_{Xp2}}$	2,40	2,70	3,13	3,42
$M_{F_{Xp2}} = F_{Xp2} \cdot d \omega_2 / 2000, \text{кНм}$					
Опорные реакции: (расчет реакций см. табл.5.4)	$R_{p3}$	24,15	26,64	30,04	32,53
	$R_{p4}$	86,23	91,13	95,41	101,87
-расчетные опорные реакции $R_p = R K_{\theta 2}, \text{кН}$	$R_{p5}$	151,72	152,63	160,68	162,41
где $K_{\theta 2}$ - коэф. внешних динамических нагрузок ( $K_{\theta 2} = 1$ )	$R_{p6}$	56,84	63,50	74,22	81,27
Осевые составляющие от радиальной нагрузки:	$S_4$	45,57	48,16	50,42	53,83
$S = 1,245 R_p \tan \alpha, \text{кН}$ , где угол контакта подшипника $\alpha_4 = 23^\circ, \alpha_5 = 23^\circ$	$S_5$	80,18	80,66	84,91	85,83
Осевая нагрузка на подшипник:					
-условия нагружения:	$F_{X\xi}$	115,20	111,76	116,87	111,31
$S_4 < S_5; F_{X\xi} > S_5 - S_4$					
где $F_{X\xi} = \sum \vec{F}_{Xp_i}$	$F_{a4}$	45,57	48,16	50,42	53,83
тогда $F_{a4} = S_4; F_{a5} = S_4 + F_{X\xi}, \text{кН}$	$F_{a5}$	160,77	159,92	167,29	165,14

Продолжение таблицы 5.2

	1	2	3	4	5	6
Эквивалентная нагрузка:	$e_4$	0,64	0,64	0,64	0,64	0,64
$P_{экв} = KV R_p + Y F_a, \text{кН}$	$e_5$	0,64	0,64	0,64	0,64	0,64
-коэф. вращения $V = I$ ; коэф. $X$ и $Y$ определяются в зависимости от соотно- шения $e$ и $F_a / V R_p$ , где $e = 1,5 \text{ tg } \alpha$	$F_{a4} / V R_{p4}$	0,53	0,53	0,53	0,53	0,53
-при $F_a / V R_p < e$ $X=1; Y=0$	$F_{a5} / V R_{p5}$	1,06	1,05	1,04	1,02	
$F_a / V R_p \geq e$ $X=0,4; Y=0,4 \text{ tg } \alpha$	$X_4$	1	1	1	1	
	$Y_4$	0	0	0	0	
	$X_5$	0,4	0,4	0,4	0,4	
	$Y_5$	0,94	0,94	0,94	0,94	
-для подшипников 3 и 4	$P_{экв4}$	86,23	91,13	95,41	101,87	
$P_{экв} = V R_p, \text{кН}$	$P_{экв5}$	211,81	211,38	221,52	220,19	
	$P_{экв6}$	56,84	63,50	74,22	81,27	
	$P_{экв3}$	24,15	26,64	30,04	32,53	
----- 0 -----						
Приведенные нагрузки на подшипники	$P_{пр3}$	24,15	26,64	30,04	32,53	
$P_{пр} = P_{экв} K_M K_T, \text{кН}$ ; где $K_M; K_T$ - коэф. материала и темпера- туры соответственно	$P_{пр4}$	86,23	91,13	95,41	101,87	
$K_M = 1, K_T = 1$	$P_{пр5}$	211,81	211,38	221,52	220,19	
	$P_{пр6}$	56,84	63,50	74,22	81,27	
----- 0 -----						
Пробег автомобиля на расчет ном, моменте ,обеспечиваемый выносливостью подшипника:	$L_3$	530000	437000	329000	281000	
$L = 6283 \frac{z_k}{U} \left( \frac{C}{P_{пр}} \right)^{3,33}, \text{км}$	$L_4$	4300	4090	8950	3530	
	$L_5$	860	980	950	1080	
	$L_6$	560	440	300	240	
где $U$ -передаточное число до рассчитываемого подшипника от ведущих колес	$U$	5,286	4,625	4,111	3,7	

Таблица 5.3  
Расчет ресурса подшипников для дифференциала

Наименование и формула	Обоз-	<u>37</u>	<u>37</u>	<u>37</u>	<u>37</u>
	наче- ние	7	8	9	10
I	2	3	4	5	6
Окружная сила в зацеплении зубчатых колес (ис расчета зубч. колес, табл. 4.4)	$F_t$	151,36	148,48	153,06	150,69
Расчетная окружная сила $F_{tP} = F_t \cdot K_{\alpha 1} \cdot K_H$	$F_{tP}$	151,65	148,79	153,40	151,05
- $K_{\alpha 1}$ коэф. внутренних динамических нагрузок ( $K_{\alpha 1} = K_{\alpha 1}$ - из расчета зубчатых колес, табл. 4.4)	$K_{\alpha 1}$	1,0019	1,0021	1,0022	1,0024
Расчетная радиальная сила: $F_{rP} = \frac{F_{tP}}{\cos \beta_{m2}} [\tan(0,5\alpha_s + \rho) \cos \delta_2 + \sin \beta_{m2} \sin \delta_2], \text{ кН}$	$F_{rP}$	114,24	112,09	115,56	113,79
Расчетная осевая сила $F_{xP} = \frac{F_{tP}}{\cos \beta_{m2}} [\tan(0,5\alpha_s + \rho) \sin \delta_2 - \sin \beta_{m2} \cos \delta_2], \text{ кН}$ где $\rho = 3^\circ$ - угол трения	$F_{xP}$	65,03	63,81	65,79	64,78
Изгибающий момент, заменяющий действие осевой силы: $M_{FXP} = F_{xP} \cdot d_{\omega} / 2000, \text{ кНм}$	$M_{FXP}$	11,74	11,54	11,91	11,75
<b>Опорные реакции</b>					
$R_7^x = (0,122 F_{rP} - M_{FXP}) / 0,254, \text{ кН}$	$R_7^x$	8,65	8,41	8,61	8,40
$R_8^x = (0,132 F_{rP} + M_{FXP}) / 0,254, \text{ кН}$	$R_8^x$	105,59	103,68	106,94	105,39
$R_7^y = 0,122 F_{xP} / 0,254, \text{ кН}$	$R_7^y$	72,84	71,47	73,68	72,55
$R_8^y = 0,132 F_{xP} / 0,254, \text{ кН}$	$R_8^y$	78,81	77,32	79,72	78,50
$R_7 = \sqrt{(R_7^x)^2 + (R_7^y)^2}, \text{ кН}$	$R_7$	73,35	71,96	74,18	73,03
$R_8 = \sqrt{(R_8^x)^2 + (R_8^y)^2}, \text{ кН}$	$R_8$	131,76	130,24	132,85	131,60
<b>Расчетные опорные реакции</b>					
$R_P = R \cdot K_{\alpha 2}, \text{ кН}$	$R_{7P}$	110,03	107,94	111,27	109,55

