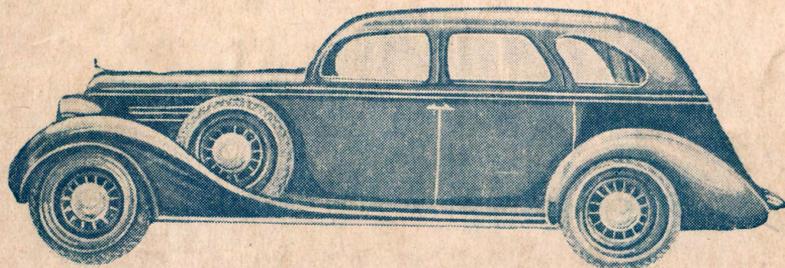


ИНЖ. МЕХ. М. И. ЛЫСОВ

РАСЧЕТ ШАССИ
ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ
ЗИС



ОБЪЕДИНЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО 1937

Авторские исправления и замеченные опечатки

Стр.	Строка	Напечатано	Должно быть	По чьей вине
33	Табл. 4			
	4 колонка справа	<i>кг/см</i>	<i>кгсм</i>	корр.
38	2 сверху	выключенными	включенными	автора
46	14 снизу	<i>кгсм²</i>	<i>кг/см²</i>	корр.
60	10 сверху	конституции	конструкц и	корр.
72	2 сверху	<i>кг/см</i>	<i>кгсм</i>	корр.
79	11 снизу	<i>кгсм²</i>	<i>кг/см²</i>	корр.
82	14 сверху	<i>кгсм</i>	<i>кг/см²</i>	корр.
99	6 снизу	с сектором	с роликом	автора
118	2	5036	4746	автора
145	Табл. 36 5 и 6-я колонка слева	<i>кг/см</i>	<i>кгсм</i>	корр.

Лысов, Расчет автомобиля ЗИС.

М. И. ЛЫСОВ

РАСЧЕТ ШАССИ
ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ ЗИС



ОНТИ НКТП СССР 1937

ГЛАВНАЯ РЕДАКЦИЯ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ И АВТОТРАКТОРНОЙ
ЛИТЕРАТУРЫ

АННОТАЦИЯ

В книге „Расчет шасси легкового автомобиля ЗИС“ автор выявляет работу агрегатов и напряженность деталей автомобиля с целью помочь техническому работнику на конкретном примере освоить расчет автомобиля.

Кроме того, в книге рассматривается расчет деталей автомобиля по установленному методу, уточняется метод расчета некоторых деталей и узлов и устанавливается новый метод расчета.

Книга предназначена для студентов автомобильных вузов, инженеров, техников и конструкторов автомобильных заводов.

Редакторы: *Г. И. Муханов и И. И. Дюмулен*. Техн. редакторы: *Н. И. Бианки и М. М. Зудакин*. Корректор *Е. М. Браунсон*. Графич. матер. выполнен под наблюдением *С. И. Хорошилова*.

Учетн. № 442. Изд. № 92. Индекс МТ-67-5-3. Тираж 5000. Сдано в набор 10/II-37 г. Подп. в печ. 28/V-37 г. Формат бумаги 62×94. Уч.-авт. л. 11,2. Бум. л. 5⁸/₈. Печ. зн. в бум. листе 101.000. Заказ № 305. Уполном. Главл. № Б-10434. Выход в свет июнь 1937 г.

3-я тип. ОНТИ Ленинград, ул. Моисеенко, 10.

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
Предисловие	5
Введение	6
Краткая спецификация автомобиля	7

СИЛОВАЯ ПЕРЕДАЧА

I. Расчет сцепления	9
1. Определение основных параметров сцепления	—
2. Работа сцепления при трогании автомобиля с места	12
3. Расчет деталей сцепления на прочность	15
II. Расчет коробки передач	29
1. Расчет зубьев шестерен	32
2. Расчет валов	34
III. Расчет карданной передачи	53
1. Расчет на прочность деталей карданной передачи	56
2. Определение критического числа оборотов карданного вала	62
3. Определение коэффициента полезного действия карданной передачи	—
IV. Расчет главной передачи	65
1. Расчет шестерен главной передачи	67
2. Расчет дифференциала	78
3. Расчет дифференциала с учетом трения	79
4. Расчет полуосей	84

МЕХАНИЗМЫ УПРАВЛЕНИЯ

I. Расчет рулевого управления	93
1. Кинематика рулевого управления	—
2. Передаточные числа	96
3. Расчет деталей рулевого управления на прочность	101
II. Расчет тормозов	121
1. Торможение автомобиля	—
2. Передаточные числа привода тормозов	130
3. Определение усилий в тормозах	135
4. Расчет на прочность деталей тормозного привода	139

*

РАСЧЕТ ХОДОВОЙ ЧАСТИ

Стр.

I. Расчет передней оси	146
1. Расчет оси на статическую нагрузку	—
2. Расчет оси на силы, возникающие во время торможения авто- мобиля	149
3. Расчет оси на боковые силы	157
II. Расчет шкворней и втулок поворотных цапф	162
1. Расчет на статическую нагрузку	—
2. Расчет на силы, возникающие во время торможения автомобиля	163
3. Расчет на боковые силы	165
III. Расчет заднего моста	166
1. Расчет на статическую нагрузку	—
2. Расчет на силы, возникающие во время торможения автомобиля	168
3. Расчет на боковые силы	173
4. Расчет на толкающее усилие и скручивающий момент	177

ПРЕДИСЛОВИЕ

В связи с переходом завода им. Сталина на производство легковых автомобилей тяжелого типа по инициативе проф. Е. А. Чудакова, начальника Расчетно-исследовательского сектора НАТИ, в план этого сектора была поставлена работа по расчету легкового автомобиля ЗИС.

Ввиду чрезвычайно большого объема и не вполне установившихся конструктивных данных работа была выполнена лишь в части расчета силовой передачи: сцепление, коробка передач, карданная передача и главная передача.

Расчет рулевого управления, тормозов, передней и задней осей, а также дополнения в расчете силовой передачи были выполнены автором дополнительно вне связи с планом сектора.

Основными источниками при составлении этой работы служили опубликованные работы по расчету автомобиля проф. Е. А. Чудакова.¹

В той части работы, где расчетное выражение из указанных источников не могло быть применено, последнее устанавливалось автором из общих законов механики и сопротивления материалов и применялось в окончательном виде.

Для возможности сравнения получаемых величин в расчете легкового автомобиля ЗИС с расчетами автомобилей других марок принимались те же условия работы механизмов автомобиля, данные по которым опубликованы в книгах проф. Е. А. Чудакова.¹

Перспективные иллюстрации, выполненные по замыслу и средствами автора, имеют своей целью облегчить читателю представление о конструкции, а также и о действии сил.

Необходимо указать, что конструктивные чертежи сцепления, коробки передач, карданной передачи, главной передачи, руля и тормоза выполнены по чертежам автозавода им. Сталина силами Расчетно-исследовательского сектора НАТИ.

В заключение автор считает необходимым выразить благодарность помощникам технического директора НАТИ т. Кохтеву А. А. и т. Поташнику Д. Б. за содействие в этой работе.

¹ Проф. Е. А. Чудаков, Расчет автомобиля, ч. 1 и 2, изд. 1932—33 гг.

ВВЕДЕНИЕ

Расчет шасси легкового автомобиля ЗИС, принятого у нас на производстве, вытекает из необходимости получения целого ряда величин и коэффициентов, характеризующих работу отдельных деталей и агрегатов автомобиля.

Настоящая книга имеет своей целью, во-первых, определить величины усилий и установить напряженность работы отдельных деталей по установленному методу расчета, во-вторых, уточнить метод расчета некоторых деталей и, в-третьих, для некоторых деталей или узлов установить новый метод расчета, по которому и определить требуемые величины.

Кроме того, автор ставит своей задачей облегчить техническому работнику средней квалификации освоение расчета автомобиля, рекомендуемого в виде отдельного курса.

Предлагаемый расчет автомобиля является фотографией, рисующей работу отдельных деталей автомобиля и выявляющей наиболее напряженные их места.

Таким образом такой расчет может указать на необходимость произвести замену материала, изменить форму детали, выполнив ее более прочной с наименьшей затратой материала, или изменить метод обработки (главным образом термической), что значительно может повысить сопротивляемость детали действующим на нее силам.

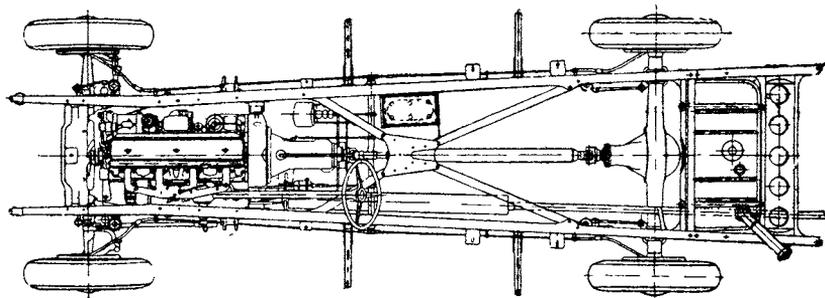
Работа разделяется на три части:

1. Расчет силовой передачи.
 2. Расчет механизмов управления.
 3. Расчет ходовой части автомобиля.
-

КРАТКАЯ СПЕЦИФИКАЦИЯ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ ЗИС

Общие данные

База		$L = 3605$ мм
Колея передних колес		$K_1 = 1500$ "
Колея задних колес		$K_2 = 1552$ "
Высота центра тяжести		$h_g = 850$ "
Общий вес автомобиля с нагрузкой		$G_a = 3000$ кг
Вес на передние колеса		$G_1 = 1380$ "
Вес на задние колеса		$G_2 = 1620$ "



Общий вид шасси легкового автомобиля ЗИС

Двигатель

Число цилиндров		$i = 8$
Ход поршня		$S = 127$ мм
Диаметр поршня		$D = 85$ "
Литраж		$V_h = 5,76$ л
Максимальное число оборотов в минуту		$n = 3200$ об/мин
Максимальная мощность при $n = 3200$ об/мин		$N = 110$ л. с.

Сцепление

Сухое двухдисковое с фрикционной обшивкой из ферродо		
Момент сцепления		$M_c = 3535$ кгсм
Число пружин		$i = 12$
Число рабочих поверхностей трения		$z = 4$

Коробка передач

Число передач переднего хода		$n = 3$
Передаточные числа:		
Первая передача		$i_1 = 2,89$
Вторая		$i_2 = 1,75$
Третья		$i_3 = 1$
Задний ход		$i_R = 3,61$

Карданный вал

Карданный вал с двумя карданными соединениями, открытого типа с применением игольчатых подшипников в шарнирах.

Главная передача

Конические шестерни передачи выполнены со спиральными зубьями.
Передаточное число (нормальное) $i_0 = 4,4545$.
Полуоси выемные полуразгруженного типа.

Рулевое управление

Руль расположен слева по ходу автомобиля.
Передача выполнена при помощи глобоидного червяка и двойного ролика, установленного в вилке вала рулевой сошки.

Передаточные числа { угловое $i_w = 18,83$
рулевого управления { силовое $i_p = 118,65$

Тормоза двухколесные, самозатормаживающиеся, типа Бендикс с применением вакуум усилителя (сервомеханизма).

Ножной привод тормозов на все четыре колеса.

Ручной привод тормозов на те же колодки передних и задних тормозов.

Передний мост штампованный, двутаврового сечения, с кулаками по концам.

Боковой наклон шкворней поворотных цапф $\beta = 8^\circ$.

Развал колес $\alpha = 1,5^\circ$.

Задний мост штампованный сварной.

Рессоры передние и задние полуэллиптические продольные.

Рабочий радиус колеса с учетом деформации шины $R_k = 38,5$ см.

Покрышки $17 \times 7,5''$.

Бензобак емкостью 85 л.

СИЛОВАЯ ПЕРЕДАЧА

Силовая передача включает в себя расчет следующих агрегатов:

- 1) сцепления,
- 2) коробки передач,
- 3) карданной передачи,
- 4) главной передачи, дифференциала и полуосей.

Расчет отдельных деталей этих агрегатов произведен в той последовательности, в которой они передают усилие от двигателя.

I. РАСЧЕТ СЦЕПЛЕНИЯ

На легковом автомобиле ЗИС установлено сухое двухдисковое сцепление с расположенными по плоскости внешнего ведущего диска пружинами.

На фиг. 1 дан чертеж этого сцепления.

К маховику двигателя при помощи шпилек 13 привернут средний ведущий диск, установленный между двумя ведомыми дисками, имеющими фрикционную обшивку.

С обеих сторон ведомых дисков расположены два внешних ведущих диска, установленных на пальцах 1 среднего ведущего диска.

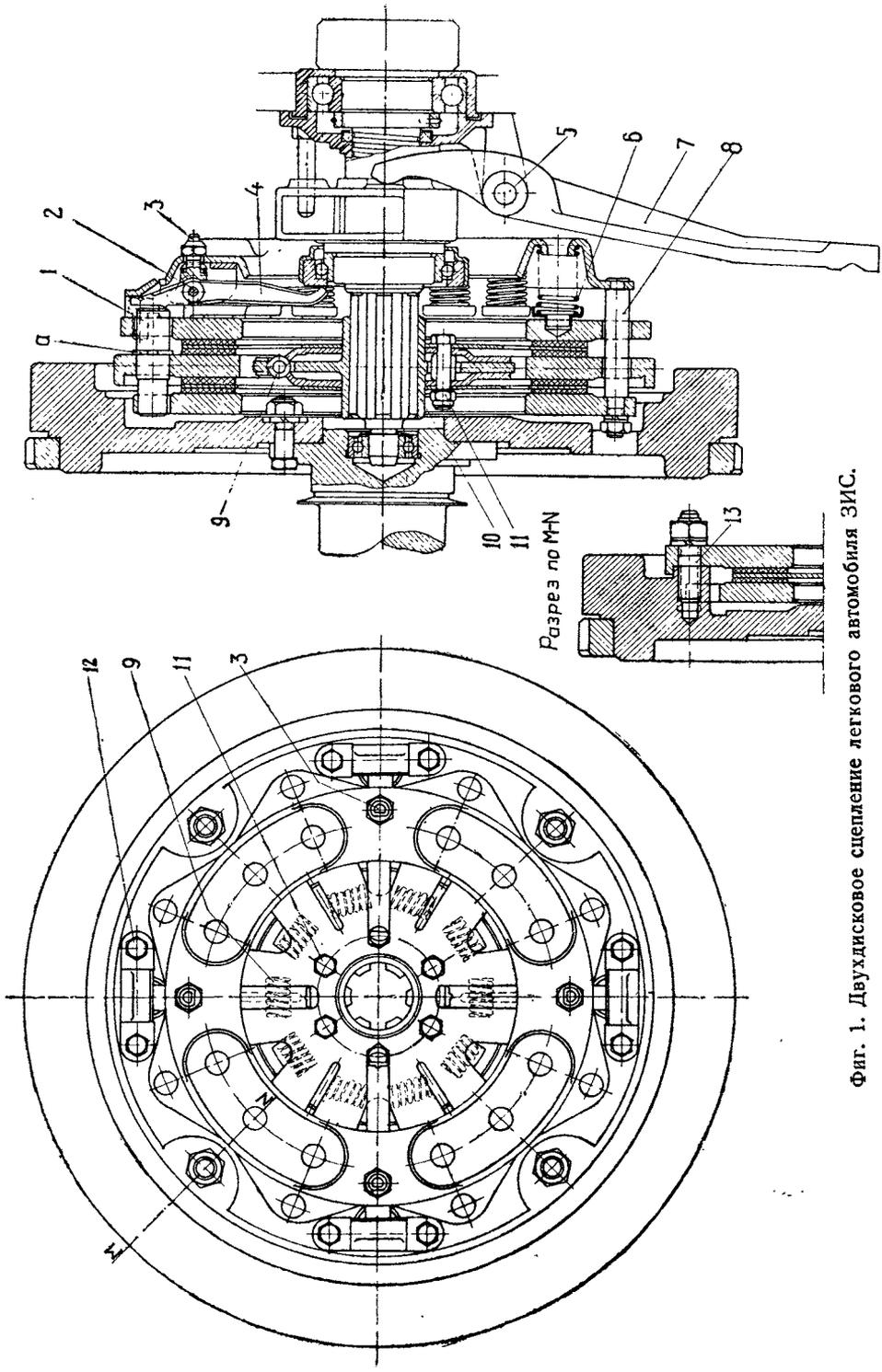
Пружины сцепления 6, расположенные между одним внешним диском и крышкой сцепления, укрепленной при помощи шпилек 8 к другому внешнему ведущему диску, производят необходимое сжатие ведомых и ведущих дисков.

Возникающая при этом между поверхностями сжатых дисков сила трения должна быть достаточной для передачи крутящего момента двигателя.

1. Определение основных параметров сцепления

Максимальный крутящий момент двигателя определяется по среднему эффективному давлению $p_e = 6,5 \text{ кг/см}^2$ и литражу $V_h = 5,76 \text{ л}$ из выражения:

$$M_m = 79,6 \cdot p_e \cdot V_h = 79,6 \cdot 6,5 \cdot 5,76 = 2980 \text{ кг} \cdot \text{см}.$$



Фиг. 1. Двухдисковое сцепление легкового автомобиля ЗИС.

Последнее получено решением уравнения эффективной мощности $N = p_e \cdot V_n \cdot \frac{n}{900}$ совместно с уравнением крутящего момента $M = 71620 \cdot \frac{N}{n}$,

где n — число оборотов двигателя.

Имеются следующие основные данные по сцеплению:

$R_1 = 8,25$ см — минимальный радиус рабочей поверхности;

$R_2 = 11,4$ см — максимальный радиус рабочей поверхности;

$R_0 = \frac{R_1 + R_2}{2} = 9,8$ см — средний радиус рабочей поверхности;

$n = 2$ — число ведомых дисков;

$m = 3$ — число ведущих дисков;

$z = n + m - 1 = 4$ — число рабочих поверхностей;

$i = 12$ — число пружин, сжимающих диски сцепления.

Коэффициент запаса сцепления

На фиг. 2 показана диаграмма изменения усилия пружины в зависимости от ее сжатия.

По этой диаграмме для длины пружины $l_1 = 41$ мм при включенном состоянии сцепления усилие $P_1 = 30$ кг.

Максимальный крутящий момент, который может быть передан сцеплением, равен:

$$M_c = P_1 \cdot i \cdot \mu \cdot R_0 \cdot z = 30 \cdot 12 \cdot 0,25 \cdot 9,8 \cdot 4 = 3535 \text{ кгсм.}$$

При этом коэффициент трения ферродо по чугуну принимается равным $\mu = 0,25$.

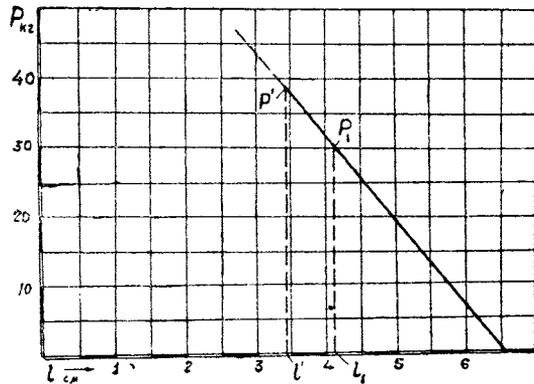
Зная момент двигателя M_m и момент сцепления M_c , коэффициент запаса сцепления получаем равным:

$$\beta = \frac{M_c}{M_m} = \frac{3535}{2980} = 1,185.$$

Минимальный коэффициент трения, при котором сцепление еще может передавать крутящий момент двигателя M_m , имеет значение:

$$\mu' = \frac{M_m}{P_1 \cdot i \cdot z \cdot R_0} = \frac{M_m \cdot \mu}{M_c} = \frac{\mu}{\beta} = \frac{0,25}{1,185} = 0,211.$$

Полученное значение коэффициента запаса сцепления β можно считать вполне приемлемым.