Продолжение таблицы 5.3

I	2	3	4	5	6
-где $K_{d2}$ -коэф.внешних нагрузок, для подшипников дифференциала, ненагруженных осевой силой $K_{d2} = 1,5$ ; для остальных $K_{d2} = 1$ .	$R_{dP}$	131,76	130,24	132,85	131,60
Осевые составляющие от радиальной нагрузки: $S = 1,254 R_p t g \alpha$ , кН $\alpha = 15^\circ 40'$ -угол контакта подшипника	$S_7$	38,42	37,69	38,85	38,25
Осевая нагрузка на подшипник -условия нагружения: $S_7 < S_8$ ; $F_x > S_8 - S_7$ тогда $F_{a7} = S_7$ , кН $F_{a8} = S_7 + F_x$ , кН	$S_8$	46,01	45,48	46,39	45,95
Эквивалентная нагрузка: $R_{экв} = X V R_p + Y F_a$ , кН -коэф. вращения $V = 1$ ; коэф. $X$ и $Y$ определяются в зависимости от соотношения $e$ и $F_a / V R_p$ , где $e = 1,5 t g \alpha$ ; -при $\frac{F_a}{V R_p} < e$ $X = 1; Y = 0$ $\frac{F_a}{V R_p} \geq e$ $X = 0,4; Y = 0,4 t g \alpha$	$F_{a7}$	38,42	37,69	38,85	38,25
	$F_{a8}$	103,45	101,50	104,64	103,03
	$e$	0,42	0,42	0,42	0,42
	$F_{a7} / V R_{p7}$	0,35	0,35	0,35	0,35
	$F_{a8} / V R_{p8}$	0,79	0,78	0,79	0,78
	$X_1$	1	1	1	1
	$Y_1$	0	0	0	0
	$X_2$	0,4	0,4	0,4	0,4
	$Y_2$	1,43	1,43	1,43	1,43
	$R_{экв7}$	110,03	107,94	111,27	109,
	$R_{экв8}$	200,64	197,24	202,77	199,
Приведенные нагрузки на подшипники: $R_{пр} = R_{экв} K_A K_T, \text{ кН}$	$R_{пр7}$	110,03	107,94	111,27	109,5

Продолжение таблицы 5.3

	1	2	3	4	5	6
где $K_M, K_T = I$ -коэф.материала и температуры соответственно						
		$R_{npz}$				
		200,64	197,24	202,77	199,97	
Пробег автомобиля на расчётном моменте, обеспечиваемый выносливостью подпункта:	$L_7$	43670	46550	42070	44310	
	$L_8$	5910	6250	5700	5970	
$L = 6283 Z_K \left( \frac{C}{R_{np}} \right)^{3,33} \text{ км}$						

Таблица 5.4

Расчет опорных реакций

Обозначение и величина силы, вызывающей опорную реакцию, кН	(грузовое перемещение) опорная реакция, кН							
	$\frac{26}{26}$	$\frac{37}{7}$	$\frac{27}{24}$	$\frac{37}{8}$	$\frac{30}{23}$	$\frac{37}{9}$	$\frac{30}{21}$	$\frac{37}{10}$
1	2	3	4		5	6		
ГЛАВНЫЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ			$\delta_{cc} = 650134$ $\delta_{z6}, \delta_{6z} = 143550$ $\delta_{z3} = 471801$					
$F_{tpr1}$		129,04	126,45	130,52	127,54			
	$(\delta_{6p})$	-25876816	-25357435	-26173605	-25576015			
	$(\delta_{zp})$	-7484318	-7334098	-7570158	-7397318,5			
	$R_3$	4,02	3,94	4,07	3,96			
	$R_6$	38,91	38,13	39,36	38,46			
	$R_5$	106,72	104,58	106,65	105,84			
	$R_4$	-20,61	-20,29	-20,48	-20,45			

Продолжение таблицы 5.4

I	2	3	4	5	6
		60,31	55,09	53,05	47,90
<i>F<sub>RP1</sub></i>	( $\delta_{\epsilon P}$ )	-12094163	-11047379	-10638290	-9605544,5
	( $\delta_{3P}$ )	-3497979,3	-3195219,3	-3076899,3	-2778199,3
	<i>R<sub>3</sub></i>	1,88	1,72	1,65	1,49
	<i>R<sub>6</sub></i>	18,19	16,61	16,00	14,44
	<i>R<sub>5</sub></i>	49,87	45,57	43,87	39,62
	<i>R<sub>4</sub></i>	-9,63	-8,81	-8,47	-7,65
		-5800	-6580	-7740	-8450
<i>M<sub>FXP1</sub></i>	( $\delta_{8P}$ )	37467996	42506796	50000396	54586995
	( $\delta_{3P}$ )	8409999,1	9540999,1	11222999	12252498
	<i>R<sub>3</sub></i>	-0,31	-0,35	-0,41	-0,45
	<i>R<sub>6</sub></i>	-57,56	-65,30	-76,82	-83,86
	<i>R<sub>5</sub></i>	56,27	63,84	75,11	81,99
	<i>R<sub>4</sub></i>	1,59	1,81	2,11	2,32
		65,32	70,63 <sup>o</sup>	73,66	80,57
<i>F<sub>LP2</sub></i>	( $\delta_{\epsilon P}$ )	-3233339,6	-3496184,6	-3646169,6	-3988214,6
	( $\delta_{3P}$ )	-7946176,6	-8592138,1	-8960737,8	-9801339,5
	<i>R<sub>3</sub></i>	16,43	17,77	18,53	20,27
	<i>R<sub>6</sub></i>	1,34	1,45	1,52	1,66
	<i>R<sub>5</sub></i>	-7,97	-8,61	-9,00	-9,84
	<i>R<sub>4</sub></i>	55,52	60,02	62,61	68,48
		30,21	32,67	34,07	37,27
<i>F<sub>RP2</sub></i>	( $\delta_{\epsilon P}$ )	-1495394,8	-1617164,8	-1686464,6	-1844864,6
	( $\delta_{3P}$ )	-3675046	-3974304,8	-4144615	-4533894,6
	<i>R<sub>3</sub></i>	7,60	8,22	8,57	9,38
	<i>R<sub>6</sub></i>	0,62	0,67	0,70	0,77
	<i>R<sub>5</sub></i>	-3,69	-3,98	-4,16	-4,55
	<i>R<sub>4</sub></i>	25,67	27,76	28,96	31,67