Фиг. 2. Изменение силы пружины сцепления в зависимости от ее деформации.

Имея запас момента в 18,5% против буксования сцепления, в то же время при внезапном торможении автомобиля с невыключенным сцеплением, а также при резком включении последнего, силовая передача будет находиться под действием момента, превышающего расчетный момент лишь на 18,5%.

Удельное давление

Удельное давление на поверхностях трения определяется из следующего выражения:

$$p = \frac{P_1 \cdot l}{\pi (R_2^2 - R_1^2)} = \frac{30 \cdot 12}{\pi (11,4^2 - 8,25^2)} = 1,85 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}.$$

Значение удельного давления также является вполне допустимым.

2. Работа сцепления при трогании автомобиля с места

Качество работы сцепления при трогании с места определяют три параметра:

Время буксования, определяемое из выражения:

$$t = \frac{J_m (J_a + J_c) (\omega_m - \omega_a)}{J_m (M_c - M_a) + (J_a + J_c) (M_c - M'_m)} \text{ сек.}$$

Угол буксования:

$$\alpha = t \cdot \frac{\omega_m - \omega_a}{2} \text{ радиан}$$

и удельная работа буксования:

$$l = \frac{M_c}{100 \cdot z \cdot F} \cdot \alpha \frac{\text{кгсм}}{\text{см}^2}.$$

В этих выражениях имеем:

$z = 4$ — число рабочих поверхностей трения;

$F = \frac{\pi}{4} (R_2^2 - R_1^2) = 194,5 \text{ см}^2$ — площадь одной рабочей поверхности трения;

$\omega_m = \frac{\pi n_m}{30} = 52,35$ — угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя, принимая число его оборотов в минуту при трогании с места равным 500;

$\omega_a = 0$ — угловая скорость ведомого вала при трогании автомобиля с места;

$M_c = 3535 \text{ кгсм}$ — момент сцепления;

$$M_a = \frac{G_a^2 f R_k}{\eta \cdot i_1 \cdot i_0} = \frac{3000 \cdot 0,05 \cdot 38,5}{0,93 \cdot 2,89 \cdot 4,4545} = 482 \text{ кгсм} —$$

момент сопротивления движению автомобиля при трогании с места на первой передаче.

В последнем выражении имеем:

$G_a = 3000$ кг — полный вес автомобиля;

$f = 0,05$ — коэффициент сопротивления качению;

$\eta = 0,93$ — коэффициент полезного действия силовой передачи автомобиля;

$i_1 = 2,89$ — передаточное число коробки передач на первой передаче;

$i_0 = 4,4545$ — передаточное число главной передачи;

$R_k = 38,5$ см — рабочий радиус колеса;

$M'_m = \frac{M_m}{2} = 1490$ кгсм — момент двигателя при включении сцепления;

$J_m = 16,34$ кгсм сек² — момент инерции вращающихся частей двигателя относительно оси коленчатого вала. В этот момент инерции входят: момент инерции кривошипно-шатунного механизма, маховика и ведущих частей сцепления, связанных с маховиком.

$J_c = 0,4574$ кг см сек² — момент инерции выключающихся частей сцепления. Эта величина представляет собой сумму моментов инерции ведомых дисков сцепления первичного вала коробки передач, промежуточного вала, приведенного к угловой скорости вращения коленчатого вала и остальных мелких деталей, связанных с ведомой частью сцепления.

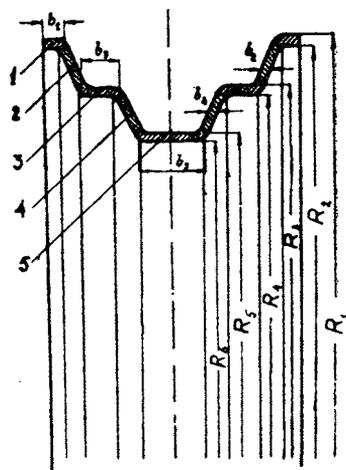
$J_a = 28,75$ кг см сек² — момент инерции поступательно и вращательно двигающихся частей автомобиля на первой передаче без вращающихся частей двигателя и выключающихся частей сцепления, приведенных к угловой скорости вращения коленчатого вала.

При определении момента инерции вращающихся деталей, имеющих сложную форму в сечении, последнее следует разбить на несколько простых форм, определение момента инерции которых относительно оси вращения не представляет затруднений.

В качестве примера определения момента инерции тела сложной формы разберем определение момента инерции обода колеса, изображенного на фиг. 3.

Фигурное сечение обода разбиваем на участки простой формы, принимая их за прямоугольники и параллелограммы.

В результате получается вместо одного сложного кольца обода девять колец простой формы, сумма моментов инерции



Фиг. 3. Разбивка по участкам сечения обода колеса.

которых относительно оси вращения равняется моменту инерции обода:

$$J_0 = 2J_1 + 2J_2 + 2J_3 + 2J_4 + J_5.$$

Момент инерции кольца 4, согласно указанным на фиг. 3 обозначениям, определяется по формуле:

$$J_4 = \frac{\pi\gamma}{2g} \cdot b_4(R_4^4 - R_5^4),$$

где γ — удельный вес материала и g — ускорение силы тяжести.

На определении момента инерции J_a следует остановиться подробнее.

При подсчете t , α и l приходится определять живые силы отдельных, вращающихся и поступательно движущихся деталей автомобиля, связанных с валом сцепления.

Живая сила вращающейся детали, имеющей момент инерции J_1 и угловую скорость вращения ω_1 , равна:

$$S = J_1 \cdot \frac{\omega_1^2}{2} = J_1 \frac{\omega_m^2}{2} \cdot \frac{1}{i^2},$$

где ω_m — угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя, i — передаточное число между данной деталью и коленчатым валом.

В этом выражении $\frac{J_1}{i^2}$ и есть момент инерции данной детали, приведенный к угловой скорости вращения коленчатого вала.

Живую силу поступательно движущихся частей автомобиля можно также заменить эквивалентной живой силой детали с моментом инерции J , вращающейся вокруг своей оси с угловой скоростью ω_m

$$J \cdot \frac{\omega_m^2}{2} = \frac{G_a}{g} \cdot \frac{V_a^2}{2},$$

откуда

$$J = \frac{G_a}{g} \cdot \frac{R_k^2}{i_1^2 \cdot i_0^2}.$$

В данном случае J — определен для первой передачи в коробке i_1 .

На основании вышесказанного для J_a на первой передаче имеем следующее выражение:

$$J_a = \frac{G_a \cdot R_k^2}{g \cdot i_1^2 \cdot i_0^2} + \frac{J_1 + J_2 + J_3}{i_1^2 \cdot i_0^2} + \frac{J_4 + J_5}{i_1^2},$$

где J_1 — суммарный момент инерции передних и задних колес с резиной, ступицами и тормозными барабанами относительно их оси вращения;

J_2 — момент инерции полуосей;

J_3 — момент инерции дифференциала с ведомой шестерней главной передачи;

J_4 — момент инерции карданного вала с ведущей зубчаткой

J_5 — момент инерции вторичного вала коробки передач.

Таким образом согласно приведенным на стр. 12 и 13 величинам определяемые параметры будут иметь следующие значения:

Время буксования	$t = 0,228$ сек.
Угол буксования в радианах	$\alpha = 5,96$ радиан.
Удельная работа буксования	$l = 0,2707$ кг м/см ² .

Удельная работа буксования (трения), умноженная на механический эквивалент тепла, дает нам количество тепла, выделяемое с 1 см² поверхности за одно включение при числе оборотов колечатого вала $n_m = 500$ и крутящем моменте двигателя $M_m' = 1490$ кгсм.

Повышение температуры на τ° тела с весом G и с средней теплоемкостью c от выделяемого тепла, равного $\frac{l \cdot f \cdot \lambda}{427}$, определяется из выражения:

$$\tau = \frac{l \cdot f \cdot \lambda}{427 \cdot c \cdot G}.$$

Рассматривая фиг. 1, находим, что в наиболее тяжелых условиях в отношении нагревания находится средний ведущий диск, имеющий две поверхности трения с общей площадью $f = 389$ см² и весом $G = 4,4$ кг.

Теплопроводность фрикционной обшивки по сравнению с чугуном небольшая, поэтому принимаем, что 80% выделяемого тепла на двух поверхностях трения переходит в металлический средний диск; таким образом принимаем $\lambda = 0,8$.

По приведенным данным и при средней теплоемкости $c = 0,115$ кал 1° С находим повышение температуры среднего диска

$$\tau = 0,39^\circ.$$

3. Расчет деталей сцепления на прочность

Все детали сцепления можно разделить на два раздела:

- А) детали, передающие момент двигателя, и
- Б) детали управления сцеплением.

А. Расчет деталей, передающих момент двигателя

К деталям, передающим момент двигателя, относятся: шпильки, пальцы среднего диска, болты ведомых дисков, буферные пружины и шлицевая втулка.

Шпильки, укрепляющие средний диск сцепления к маховику, обозначены отдельно на фиг. 1 цифрой 13.

Для их расчета имеются следующие данные:

$R = 13,8$ — радиус приложения силы к шпилькам от оси вращения;

$i = 4$ — число шпилек;

$d_1 = 0,957$ см — внутренний диаметр резьбы шпилек.