Продолжение таблицы 5.4

I	2	3	4	5	6
		2400	2700	3130	3420
M <sub>ФХР2</sub>	(Δ <sub>6P</sub> )	3959999,8	4454999,8	5164499,8	5642999,8
	(Δ <sub>3P</sub> )	10415998	11717998	13584198	14842798
	R <sub>3</sub>	-21,68	-24,39	-28,27	-30,89
	R <sub>6</sub>	-1,30	-1,47	-1,70	-1,86
	R <sub>5</sub>	7,73	8,71	10,09	11,03
	R <sub>4</sub>	15,25	17,15	19,88	21,72
(*)	R <sub>3</sub> <sup>x</sup>	-11,61	-12,69	-12,84	-14,37
	R <sub>6</sub> <sup>x</sup>	-40,54	-49,94	-62,10	-70,82
	R <sub>5</sub> <sup>x</sup>	113,11	116,86	126,57	129,91
	R <sub>4</sub> <sup>x</sup>	-70,79	-74,98	-77,68	-83,33
(**)	R <sub>3</sub> <sup>y</sup>	21,18	23,42	27,16	29,18
	R <sub>6</sub> <sup>y</sup>	39,85	39,21	40,65	39,87
	R <sub>5</sub> <sup>y</sup>	101,13	98,18	98,99	94,47
	R <sub>4</sub> <sup>y</sup>	-49,22	-51,79	-55,38	-58,60
(***)	R <sub>3</sub>	24,15	26,64	30,04	32,53
	R <sub>6</sub>	56,84	63,50	74,22	81,27
	R <sub>5</sub>	151,72	152,63	160,68	162,41
	R <sub>4</sub>	86,23	91,13	95,41	101,87

$$(*) R^x = R_{FRP1} + R_{MFXP1} - R_{FEP2} \cos \alpha - (R_{FRP2} + R_{MFXP2}) \sin \alpha;$$

$$(**) R^y = R_{FEP1} + R_{FEP2} \sin \alpha - (R_{FRP2} + R_{MFXP2}) \cos \alpha;$$

$$\alpha = 11,881^\circ;$$

$$(***) R = \sqrt{(R^x)^2 + (R^y)^2}.$$

рические колеса в среднем мосту не имеет смысла делать неравными.

Поэтому оптимальным является вариант с двухступенчатой передачей в среднем мосту (цилиндрические колеса равные) и одноступенчатой в заднем, унифицированной с мостом автомобиля 4 x 2.

Величины ресурсов, приведенные в табл.6.2 и на рис.6.2 показывают, что наиболее нагруженными являются подшипники 1,5,8, все они имеют пробег на максимальном моменте от 800 до 8000 км, что обеспечивает пробег в эксплуатации примерно от 500 до 800 тысяч километров.

Расчетные данные по подшипнику 6 являются условными, так как при расчетах не учитывается зазор и реальная жесткость опоры.

Таблица 6.1  
Напряжения в зубьях зубчатых колес

Тип колеса	Обозначения	Напряжения, Н/мм <sup>2</sup>							
		26 26	37 7	27 24	37 8	30 23	37 9	30 21	37 10
Цилиндрическое	$\sigma_{F1}$	396		427		451		495	
	$\sigma_{F2}$	391		417		437		474	
	$P_H$	40		43		45		51	
Гипоидное	$\sigma_{F1}$	596		575		577		556	
	$\sigma_{F2}$	585		563		571		556	
	$P_H$	32		27		25		23	

### 7. Испытательные стенды

Прежде чем поставить автомобиль на серийное производство, его узлы и детали подвергаются всесторонним испытаниям с целью отработки и получения их надежных характеристик.

Испытания могут проводиться в дорожных или лабораторных

Таблица 6.2  
Ресурс элементов главной передачи

Наименование элементов		Обозначение	Долговечность, км											
			26		37		27		37		30		37	
			26	7	24	8	23	9	21	10				
Входной вал	зубчатое колесо - цилиндрическое	LF1	34400		17740		10520		4620					
		LN1	8030		6560		5560		3870					
	подшипники	L1	4530		3590		3050		2330					
		L2	295000		234000		199000		151000					
Промежуточный вал	зубчатое колесо гипойд-рическое	LF2	38570		24690		18230		9740					
		LN2	8030		7380		7250		5530					
		LF1	870		1370		1490		2320					
		LN1	15680		29830		42280		60290					
	подшипники	L3	530000		437000		329000		281000					
		L4	4300		4090		3950		3530					
		L5	860		980		950		1080					
		L6	560		440		300		240					
Вал дифференциала	зубчатое колесо гипойд-ное	LF2	5430		7670		6750		8580					
		LN2	82900		138000		173850		223260					
	подшипники	L7	43670		46550		42070		44310					
		L8	5910		6250		5700		5970					

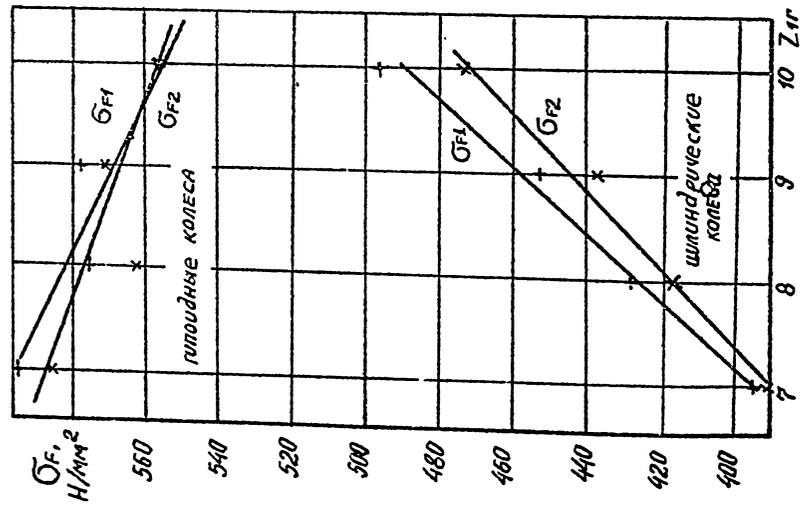
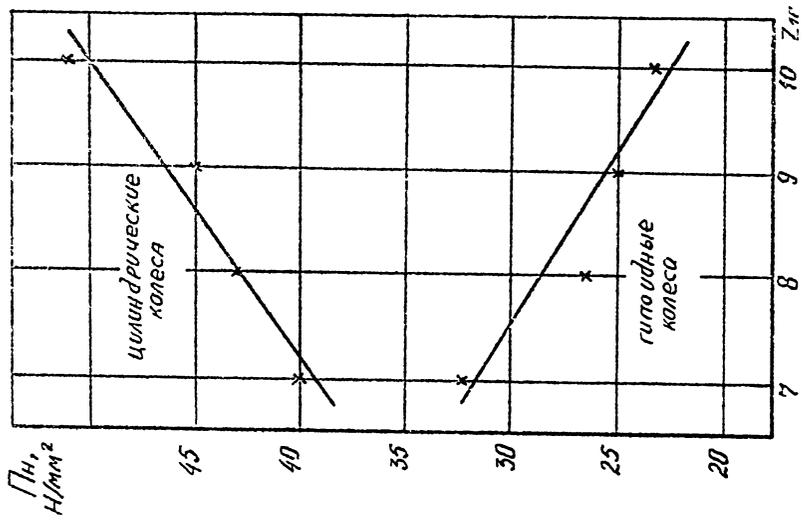


Рис. 6.1. Напряжения в зубьях зубчатых колес в зависимости от числа зубьев гипоидной шестерни.

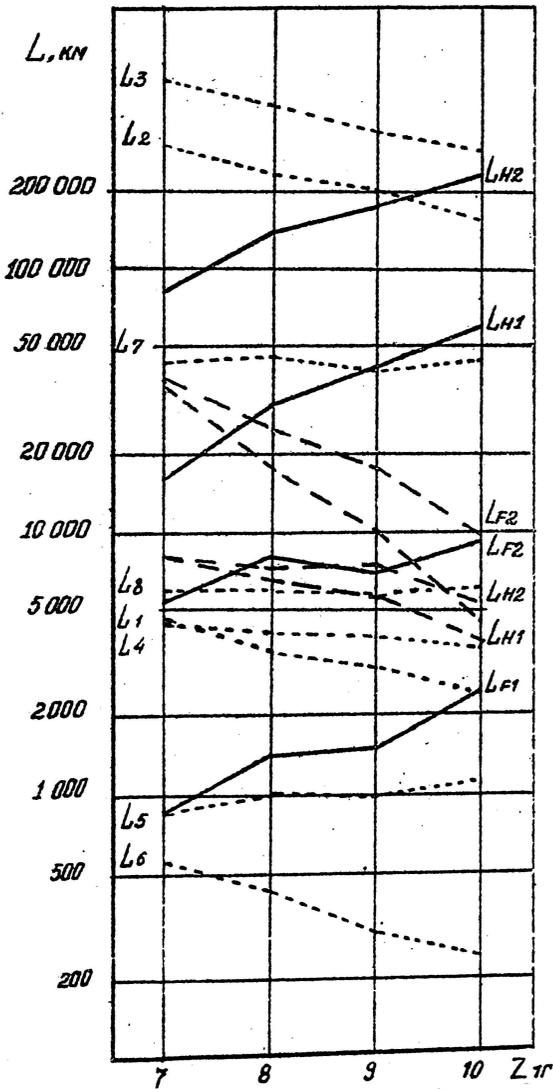


Рис.6.2.Ресурс зубчатых колес и подшипников в зависимости от числа зубьев гипоидной шестерни:—гипоидные колеса; —цилиндрические колеса;.....подшипники.

(стендовых) условиях. Как правило, ведущие мосты, в частности их зубчатые передачи, испытываются в лабораторных условиях на стендах, которые подразделяются на стенды с прямым потоком мощности и стенды с замкнутым потоком мощности. Стенды с прямым потоком мощности отличаются простотой конструкции, однако имеют ряд существенных недостатков, в частности, требуются мощные тормозные устройства, способные поддерживать стабильный крутящий момент на сравнительно низких оборотах. Этим стендам присуща также невозможность создания равных тормозных усилий на полуосях моста, что требует принудительной блокировки межколесного дифференциала. На рис. 7.1 показана схема стенда с прямым потоком мощности для испытания ведущих мостов.

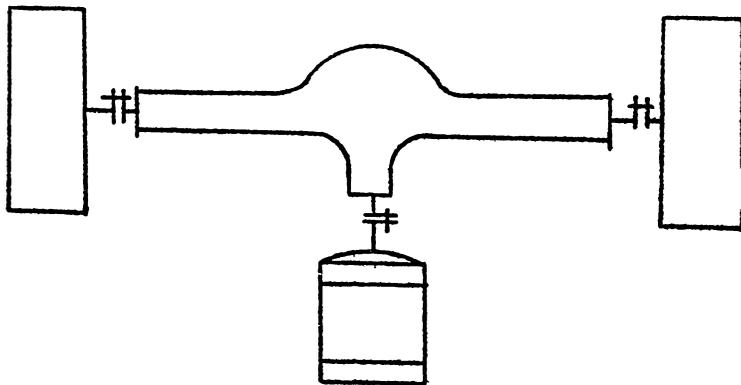


Рис. 7.1. Стенд с прямым потоком мощности.

Наибольшее применение при испытании зубчатых передач мостов получили стенды с замкнутым потоком мощности. На рис. 7.2, 7.3/6, 7/ представлены схемы стендов с замкнутым потоком мощности, позволяющие испытывать ведущие мосты в сборе, а на рис. 7.4, 7.5 схемы стендов для испытания главных передач /8, 9/.