Напряжение среза в сечении по внутреннему диаметру резьбы определяется из выражения:

$$\tau = \frac{4 \cdot M_m}{\pi \cdot d_1^2 \cdot i \cdot R} = \frac{4 \cdot 2980}{\pi \cdot 0,957^2 \cdot 4 \cdot 13,8} = 75 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}.$$

При расчете на затяжку предполагаем, что крутящий момент двигателя передается трением между поверхностями маховика и прижимаемого к нему диска. Исходя из этих условий, напряжение растяжения будет равно:

$$\sigma = \frac{4 \cdot M_m}{\pi \cdot d_1^2 \cdot i \cdot R \cdot \varphi} = \frac{4 \cdot 2980}{\pi \cdot 0,957^2 \cdot 4 \cdot 13,8 \cdot 0,2} = 375 \text{ кг/см}^2,$$

где $\varphi = 0,2$ — коэффициент трения покоя между поверхностями маховика и диска.

Пальцы среднего диска, передающие усилия на два внешних диска, обозначены на фиг. 1 цифрой 1.

Предполагая, что момент двигателя распределяется равномерно на каждую из четырех поверхностей трения, каждый из внешних ведущих дисков будет передавать момент

$$M_1 = \frac{M_m}{4} = \frac{2980}{4} = 745 \text{ кг} \cdot \text{см}.$$

Этот крутящий момент передается через четыре пальца $i = 4$, расположенные по окружности радиуса $R = 12,9 \text{ см}$.

Согласно приведенным данным усилие, передающееся одним концом пальца, имеет следующую величину:

$$P_1 = \frac{M_1}{i \cdot R} = \frac{745}{4 \cdot 12,9} = 14,4 \text{ кг}.$$

Считаем, что это усилие приложено в средней плоскости внешнего диска на расстоянии $l = 1,5 \text{ см}$ от сечения в проточке a для стопорного кольца.

Напряжение изгиба в этом сечении пальца будет равно:

$$\sigma' = \frac{P_1 \cdot l}{W_u} = \frac{14,4 \cdot 1,5}{3,655} = 6 \text{ кг/см}^2,$$

где $W_u = 3,655 \text{ см}^3$ момент сопротивления на изгиб указанного сечения.

Напряжение на изгиб настолько мало, что даже при передаче момента одним пальцем запас прочности получается очень большой.

Болты ведомых дисков. Как видно из чертежа фиг. 1, крутящий момент от ведущих дисков через болты, укрепляющие пружинодержатели (тарельчатые диски), передается к ведомым. Эти болты обозначены на фиг. 1 цифрой II.

Расчет указанных болтов точно так же, как и в предыдущем случае, производится на срез и на растяжение.

При расчете на срез наиболее опасным будет сечение, где болт режется по внутреннему диаметру резьбы.

При расчете на затяжку считаем, что крутящий момент передается трением между обеими поверхностями ведомых дисков и пружинодержателей, стягиваемых рассчитываемыми болтами.

Для их расчета имеются следующие данные:

- $R = 3,4$ см — радиус окружности болтовых отверстий на дисках;
 $i = 6$ — число болтов;
 $d_1 = 0,66$ см — внутренний диаметр резьбы болта;
 $\varphi = 0,28$ — коэффициент трения покоя между дисками, стягиваемыми болтами II.

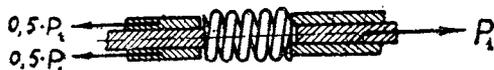
Напряжение среза:

$$\tau = \frac{2 \cdot M_m}{i \cdot R \cdot \pi \cdot d_1^2} = \frac{2 \cdot 2980}{6 \cdot 3,4 \cdot \pi \cdot 0,66^2} = 213 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение растяжения:

$$\sigma = \frac{2 \cdot M_m}{l \cdot \varphi \cdot R \cdot \pi \cdot d_1^2} = \frac{2 \cdot 2980}{6 \cdot 0,28 \cdot 3,4 \cdot \pi \cdot 0,66^2} = 760 \text{ кг/см}^2.$$

Буферные пружины. Для смягчения толчков, получающихся от неравномерности вращения коленчатого вала двигателя, а также и от неравномерности вращения валов силовой передачи, вызываемой карданными соединениями, в данной конструкции сцепления имеются буферные пружины.



Фиг. 4. Действие сил на буферную пружину сцепления.

Пружины эти, обозначенные на фиг. 1 цифрой 9, расположены между шлицевой втулкой 10 и пружинодержателями, связанными с ведомыми дисками сцепления.

На фиг. 4 дана схема сил, действующих на пружину.

Усилие, действующее на одну пружину, равно:

$$P_1 = \frac{M_m}{i \cdot R} = \frac{2980}{10 \cdot 5,65} = 52,8 \text{ кг},$$

где $i = 10$ — число пружин,

$R = 5,65$ см — расстояние от оси вала до осей пружин.

Для расчета пружин имеем:

$D = 1,1$ см — средний диаметр витка пружины и

$d = 0,3$ см — диаметр проволоки пружины.

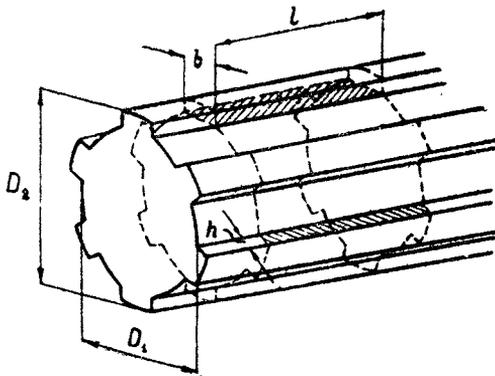
Напряжение кручения определяем по формуле:

$$\tau' = \frac{8 \cdot P_1 \cdot D}{\pi \cdot d_1^3} = \frac{8 \cdot 52,8 \cdot 1,1}{\pi \cdot 0,3^3} = 5475 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение является средним для пружин современных сцеплений и прочность их опасений не вызывает.

Максимальный момент, передаваемый всеми буферными пружинами

жинами, не может превосходить момента сцепления M_c , так как в противном случае произойдет пробуксовка сцепления, следовательно, напряжения кручения могут повыситься на величину запаса сцепления, т. е. на 18,5%.



Фиг. 5. Схема валика со шлицами.

Шлицевая втулка 10 и первичный вал коробки передач. Шлицевая часть вала и втулки рассчитываются только на сопротивление смятию и срезу.

На фиг. 5 дана схема шлица, на которой рассчитываемые сечения обозначены штриховкой.

Предполагается, что силы распределены по всем шлицам и равномерно по всей их рабочей длине.

Для расчета шлиц имеются следующие данные:

$D_1 = 3,0$ см — внутренний диаметр шлиц втулки;

$D_2 = 3,7$ см — наружный диаметр шлиц вала;

$l = 6,7$ см — рабочая длина шлиц;

$i = 6$ — число шлиц;

$b = 0,9$ см — ширина шлиц.

Для суммы сил, действующих на шлицах по среднему их диаметру, получаем значение:

$$P = \frac{4 \cdot M_m}{D_1 + D_2} = \frac{4 \cdot 2980}{3 + 3,7} = 1778 \text{ кг.}$$

Напряжение смятия определяется следующим образом:

$$\sigma_d = \frac{2P}{(D_2 - D_1) \cdot l \cdot i} = \frac{2 \cdot 1778}{(3,7 - 3) \cdot 6,7 \cdot 6} = 148 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение среза определяется по формуле

$$\tau = \frac{P}{i \cdot l \cdot b} = \frac{1778}{6 \cdot 6,7 \cdot 0,9} = 58 \text{ кг/см}^2.$$

Исходя из предположения, что шлицы вала будут срезаться у корня, т. е. по внутреннему диаметру вала с $D_1' = 2,9$ см, напряжения в этих сечениях будут несколько выше, т. е. в отношении диаметров

$$\frac{D_1 + D_2}{2D_1'} = \frac{3 + 3,7}{2 \cdot 2,9} = 1,155 \text{ раз.}$$

Б. Детали управления сцеплением

На фиг. 6 приведена схема управления сцеплением. Педаль сцепления 14 посредством тяги 15 связана свилкой выключения

сцепления 7. Последняя, имея ось вращения 5, установленную на кронштейне передней крышки коробки передач, своими двумя концами перемещает влево втулку сцепления. Радиально упорный подшипник этой втулки 17 перемещает также влево внутренние концы рычагов выключения 4, установленных на осях в вилках крышки сцепления.

Рычаги 4 своими выступами *m* опираются в пальцы неподвижного среднего диска, а выступами *n* — в скобы, укрепленные на заднем ведущем диске. Обозначение выступов *m* и *n* на рычагах 4 показано на фиг. 14.

Согласно фиг. 1 при перемещении влево внутренних концов рычагов выключения 4 внешние их концы перемещают вправо задний диск при помощи скоб, а оси 2 с вилками 3 перемещают влево крышку сцепления, а вместе с ней через шпильки 8 и передний ведущий диск.

Таким образом ведомые диски, установленные с зазором с каждой стороны среднего диска, становятся свободными от действия пружин, сжимающих диски. Переходим теперь к расчету деталей управления сцеплением.

Пружина сцепления

В сцеплении легкового автомобиля ЗИС не имеется ограничителя хода педали при выключении, так что пружина сцепления, обозначенная на фиг. 1 цифрой 6, при этом может сжиматься почти плотно виток к витку и имеет длину при этом $l' = 34$ мм.

По диаграмме пружины фиг. 2 получаем для этого состояния усилие $P' = 38,5$ кг. Кроме того, имеем следующие данные по пружине:

$D = 2,18$ см — средний диаметр витка,

$d = 0,32$ см — диаметр проволоки пружины.