### 8. Расчет напряжений в зубьях гипоидных колес при стендовых испытаниях

При испытаниях гипоидных колес ГАЗ ( $Z_1=7$ ;  $Z_2=41$ ;  $M_{nm} =$

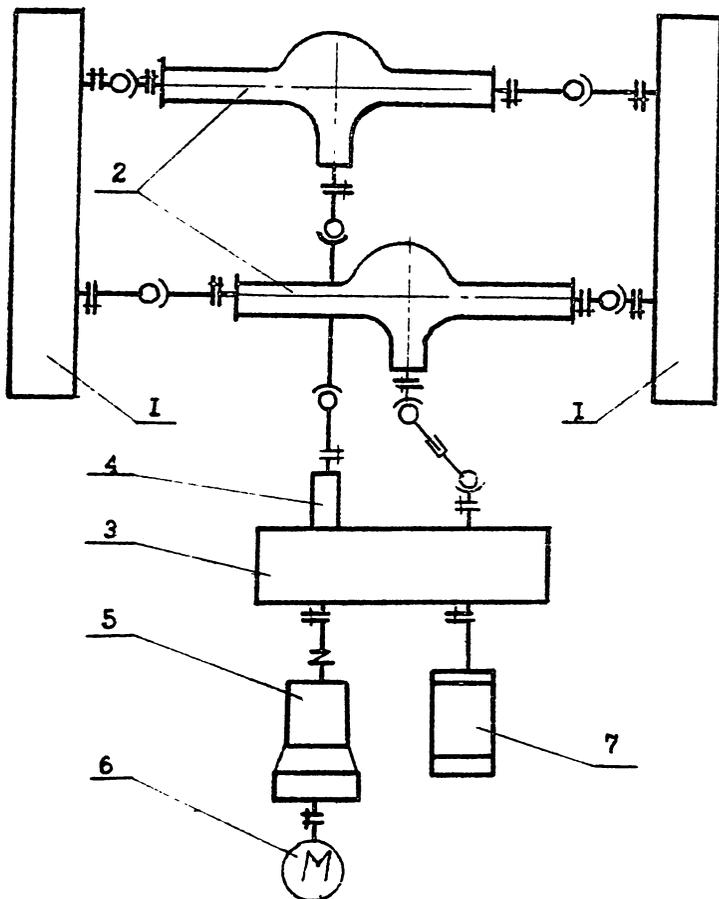


Рис.7.2

На рис.7.2 представлена схема стенда БИИ для испытания ведущих мостов.Стенд содержит:боковые редукторы I,испытываемые мосты 2,главный редуктор 3,нагрузатель 4,коробку передач 5,приводной двигатель 6,блок датчиков крутящего момента 7.

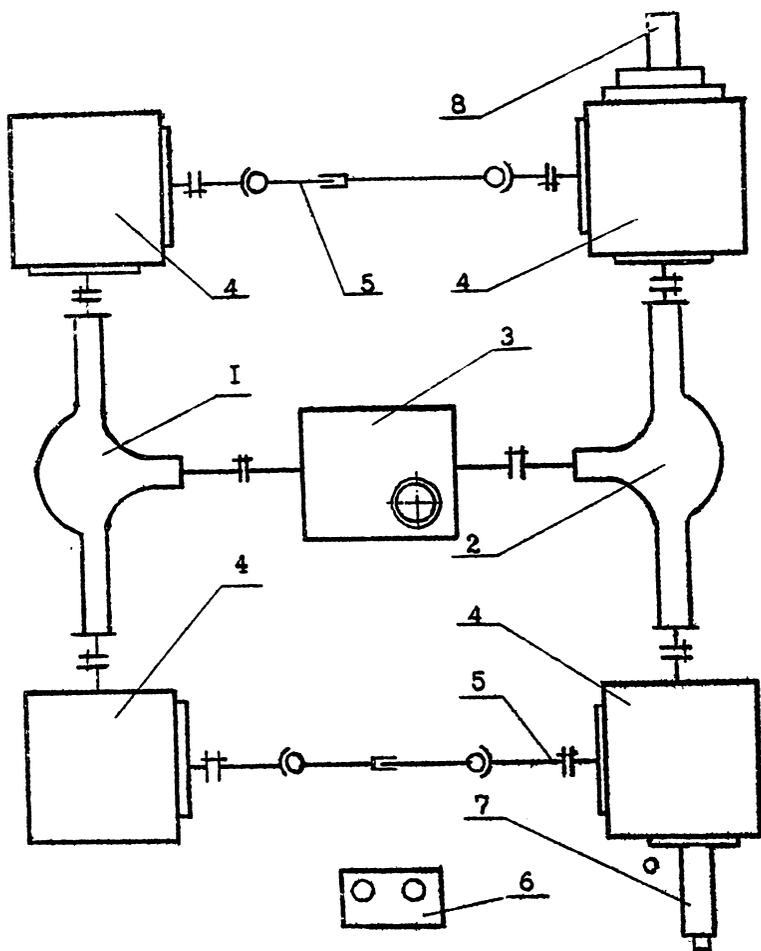


Рис.7.3

На рис.7.3 представлена схема стенда "Глисон" для испытания ведущих мостов. Стенд содержит: технологический узел I, испытываемый узел 2, коробку скоростей 3, угловые редукторы 4, соединительные элементы 5, пульт управления 6, нагрузитель 7, датчик крутящего момента 8.

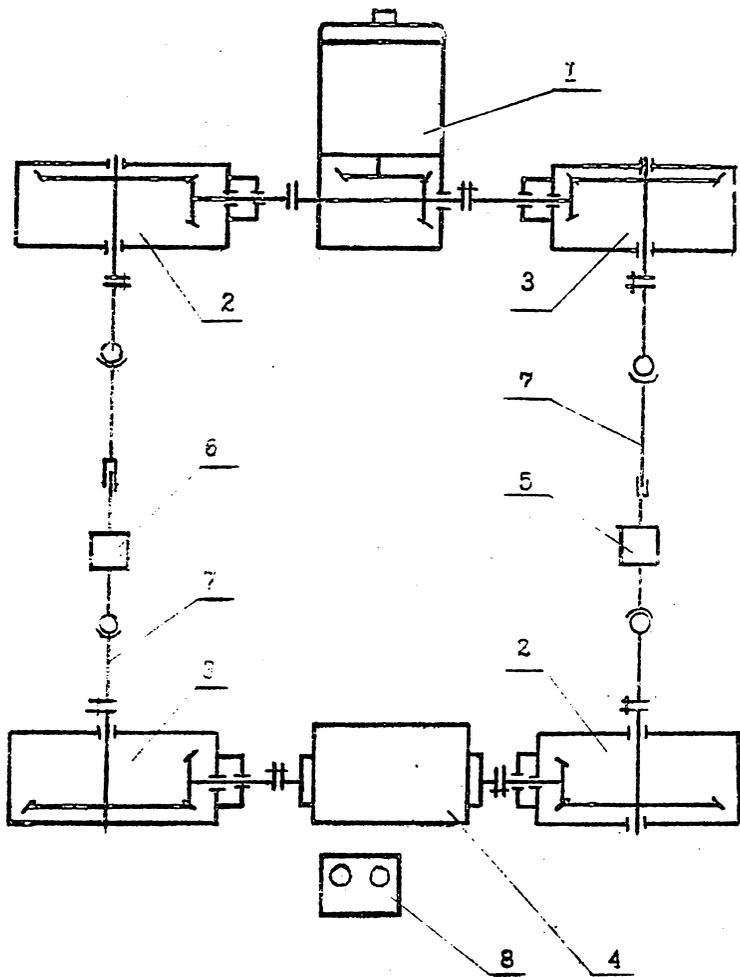


Рис.7.4

На рис.7.4 представлена кинематическая схема стенда, для испытания главных передач ГАЗ, отличающаяся тем, что замкнутый контур стенда образуют четыре одинаковых редуктора главной передачи, два из которых технологические, а два других испытываемые. Стенд содержит: приводной двигатель с редуктором 1, испытываемые передачи 2, технологические передачи 3, нагрузитель 4, датчик крутящего момента 5, тахометр 6, соединительные элементы 7, пульт управления 8.

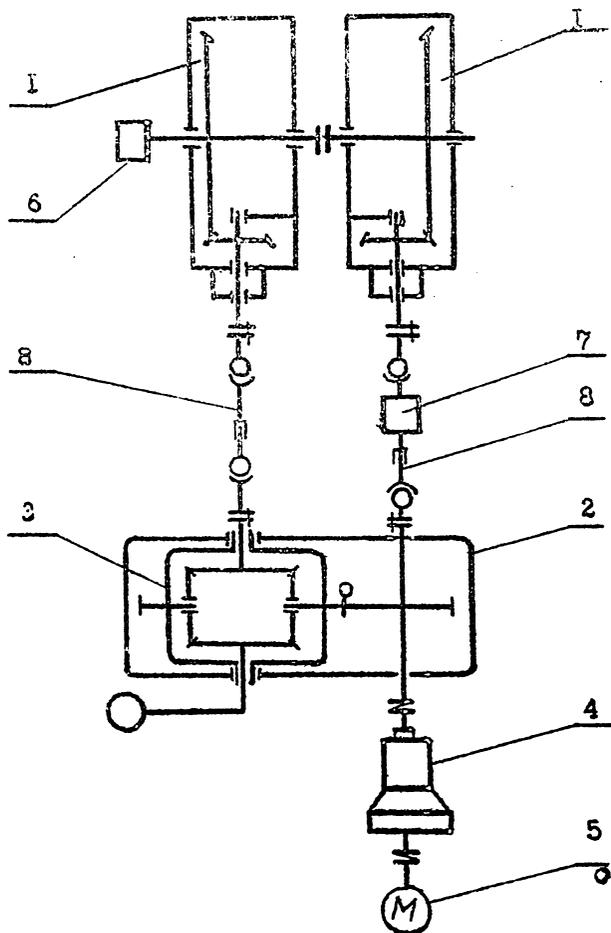


Рис.7.5

На рис.7.5 представлена схема стенда ИДЦ-АШ для испытания главных передач. Стенд содержит: испытываемые передачи 1, замыкающую передачу 2 с дифференциальным нагружателем 3, коробку переключения передач 4, приводной двигатель 5, тахометр 6, датчик крутящего момента 7, соединительные элементы 8.

Технические данные стенда:

Допустимое гипоидное смещение:..... $40 \pm 10,0 \text{ мм}$   
 Момент нагружения..... $0 \dots 20000 \text{ Нм}$   
 Угол закручивания..... $0 \dots 15 \text{ град}$   
 Максимальное давление масла в цилиндре  $2,0 \text{ МПа}$

= 6,45) при крутящем моменте 1,47 кНм и частоте вращения  $n = 1200$  об/мин поломки колес происходят через 60±200 часов. При испытаниях гипоидных колес ЗИЛ ( $Z_1=6; Z_2=38; m_n=7,97$ ) при крутящем моменте 2,95 кНм и частоте вращения  $n = 475$  об/мин поломки колес происходят через 90± 180 часов. Расчеты напряжений, все исходные данные и материалы колес приведены в таб.8.1,8.2.

Таблица 8.1

Исходные данные для расчета

Наименование	Обозначение	Размер	Завод	
			ГАЗ	ЗИЛ
I	2	3	4	5
Число зубьев ведущей шестерни	$Z_1$	-	7	6
Число зубьев ведомого колеса	$Z_2$	-	41	38
Рабочая ширина венца шестерни	$b_{f1}$	мм	60	76
Рабочая ширина венца колеса	$b_{f2}$	мм	50	62
Средний начальный диаметр шестерни	$d_{wm1}$	мм	65,1	67,76
Средний начальный диаметр колеса	$d_{wm2}$	мм	315,9	364,8
Внешний окружной модуль	$m_{te2}$	мм	8,9	11,2
Средний нормальный модуль	$m_{tan}$	мм	6,45	7,97
Средний уклон наклона линии зуба шестерни	$\beta_{m1}$	град.	46,0878	45,05
Средний уклон наклона линии зуба колеса	$\beta_{m2}$	град.	33,1739	33,8333
Сумма углов профиля на рабочей и нерабочей сторонах зуба	$\angle$	град.	45	45
Коэффициент смещения шестерни	$\chi_1$	-	+0,74	+0,682
Коэффициент смещения колеса	$\chi_2$	-	-0,74	-0,682
Коэффициент изменения толщины зуба	$\chi_T$	-	0	0
Угол делительного конуса шестерни	$\delta_1$	град.	11,3497	11,355
Угол делительного конуса колеса	$\delta_2$	град.	78,3650	78,8
Внешнее конусное расстояние колеса	$R_{e2}$	мм	186,28	217
Среднее конусное расстояние колеса	$R_{m2}$	мм	161,28	186
Степень точности зубчатых колес	-	-	8	8
Передаточное число	$u_0$	-	5,857	6,33

Продолжение табл. 8.1

1		2	3	4	5
Из данных испыта- ний	Входной крутящий мо- мент	$T_1$	кНм мин <sup>-1</sup> час	1.47	2,95
	Входная частота вра- щения	$n$		1200	475
	Число часов до по- ломки зуба	$t$		60-200	90-180
	Материал: сталь			24ХНМ/54	25ХГНМТ