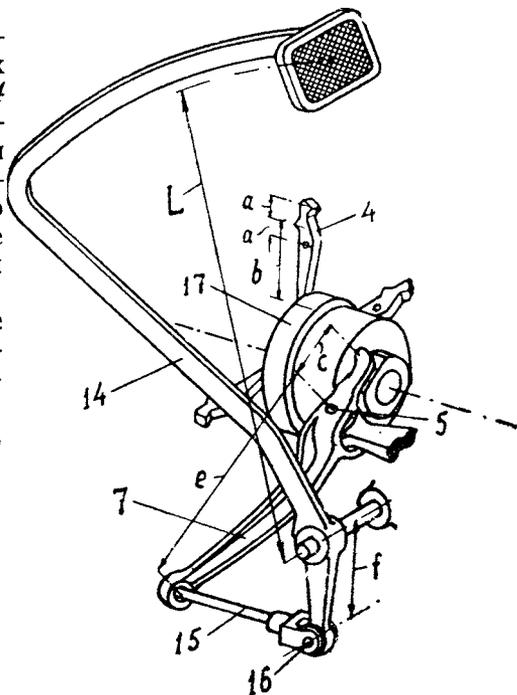
По приведенным данным находим напряжение кручения:

$$\tau' = \frac{8 \cdot P' \cdot D}{\pi \cdot d^3} = \frac{8 \cdot 38,5 \cdot 2,18}{\pi \cdot 0,32^3} = 6525 \text{ кг/см}^2.$$

Полученное напряжение, как ранее указывалось, не велико.

Рычаги выключения сцепления

При расчете рычагов выключения сцепления предварительно определяем усилие, прилагаемое к педали, необходимое для



Фиг. 6. Схема управления сцеплением.

выключения сцепления до такого состояния, при котором пружины сцепления сжаты почти плотно виток к витку.

Усилие пружины в этом состоянии, как уже было ранее указано, $P' = 38,5$ кг.

Усилие на педаль определяется из выражения:

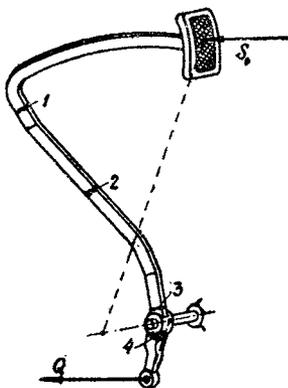
$$S = P' \cdot i \cdot \frac{1}{i_p} = 38,5 \cdot 12 \cdot \frac{1}{43,4} = 10,6 \text{ кг},$$

где $i = 12$ — число пружин.

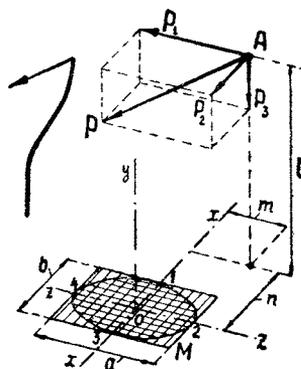
$i_p = \frac{L \cdot e \cdot b}{f \cdot c \cdot 2 \cdot a} = 43,4$ — передаточное число всей рычажной системы.

Для отдельных плеч и рычагов, входящих в выражение для передаточного числа i_p согласно схеме фиг. 6, имеются следующие значения:

$L = 33,0$ см — плечо педали до середины опорной площадки;
 $f = 5,6$ см; $e = 19,1$; $c = 6,8$; $b = 8,9$; $a = 1,7$ см.



Фиг. 7. Педаль сцепления с расчетными сечениями.



Фиг. 8. Сечение стержня под действием изгиба и кручения.

Полученное усилие на педаль S не велико и не превышает средних значений давления на педаль легковых автомобилей.

Ввиду того что педаль сцепления не имеет ограничителя хода, все рычаги системы выключения приходится рассчитывать на максимальное усилие, которое может быть приложено к педали.

Максимальное усилие принимаем равным $S_0 = 40$ кг.

Педаль сцепления. Стержень педали, изображенный на фиг. 7, имеет изогнутую форму, и его прямоугольные сечения находятся под действием изгиба и кручения от силы $S_0 = 40$ кг, приложенной к опорной площадке педали.

Для ясности расчета на одновременное действие изгиба и кручения, имеющего место и в расчете стержня педали сцепления, рассмотрим общий случай такого действия сил.

На фиг. 8 изображено сечение M эллиптической или прямоугольной формы, имеющее две горизонтальные главные оси

$x-x$ и $z-z$ и вертикальную ось им перпендикулярную ou и проходящие через центр тяжести сечения.

Стержень, на который действует сила P , изображен на фигуре слева.

Сила P , под действием которой находится сечение M , наклонена относительно плоскости сечения и точка ее приложения не проходит через плоскость, проведенную через любую пару осей. Разложим силу P на ее составляющие P_1 , P_2 и P_3 , направленные параллельно осям сечения.

От указанных сил сечение находится под действием крутящего момента, равного

$$M_k = P_1 \cdot n - P_2 \cdot m$$

и изгибающих моментов, равных $M_{ux} = P_1 \cdot l - P_3 \cdot m$ для одной оси и $M_{uz} = P_2 \cdot l - P_3 \cdot n$ для другой оси сечения, вызывающих: наибольшие напряжения кручения в точках 1, 2, 3 и 4 и наибольшие напряжения изгиба на сторонах b или в точках 2 и 4 от изгиба моментом M_{ux} и на сторонах a или в точках 1 и 3 от изгиба моментом M_{uz} . Напряжения в отдельных точках сечения определяем по формулам:

напряжения кручения в точках 1 и 3

$$\tau'_1 = \frac{M_k}{\mu \cdot a b^2} \text{ — для прямоугольного сечения со сторонами } a \text{ и } b$$

$$\text{и } \tau'_1 = \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot a \cdot b^2} \text{ — для эллиптического сечения с осями } a \text{ и } b;$$

напряжения кручения в точках 2 и 4

$$\tau'_2 = \frac{M_k}{\mu \cdot a^2 \cdot b} \text{ — для прямоугольного сечения и}$$

$$\tau'_2 = \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot a^2 b} \text{ — эллиптического сечения.}$$

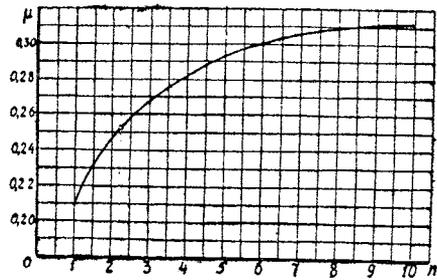
В приведенных выражениях коэффициент μ , зависящий от отношения большей стороны прямоугольника к меньшей и равный $n = \frac{a}{b}$, берем из диаграммы фиг. 9.

Диаграмма 9 построена по коэффициентам для определения напряжений кручения тел прямоугольной формы из курса сопротивления материалов.

Определение напряжений изгиба для прямоугольного и эллиптического сечения производится по следующим формулам:

а) для прямоугольного сечения:
на сторонах b

$$\sigma'_2 = \frac{6 \cdot M_{ux}}{a^2 \cdot b},$$



Фиг. 9. Диаграмма коэффициента μ для расчета прямоугольных сечений на кручение.

на сторонах a

$$\sigma'_1 = \frac{6 \cdot M_{uz}}{a \cdot b^2};$$

б) для эллиптического сечения:
в точках 2 и 4

$$\sigma'_2 = \frac{32 \cdot M_{ux}}{\pi \cdot a^2 b},$$

в точках 1 и 3

$$\sigma'_1 = \frac{32 \cdot M_{uz}}{\pi \cdot a \cdot b^3}.$$

Наибольшие касательные и наибольшие главные напряжения определяются по формулам:

$$\begin{cases} \text{в точках 2 и 4} \\ \text{в точках 1 и 3} \end{cases} \begin{cases} (p_t)_{\text{max}} = \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma'_2)^2 + 4(\tau'_2)^2} \\ p_{\text{max}} = \frac{1}{2} \left[\sigma'_2 + \sqrt{(\sigma'_2)^2 + 4(\tau'_2)^2} \right], \\ (p_t)_{\text{max}} = \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma'_1)^2 + 4(\tau'_1)^2} \\ p_{\text{max}} = \frac{1}{2} \left[\sigma'_1 + \sqrt{(\sigma'_1)^2 + 4(\tau'_1)^2} \right]. \end{cases}$$

По этому способу в сечениях 1, 2 и 3 стержня педали, имеющих прямоугольную форму и обозначенных на фиг. 7, определены напряжения изгиба и кручения, а также и наибольшие касательные и наибольшие главные напряжения, величины которых приведены в табл. 1.

Таблица 1

Напряжения в сечениях стержня педали

Сечения	Размеры сечений		Большая сторона сечений				Меньшая сторона сечений			
	b см	a см	напряжение изгиба σ'_a	напряжение кручения τ'_a	наибольшее касательное напряжение $(p_t)_{\text{max}}$	наибольшее главн. напряж. p_{max}	напряжение изгиба σ'_b	напряжение кручения τ'_b	наибольшее касательное напряжение $(p_t)_{\text{max}}$	наибольшее главн. напряж. p_{max}
1	1,3	1,9	49	73	82	107	63	50	59	90
2	1,65	2,2	56	10	30	58	459	8	230	460
3	2,0	2,8	22	109	109	120	418	78	212	421

Ко второму плечу педали крепится тяга вилки выключения сцепления, обозначенная на фиг. 6 цифрой 15. Усилие, действующее вдоль тяги, определяется из выражения:

$$Q = S_0 \cdot \frac{L}{l} = 40 \cdot \frac{33}{5,6} = 236 \text{ кг.}$$

Напряжение изгиба в сечении 4 второго плеча у втулки будет равно:

$$\sigma' = \frac{Q \cdot f'}{W_u} = \frac{236 \cdot 3,6}{0,678} = 1250 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2},$$

где $f' = 3,6 \text{ см}$ — плечо от силы до рассматриваемого сечения,

$W_u = \frac{\pi \cdot a^2 b}{32} = 0,678 \text{ см}^3$ — момент сопротивления на изгиб этого сечения.