Таблица 8.2

Расчет напряжений и изгибного предела выносливости

Наименование и формула	Обоз- начен.	ГАЗ	ЭИЛ
1	2	3	4
Формула МВТУ для обкатной передачи приближенная $Z_H = \frac{2 \cos^3 \beta_{cp} (U^2 + K_r^4)}{2im \leq U K_r^2 \sqrt{K_r^2 + U^2}}$ $K_r = \cos \beta m_2 / \cos \beta m_1$ $\beta_{cp} = 0,5(\beta m_1 + \beta m_2)$	$Z_H$   $K_r$  $\beta_{cp}$	1,198   1,2068  39,6309	1,257   1,1757  39,4417
Коэффициент напряжений изгиба: $Y_F = Y_F^o \cdot K_u \cdot K_\alpha \cdot K_r \cdot K_\epsilon$ -исходя из экв. числа зубьев $Z_v$ и коэф. смещения $X$ по рис. 1.1 определяется ном коэф $Y_F^o$ $Z_v = Z / \cos^3 \delta \cdot \cos^3 \beta m$ -для гипоидных передач коэф. учитыва- ющий влияние параметров парного зуб- чатого колеса $K_{u1} = K_{u2} = 1$ . По табл. 1.3, 1.4 коэф. $K_\alpha$ ; $K_r$ -коэффициент учитывающий влияние преднамеренного перераспределения толщины зуба шестерни и колеса $K_\epsilon = 0$ коэффициент $K_{r1} = K_{r2} = 1$	$Y_{F1}$ $Y_{F2}$  $Y_{F1}^o$ $Y_{F2}^o$ $Z_{v1}$ $Z_{v2}$ $K_\alpha$  $K_r$	2,091 2,411  2,15 2,48 21,40 346,68 0,935  1,04	2,120 2,392  2,18 2,46 17,35 341,34 0,935  1,04

Коэффициент, учитывающий перекрытие  
при расчете контактных напряжений  
 $Z_\epsilon$  определяется по рис. 1.3 в зависи-  
мости от коэф. осевого  $\epsilon_\beta$  и торце-

Продолжение таблицы 8.2

I	2	3	4
<p>Всего <math>\xi_L</math> перекрытия                      В зависимости от <math>Z_V</math> по табл. I.5</p> $\xi_\beta = \frac{(3K_b - K_b^3) R_{e2}}{397m Z_{e2}}, \text{ где}$ $K_b = \frac{b_{f2} R_{m2} t_g \beta_{ep}}{R_{e2} (R_{e2} - b_{f2})}$	$\xi_L$ $\xi_\beta$ $K_b$	0,88 1,26  1,71  0,263	0,89 1,24  1,69  0,282
<p>Коэффициенты, учитывающие перекрытие                      при расчете напряжений изгиба</p> $Y_\xi = Z_\xi (\cos \beta_{ep} / \cos \beta_{m2})^2$	$Y_{\xi 1}$ $Y_{\xi 2}$	1,085 0,745	1,063 0,769
Коэффициент $K_{H\alpha}$	$K_{H\alpha}$	1,0	1,0
Окружная скорость $V$ в зацеплении / 60·1000, м/сек	$V$	19,84	9,07
Коэффициенты $K_{H\beta}$ , $K_{F\beta}$		1,0	1,0
<p>Коэффициенты <math>K_{HV}</math>, <math>K_{FV}</math>:</p> $K_{FV} = K_{V\Delta} K_{VE}, K_{HV} = \sqrt{K_{FV}}$ <p>-коэф. внутр. динамической нагрузки  <math>K_{V\Delta} = 1 + F_j / F_{j1}</math></p> <p>-значение внутренней динамической                      нагрузки <math>F_j</math> принимается меньшим                      из двух значений: внутренней ди-                      намической нагрузки при расчетном                      значении окружной скорости и                      динамической нагрузки для данной                      передачи <math>F_{jN}</math></p> <p>- <math>F_{j\Delta} = F_{j\Delta 1} \sqrt{V}</math></p> <p>-внутренняя динамическая нагрузка                      при окружной скорости <math>V = 1 \text{ м/с}</math></p> $F_{j\Delta 1} = N_\Delta v_{cp} \sqrt{d \omega m}, (V+1) \Delta_0 / U$ $N_\Delta = 0,08, \Delta_0 = 42$ <p>- <math>v_{cp} = 0,5 (b_{f1} + b_{f2}), \text{ мм}</math></p>	$K_{V\Delta}$ $F_{j, KH}$ $F_{j\Delta, KH}$ $F_{j\Delta 1, H}$ $v_{cp, \text{ мм}}$	1,116 4,94 4940 249 55	1,035 2,87 2875 317 69