Напряжение смятия втулки педали с осью. Напряжение смятия, как известно, есть частное от деления действующей силы на площадь опорной поверхности. При этом предполагается, что действующая сила проходит через середину опорной поверхности, и получаемые напряжения смятия будут средними.

Если действующая сила не проходит через середину опорной поверхности, то максимальные напряжения смятия могут значительно превышать средние значения напряжений и вызывают односторонний износ деталей.

На педаль сцепления обычно действуют две силы, приложенные к ее концам, — сила ноги водителя и реакция тяги.

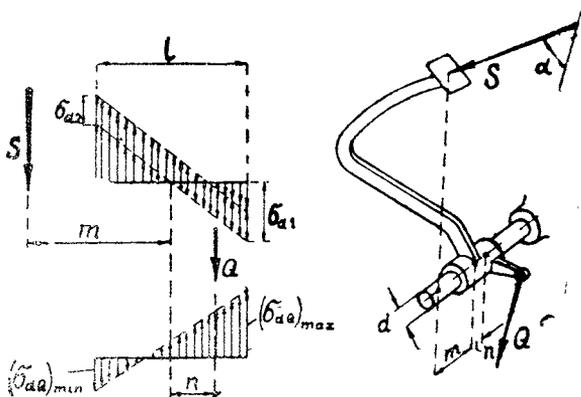
По конструктивным соображениям как педаль, так и рычаг смещены относительно середины опорной поверхности втулки, вследствие чего получается некоторый результирующий момент и действующий в плоскости, проходящей через ось, уравновешиваемый моментом удельных давлений оси педали.

Рассмотрим общий случай действия сил, приложенных к концам рычагов педали под некоторым углом α между собой и изображенных на фиг. 10.

Силы, приложенные с одной стороны к опорной площадке S и с другой — к головке рычага Q , составляют между собой угол α .

Максимальные и минимальные напряжения смятия, получающиеся от каждой из действующих сил, расположены в плоскости действия последних (изображенных слева на фигуре) определяются из выражений: от силы S :

$$\sigma_{dS} = \sigma_{d1} \pm \sigma_{d2} = \frac{S}{d \cdot l} \left(\frac{6 \cdot m}{l} \pm 1 \right),$$



Фиг. 10. Схема действия сил на педаль сцепления (общий случай).

где $\sigma_{d1} = \frac{6 \cdot S \cdot m}{l \cdot d}$ — напряжение смятия от момента пары сил S равного

$$S \cdot m = \frac{1}{2} \cdot \sigma_{d1} \cdot \frac{l}{2} \cdot d \cdot \frac{2}{3} l,$$

$\sigma_{d2} = \frac{S}{l \cdot d}$ — напряжение смятия от силы S , приложенной в середине опорной поверхности.

Аналогично получаем напряжения и от силы Q

$$\sigma_{dQ} = \frac{Q}{d \cdot l} \left(\frac{6n}{l} \pm 1 \right).$$

В этих выражениях знаки плюс относятся к максимальным, а минус к минимальным величинам напряжений.

В зависимости от расположения опорной площадки и головки второго плеча педали относительно середины опорной поверхности втулки, выражения результирующих напряжений смятия от сил S и Q будут различны.

Для педали, схема которой изображена на фиг. 10, где действующие силы S и Q расположены по обе стороны от середины опорной поверхности втулки и действуют под углом α , интересующее нас выражение максимального напряжения имеет вид

$$(\sigma_d)_{\max} = \sqrt{(\sigma_{dQ})_{\max}^2 + (\sigma_{dS})_{\min}^2 + 2(\sigma_{dQ})_{\max} \cdot (\sigma_{dS})_{\min} \cdot \cos(180 - \alpha)}$$

или

$$(\sigma_d)_{\max} = \sqrt{(\sigma_{dQ})_{\min}^2 + (\sigma_{dS})_{\max}^2 + 2(\sigma_{dQ})_{\min} \cdot (\sigma_{dS})_{\max} \cdot \cos(180 - \alpha)}$$

При расположении сил Q и S с одной стороны, относительно середины втулки, максимальные напряжения смятия от каждой из действующих сил будут со стороны их действия, и в выражение максимального результирующего напряжения войдут величины только максимальных напряжений от сил Q и S . Для расчета педали легкового автомобиля ЗИС выражение максимального напряжения принимает вид:

$$(\sigma_d)_{\max} = \frac{Q + S_0}{l \cdot d} (l + 6k) = \frac{236 + 40}{4,2 \cdot 2,2} (4,2 + 6 \cdot 0,645) = 57,4 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2},$$

где $l = 4,2$ и $d = 2,2$ см рабочая длина и диаметр отверстия втулки педали и

$k = \frac{S_0 \cdot m - Q \cdot n}{S_0 + Q} = 0,645$ см — расстояние от середины втулки до точки приложения равнодействующей сил $Q = 236$ кг и $S_0 = 40$ кг.

Тяга вилки выключения. Напряжение растяжения тяги, обозначенной на фиг. 6 цифрой 15, под действием силы Q равно

$$\sigma = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \cdot 236}{\pi \cdot 0,7916^2} = 481 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2},$$

где $d_1 = 0,7916$ см — внутренний диаметр резьбы,

Кроме этого, резьба тяги рассчитывается на срез под действием той же силы Q . Однако длина резьбы гайки очень большая $h = 23$ мм и напряжение получится незначительным.

Расчет пальца тяги, обозначенного на фиг. 6 цифрой 16, производится по следующим формулам: напряжение смятия

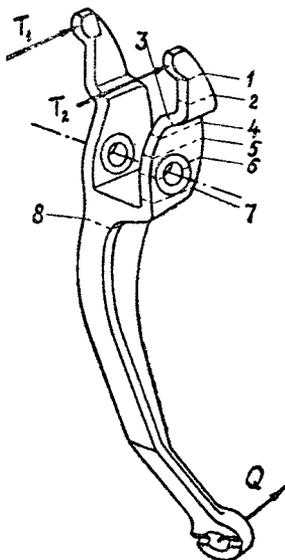
$$\sigma_d = \frac{Q}{2 \cdot d \cdot l} = \frac{236}{2 \cdot 1 \cdot 0,55} = 214 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2},$$

напряжение среза

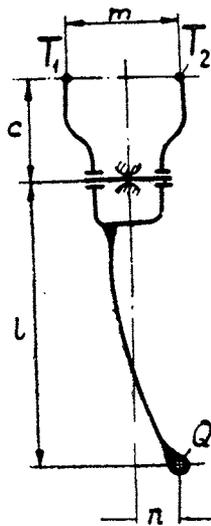
$$\tau = \frac{2 \cdot Q}{\pi d^2} = \frac{2 \cdot 236}{\pi \cdot 1^2} = 151 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2},$$

где $d = 1$ см и $l = 0,55$ см диаметр отверстия и толщина ушка тяги.

Вилка выключения. Ввиду того что вилка, изображенная схематично на фиг. 11, имеет переменное сечение по длине,



Фиг. 11. Вилка выключения сцепления с расчетными сечениями.



Фиг. 12. Схема действия сил на вилку сцепления.

то для отыскания наиболее опасного сечения просчитываются несколько сечений, обозначенных на фиг. 11 соответствующими цифрами. При определении напряжений в сечениях 1, 2, 3, 4, 5 и 6 расчет ведется по действующим на концах рычагов вилки сил T_1 и T_2 , определяемых согласно обозначениям на фиг. 12 по выражению:

$$T = Q \left(\frac{l}{2 \cdot c} \pm \frac{n}{m} \right) = 236 \left(\frac{191}{2 \cdot 68} \pm \frac{14,5}{73} \right),$$

При $l = 191$ мм, $c = 68$, $n = 14,5$, $m = 73$ мм и $Q = 236$ кг находим:

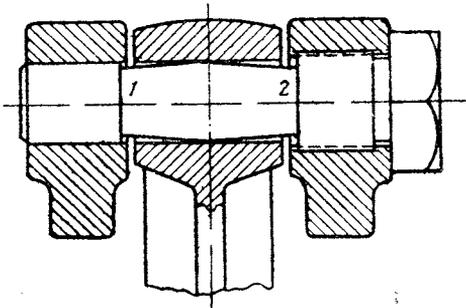
$$T_1 = 284 \text{ кг} \text{ и } T_2 = 378 \text{ кг}.$$

Очевидно, что наиболее напряженным будет рычаг вилки, находящийся под действием большей силы. При определении напряжений в сечениях 7 и 8 расчет ведем по действующей на рычаге силе Q .

Таблица 2

Напряжения в сечениях вилки выключения

Сечения	1	2	3	4	5	6	7	8
Момент сопротивления на изгиб $W_{из}$ см ³ . . .	0,1668	0,482	0,667	1,042	1,305	1,955	2,61	1,43
Напряжение изгиба σ' кг/см ²	2280	2230	2070	1742	1595	1320	1540	2610



Фиг. 13. Ось вилки выключения сцепления.

Необходимые для расчета данные и получаемые величины напряжений в сечениях приведены в табл. 2.

Ось вилки выключения. Ось, изображенная на фиг. 13, соединяет шарнирно вилку выключения сцепления с кронштейном передней крышки коробки передач.

Напряжение среза в сечениях 1 и 2:

$$\tau = \frac{P_0}{2 \cdot f} = \frac{898}{2 \cdot 1,21} = 371 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2},$$

где

$$P_0 = Q + T_1 + T_2 = 236 + 284 + 378 = 898 \text{ кг},$$

усилие, действующее на ось,

$f = 1,21$ см² — площадь каждого сечения.

Напряжение смятия. Ось в средней своей части выполнена сферической, как это видно на фиг. 13, и соприкосновение может быть на небольшой ширине. Принимая эту ширину равной $S = 0,4$ см при диаметре $d = 1,3$ см, определяем напряжение смятия

$$\sigma_d = \frac{P_0}{s \cdot d} = \frac{898}{0,4 \cdot 1,3} = 1728 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}.$$

При износе опорных поверхностей их площадь соприкосновения увеличивается, в соответствии с чем напряжение смятия уменьшается.

Рычаги, разводящие ведущие диски сцепления. На фиг. 14 изображен рычаг, укрепленный в вилке 3 крышки сцепления и разводящий два внешних ведущих диска.

Выступ *m* является точкой опоры рычага. Выступ *n* и вилка, соединенная с рычагом осью, входящей в отверстие 3, разводят два внешних ведущих диска.

Усилие на внутреннем конце *A*, прижимающемся к упорному подшипнику втулки выключения, каждого из четырех рычагов равняется:

$$R = \frac{T_1 + T_2}{4} = \frac{284 + 378}{4} = 166 \text{ кг.}$$

Для определения опасного сечения просчитываем несколько сечений, обозначенных на фиг. 14.

Напряжения в сечениях 1, 2 и 3 определяем от силы *R*, действующей на внутреннем конце рычага *A*, а напряжение в сечении 4 — от силы *P'*, действующей на внешнем конце каждого рычага (выступ *n*), а также и на вилках 3 крышки сцепления и равной

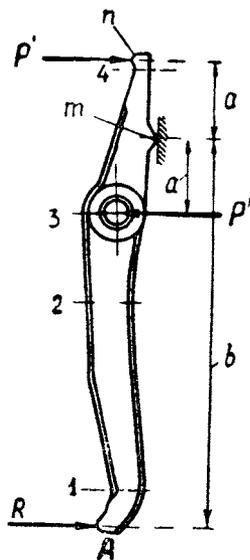
$$P' = \frac{R \cdot b}{2 \cdot a} = \frac{166 \cdot 8,9}{2 \cdot 1,7} = 435 \text{ кг.}$$

Напряжения изгиба, получаемые в сечениях, а также и данные для расчета приведены в табл. 3.

Таблица 3

Напряжения в сечениях рычага

Сечения	1	2	3	4
Плецо от силы до сечения <i>l</i> см	0,8	5,2	7,2	0,21
Момент сопротивления на изгиб <i>W_и</i> см ³	0,078	0,202	0,504	0,0265
Напряжение изгиба σ' кг/см ²	1705	4280	2275	3450



Фиг. 14. Действие сил на рычаг, разводящий диски сцепления.

Ось рычага, обозначенная на фиг. 1 цифрой 2, рассчитывается на срез по двум одинаковым сечениям.

При диаметре оси $d = 0,6$ см напряжение среза получается равным:

$$\tau = \frac{2 \cdot P'}{\pi \cdot d^2} = \frac{2 \cdot 435}{\pi \cdot 0,6^2} = 770 \text{ кг/см}^2.$$

Вилка рычага. Вилку рычага, обозначенную на фиг. 1 цифрой 3, необходимо рассчитывать на смятие отверстий ушков

для оси, на срез стержня в теле вилки и на растяжение стержня.

Напряжение смятия отверстий ушков:

$$\sigma_d = \frac{P'}{2 \cdot d \cdot s} = \frac{435}{2 \cdot 0,6 \cdot 0,5} = 724 \text{ кг/см}^2,$$

где $d = 0,6 \text{ см}$ — диаметр отверстия и
 $s = 0,5 \text{ см}$ — толщина ушка.

Напряжение среза

$$\tau = \frac{P'}{\pi \cdot d \cdot h} = \frac{435}{\pi \cdot 0,8 \cdot 0,45} = 385 \text{ кг/см}^2,$$

где $d = 0,8 \text{ см}$ — диаметр стержня и
 $h = 0,45 \text{ см}$ — высота поверхности среза.

Напряжение растяжения.

$$\sigma = \frac{4 \cdot P'}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \cdot 435}{\pi \cdot 0,66^2} = 1272 \text{ кг/см}^2,$$

где $d_1 = 0,66 \text{ см}$ — внутренний диаметр резьбы стержня вилки.
Болты, обозначенные на фиг. 1 цифрой 12, укрепляющие упорную скобу рычага к наружному ведущему диску.

Усилие, растягивающее каждый из двух болтов, равно:

$$S = \frac{P'}{2} = \frac{435}{2} = 217,5 \text{ кг.}$$

Напряжение растяжения без учета предварительной затяжки равняется

$$\sigma = \frac{S}{f} = \frac{217,5}{0,308} = 706 \text{ кг/см}^2,$$

где $f = 0,308 \text{ см}^2$ — площадь сечения болта по внутреннему диаметру резьбы.

Напряжение среза резьбы внешнего ведущего диска сцепления

$$\tau = \frac{S}{\pi \cdot d \cdot s} = \frac{217,5}{\pi \cdot 0,8 \cdot 1,1} = 79 \text{ кг/см}^2,$$

где $d = 0,8 \text{ см}$ — наружный диаметр болта $s = 1,1 \text{ см}$ — толщина внешнего диска сцепления.

Стяжные шпильки. Шпильки, обозначенные на фиг. 1 цифрой 8, находятся под действием растягивающей силы при включенном состоянии сцепления, равной $i \cdot P_1 = 30 \cdot 12 = 360 \text{ кг}$, не считая предварительной затяжки. При выключении крышка сцепления перемещается влево и при помощи стяжных шпилек 8 отжимает также влево и левый внешний ведущий диск. При этом шпильки находятся под действием сжимающих сил.

Напряжение растяжения определяем в наиболее тонком

сечения шпильки по внутреннему диаметру резьбы по выражению:

$$\sigma = \frac{4 \cdot i \cdot P_1}{n \cdot \pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \cdot 12 \cdot 30}{8 \cdot \pi \cdot 0,661^2} = 131 \text{ кг/см}^2,$$

где $n = 8$ — число шпилек,

$i = 12$ — число пружин сцепления,

$P_1 = 30 \text{ кг}$ — усилие одной пружины при включенном состоянии сцепления,

$d_1 = 0,661 \text{ см}$ — диаметр наиболее тонкого сечения шпильки.

Как показывает расчет, напряжения в рычагах выключения получаются очень большими; следует, однако, иметь в виду, что такие напряжения возникают лишь в тех случаях, когда сила нажатия на педаль доведена до 40 кг.

Между тем как было выяснено выше, для того чтобы полностью выключить сцепление, выжать его доотказа, достаточно усилия на педали, равное

$$S = P' \cdot \frac{i}{i_p} = 38,5 \cdot \frac{12}{43,4} = 10,6 \text{ кг},$$

где $P' = 38,5 \text{ кг}$ — сила одной пружины при выключенном состоянии сцепления,

$i_p = 43,4$ — передаточное число рычажной системы.

Дальнейшее увеличение усилия на педали только нагружает рычаги выключения, но не разводит дисков.

Таким образом при нормальной работе сцепления имеют место напряжения меньшие, чем полученные при расчете, в отношении сил, т. е. в

$$\frac{40}{10,6} = 3,77 \text{ раза.}$$

По полученным напряжениям определяем запасы прочности по пределу упругости и коэффициенту крепости. Те и другие величины приведены в табл. За.

II. РАСЧЕТ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

В автомобиле ЗИС коробка передач выполнена двухходовой с тремя передачами вперед и одной назад. Схема этой коробки изображена на фиг. 15.

Шестерни постоянного зацепления 1 и 2 и шестерни второй передачи 3 и 4, постоянно зацепленные между собой, выполнены с винтовыми зубьями для уменьшения шума и увеличения плавности зацепления.

Включение второй и третьей передач производится при помощи каретки, имеющей на концах венцы с наружными зубьями, включающимися с внутренними зубьями, выполненными в шестернях 1 и 3.

Максимальные напряжения и запасы прочности в деталях сцепления

Наименование детали	Марка материала	Предел упру- гости $k_2/cм^2$	Коэффициент кре- пости $k_3/cм^2$	Напряжение из- гиба или растя- жения	Напряжение кру- чения или среза	Запасы прочности	
						по пределу упругости	по коэффи- циенту кре- пости
Шпильки среднего ве- дущего диска	1112к	—	6500	375	75	—	17,3 69
Педаля сцепления (вто- рое плечо)	1020	2200	4500	1250	—	1,76	3,6
Тяга вилки выключения	1020	2200	4500	481	—	4,6	9,3
Рычаги выключения	1020	2200	4500	4280	—	0,51	1,05
Вилка рычага	1020	2200	4500	1272	—	1,73	3,54
Стяжные шпильки	1020к	—	5800	131	—	—	44
Ось рычага	1020к	—	5800	—	770	—	6,0
Буферные пружины	1085	12000	13000	—	5475	1,75	1,9
Пружины сцепления	1085	12000	13000	—	6525	1,47	1,59
Вилка выключения	Ковкий чугун	—	4600	2610	—	—	1,76
Болты ведомых дисков	5140к	7000	9000	760	—	9,2	11,8

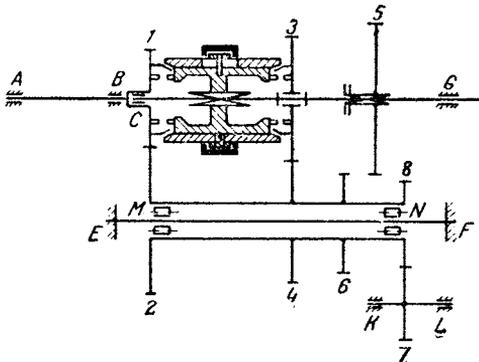
Предел упругости и коэффициент крепости при кручении приняты 0,8 соответственных величин при растяжении.

Конструкция коробки передач легкового автомобиля ЗИС изображена на фиг. 16.

Для безударного включения зубьев второй и третьей передач каретка выполнена с синхронизатором, имеющим конические поверхности трения.