Продолжение таблицы 8.2

I	2	3	4
<p><math>- F_{\Sigma H} = 1,2 A_0 b_{ср} G t_2 \cos^2 \beta_{ср}</math></p> <p><math>- G t_2</math> - суммарная удельная жесткость сопряженных зубьев определяется по таблице I.7.</p> <p>Окружная сила в зацеплении для колеса <math>F_{t2} = 2 T_1 U_0 \eta_0 \cdot 10^3 / d_{ш.к.2} \eta_0 = 0,94</math></p> <p>Окружная сила в зацеплении для шестерни <math>F_{t1} = F_{t2} / K_r</math> кН</p> <p>- коэффициент учитывающий влияние внешних динамических нагрузок <math>K_{VE}</math> ( для стелдгов)</p>	<p><math>F_{\Sigma H}</math>, Н</p> <p><math>G t_2</math> Н/мм,мм</p> <p><math>F_{t2}</math>, кН</p> <p><math>F_{t1}</math>, кН</p> <p><math>K_{VE}</math></p> <p><math>K_{EV}</math></p> <p><math>K_{HV}</math></p>	<p>23315</p> <p>14,18</p> <p>51,23</p> <p>42,45</p> <p>1,2</p> <p>1,34</p> <p>1,16</p>	<p>29617</p> <p>14,28</p> <p>96,23</p> <p>81,85</p> <p>1,2</p> <p>1,24</p> <p>1,11</p>
<p>Коэффициент <math>K_{FL}</math></p>	<p><math>K_{FL1}</math></p> <p><math>K_{FL2}</math></p>	<p>1,0</p> <p>1,0</p>	<p>1,0</p> <p>1,0</p>
<p>Коэффициенты <math>K_{H\beta}, K_{F\beta}, K_{H\alpha}, K_{F\alpha}</math></p>	<p><math>K_{H\beta}</math></p> <p><math>K_{F\beta}</math></p> <p><math>K_{H\alpha}</math></p> <p><math>K_{F\alpha}</math></p> <p><math>K_{H\alpha}</math></p> <p><math>K_{F\alpha}</math></p>	<p>1,0</p> <p>1,05</p> <p>0,95</p> <p>1,0</p> <p>1,08</p> <p>1,10</p>	<p>1,0</p> <p>1,05</p> <p>0,95</p> <p>1,0</p> <p>1,13</p> <p>1,15</p>
<p>Контактное напряжение при испытаниях <math>\sigma_{H\alpha} = F_{t2} Z_H \cdot Z_E \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\epsilon} \cdot K_{H\eta} / b \cdot d_{ш.к.1}</math> Н/мм<sup>2</sup></p> <p>Напряжение изгиба шестерни при испытаниях <math>\sigma_{F1\alpha} = F_{t1} Y_{Fa1} Y_{Sa1} K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\eta} \cdot K_{F\epsilon} / b \cdot m</math> Н/мм<sup>2</sup></p> <p>Напряжения изгиба колеса при испытаниях <math>\sigma_{F2\alpha} = F_{t2} Y_{Fa2} Y_{Sa2} K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\eta} \cdot K_{F\epsilon} / b \cdot m</math> Н/мм<sup>2</sup></p>	<p><math>\sigma_{H\alpha}</math></p> <p><math>\sigma_{F1\alpha}</math></p> <p><math>\sigma_{F2\alpha}</math></p>	<p>19</p> <p>378</p> <p>399</p>	<p>28</p> <p>448</p> <p>485</p>
<p>Число циклов до поломок зуба</p> <p><math>N_{F3} = 60 t n</math></p>	<p><math>N_{F3}</math></p>	<p>(4,32... 14,4) <math>10^6</math></p>	<p>(2,57... 5,13) <math>10^6</math></p>
<p>Базовый предел выносливости, определенный по результатам испытаний <math>\sigma_{FLim} = \sigma_{F1\alpha} \sqrt[3]{N_{F3}/N_{F0}}</math> где <math>N_{F0}</math> - базовое число циклов:</p>	<p><math>\sigma_{FL1\alpha}</math></p> <p><math>N_{F0}</math></p> <p><math>\sigma_{FLim}</math></p>	<p>378 Н/мм<sup>2</sup></p> <p><math>4 \cdot 10^6</math></p> <p>380...440</p>	<p>448 Н/мм<sup>2</sup></p> <p><math>4 \cdot 10^6</math></p> <p>430...460</p>

## В В О Д Е

Сопоставлялись схемы тележек гипондных мостов для трехосных автомобилей при нагрузке на тележку 180 - 200 кН

Схема № 1

Одноступенчатый средний и задний мосты

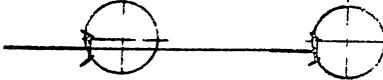


Схема № 2

Двухступенчатый средний и одноступенчатый задний мост

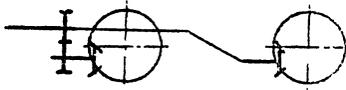
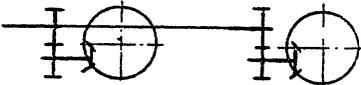


Схема № 3

Двухступенчатые средний и задний мосты



При одноступенчатых мостах необходимо осуществлять смещение на  $55 \pm 60$  мм, что не рекомендуется по причине большого удельного скольжения для данной размерности колес. Расчеты колес с таким смещением на изгиб зубьев, контактную прочность и заедание являются во многом условными и ряд коэффициентов требует экспериментальной проверки и поэтому не приведены в этой брошюре.

Приведенные расчеты по сопоставлению схем № 2 и № 3 показывают, что предпочтительнее схема № 2, так как при ней общая масса мостов меньше и имеется небольшой выигрыш в долговечности. Однако схема № 3 имеет преимущество в том, что мосты средний и задний можно унифицировать. Поэтому в каждом случае для окончательного решения необходим экономический расчет и анализ с учетом числа выпускаемых двух и трехосных машин.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Цитович И.С., Каноник И.В., Вавуло В.А. Трансмиссии автомобилей.-Мн.:Наука и техника, 1979.-256 с.
2. Цитович И.С., Чушенков М.Е., Васильев Ю.А. Гипоидные передачи мостов автомобилей. Расчет шестерен и подшипников.-Мн.:ИНДМАШ АН БССР, 1984.-69 с.
3. Методика выбора и расчета подшипников качения автомобилей. Ч.2. /Разр. И.С.Цитович, И.В.Каноник, И.В.Манюта и др.-Мн.:ИНДМАШ АН БССР, 1978.-58 с.
4. Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости: Учебник для вузов/Под. общ. ред. Н.Ф.Бочарова И.С.Цитовича.-М.:Машиностроение, 1983.-299 с.
5. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов.-М.:Наука, 1974.-560 с.
6. Зубчатые колеса автомобилей и тракторов/И.С.Цитович, В.А.Вавуло, Б.Н.Хваль.-Мн.:Изд-во МВ и ССО БССР, 1962.-321 с.
7. Шасси автомобиля ЗИЛ-130/Под ред. А.М.Кригера.-М.:Машиностроение, 1973.-400 с.
8. А.С.1048347 (СССР). Стенд для испытания главных передач трансмиссий транспортных средств по замкнутому контуру/Ш.Я.Коган, В.Я.Салихин.-опубл. в БИ №38, 1983.
9. Положительное решение от 26.12.1985 г. по заявке №3864142/25-28 (03429)/Ю.А.Васильев, И.Т.Русинович, В.В.Урбанович, М.Е.Чушенков.
10. Яскевич З. Ведущие мосты.-М.:Машиностроение, 1985.-600 с.

## СО Д Е Р Ж А Н И Е

1.Методика расчета напряжений зубьев гипоидных колес .....	3
2.Схемы гипоидных мостов.....	13
3.Условия и параметры сопоставляемых схем гипоидных мостов.....	16
4.Расчет напряжений зубьев и ресурсов зубчатых колес.....	17
5.Расчет подшипников.....	32
6.Анализ результатов расчета.....	36
7.Испытательные стэнды.....	47
8.Расчет напряжений зубьев гипоидных колес при стэндовых испытаниях.....	51
Выводы.....	60
Литература.....	61

Ответственный за выпуск Забиронин В.В.

---

Подп.к печ.4.03.86г.; АТ 15652 ,Форм.60x84 1/16  
Бумага офсетная Объем 3,9 печ.лист. Тир.150  
Заказ № 444 Цена 30 коп. Отпечатано на  
роталпринте ИНДМАШ АН БССР г.МИНСК, Академическая, 12.