На вторичном валу на шлицах между шестернями 1 и 3 установлена крестовина, которая при помощи фиксаторов перемещает наружную обойму.

С внутренней стороны последней укреплены два бронзовые конические кольца. При перемещении крестовины, а вместе с ней и наружной обоймы вправо или влево, до соприкосновения конических поверхностей колец последней с

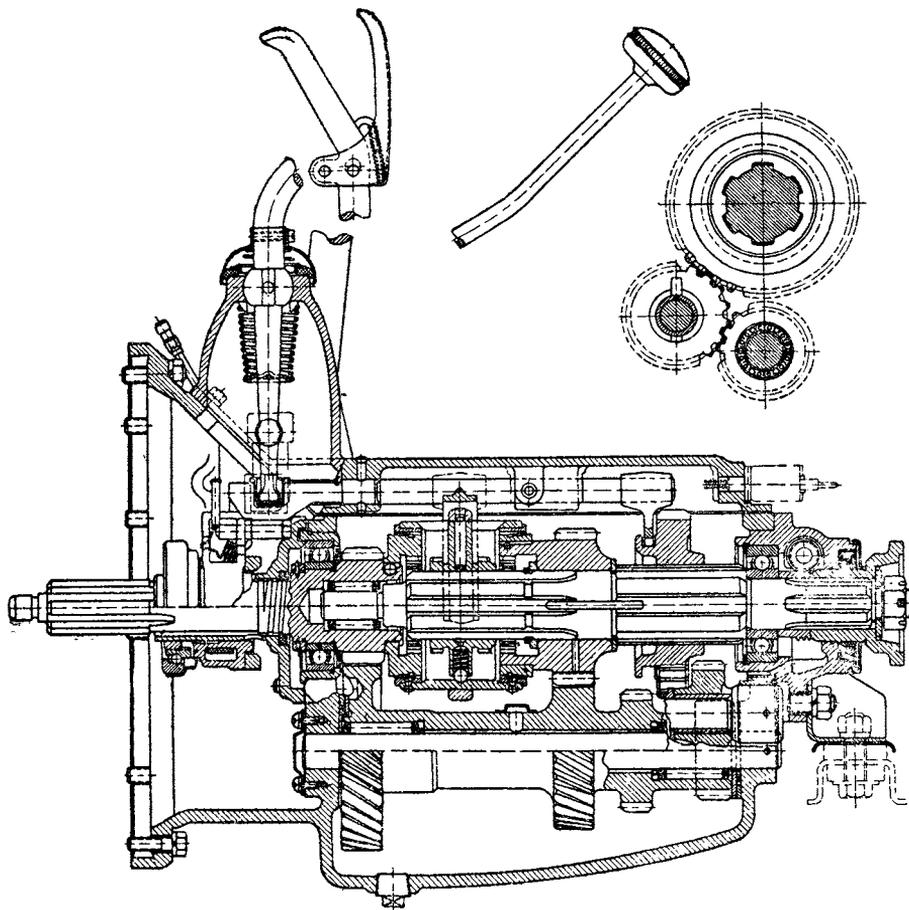


Фиг. 15. Схема коробки передач.

такими же поверхностями, выполненными на шестернях 1 и 3, окружные скорости шестерни 3 или 1, увлекаемые силой трения между соприкасающимися поверхностями, выравниваются с окружной скоростью вторичного вала.

Дальнейшим перемещением крестовины производится безударное включение зубьев последней с внутренними зубьями шестерни 3 или 1.

Шестерни первой передачи и заднего хода выполнены с прямыми зубьями.



Фиг. 16. Двухходовая трехступенчатая коробка передач легкового автомобиля ЗИС.

Промежуточный вал представляет собой трубу, выполненную в одно целое с четырьмя шестернями, и вращается на роликовых (игольчатых) подшипниках, установленных на неподвижной оси.

Расчету подвергаем шестерни, валы и все детали, передающие усилия.

1. Расчет зубьев шестерен

Усилие на окружности шестерни 1 первичного вала AB (фиг. 15) определяем из следующего выражения:

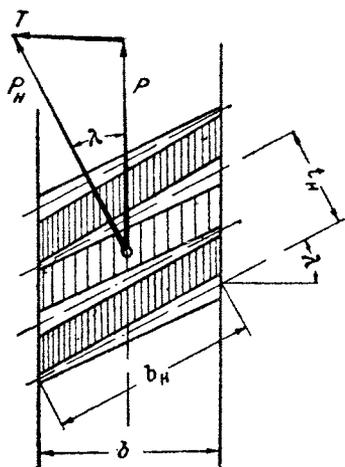
$$P_1 = \frac{M_m}{r_1} = \frac{2980}{3,6135} = 825 \text{ кг},$$

где $r_1 = 3,6135 \text{ см}$ — радиус начальной окружности шестерни 1 первичного вала,

$M_m = 2980 \text{ кгсм}$ — максимальный момент двигателя.

Для остальных шестерен окружное усилие определяется по передаточному числу шестерен промежуточного вала, т. е.

$$P_n = P_1 \frac{z_2}{z_n},$$



где z_n — число зубьев той шестерни промежуточного вала, на зубьях которой определяется усилие,

$z_2 = 35$ — число зубьев шестерни 2 промежуточного вала.

Для сравнения получающихся напряжений в зубьях шестерен данной коробки с напряжениями в коробках ранее просчитанных автомобилей¹ расчет производим по упрощенной формуле, считая, что окружное усилие приложено к вершине зуба:

$$\sigma' = \frac{24 \cdot P \cdot h}{b \cdot t_n^2} = \frac{M_n}{W},$$

Фиг. 17. Схема действия сил на косые зубья шестерни.

где $h = h'_1 + h'_2 \text{ см}$ — сумма высот головок зубьев сцепляющихся шестерен,

$b \text{ см}$ — ширина шестерни,

$t_n \text{ см}$ — шаг зацепления по нормали к длине зуба.

Приведенная выше формула напряжения действительна и для шестерен с винтовыми зубьями, если данные соответствуют следующим обозначениям, приведенным на фиг. 17.

P — окружное усилие,

λ — угол наклона зубьев,

P_n — усилие, отклоненное от окружного на величину угла наклона зубьев и расположенное в плоскости касательной к начальному цилиндру шестерни,

T — осевое усилие,

b — ширина шестерни,

b_n — длина зуба,

t_n — шаг зацепления по нормали к длине зуба.

¹ Проф. Е. А. Чудаков, Расчет автомобиля ч. 1, изд. 1932—33 г.

Таблица 4

Основные данные по шестерням

Передаточные числа i_k	Наименование шестерен	Число зубьев z	Модуль по нормам $m_n, \text{мм}$	Шаг по нормам $t_n, \text{мм}$	Диаметр начальной окружности $D_0, \text{мм}$	Диаметр окружности головок $D_g, \text{мм}$	Расчетная высота зубьев $h = h'_1 + h'_2, \text{см}$	Окружное усилие $P, \text{кг}$	Изгибающий момент $M = P \cdot h, \text{кг/см}$	Ширина шестерен $b, \text{см}$	Момент сопротивления $W = \frac{b \cdot h^3}{24}$ линия на изгиб	Напряженность изгиба $\sigma = \frac{M}{W}, \text{кг/см}^2$
$i_c = \frac{z_2}{z_1} = 1,75$	1 и 2 постоянного зацепления	20 35	3	9,43	72,27 126,48	79,5 133,7	0,723 0,723	825 825	597 597	2,85 2,7	0,1055 0,10	5660 5970
$i_2 = \frac{z_3 \cdot z_5}{z_1 \cdot z_4} = 1,75$	3 и 4 второй передачи	27 27	3,25	10,21	99,37 99,37	106,8 106,8	0,743 0,743	1069 1069	794 794	2,8 2,8	0,1215 0,1215	6540 6540
$i_1 = \frac{z_2 \cdot z_5}{z_1 \cdot z_6} = 2,89$	5 и 6 первой передачи	33 20	3,75	11,79	123,75 75	129,75 81	0,600 0,600	1444 1444	867 867	2,3 2,1	0,133 0,1217	6520 7125
$i_R = \frac{z_2 \cdot z_5}{z_1 \cdot z_6} = 3,61$	5, 7 и 8 заднего хода	33 18 16	3,75	11,79	123,75 67,5 60	129,75 73,5 66	0,600 0,600 0,600	1805 1805 1805	1082 1082 1082	2,3 2,2 2,3	0,133 0,1274 0,1332	8140 8500 8125

Основные параметры по шестерням и интересующие нас величины, подсчитываемые по приведенным формулам, сводим в табл. 4.

2. Расчет валов

Валы коробки передач рассчитываются на одновременное действие моментов изгибающего и крутящего, вызываемых действующими на шестернях силами.

Значения моментов определяются отдельно для каждого рода действия.

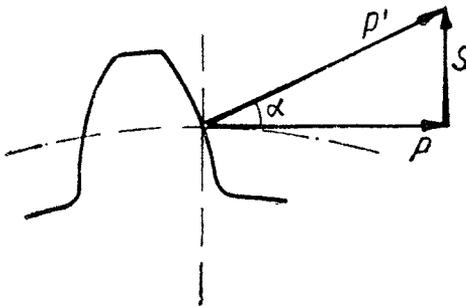
Крутящие моменты на валах

Первичный вал $M_{dm} = M_m = 2980 \text{ кгсм.}$

Промежуточный вал $M_{dc} = M_m \cdot i_c = 2980 \cdot 1,75 = 5215 \text{ кгсм.}$

Вторичный вал:

третья передача $M_{d3} = M_m \cdot i_3 = 2980 \cdot 1 = 2980 \text{ кгсм,}$
 вторая $M_{d2} = M_m \cdot i_2 = 2980 \cdot 1,75 = 5115 \text{ кгсм}$
 первая $M_{d1} = M_m \cdot i_1 = 2980 \cdot 2,89 = 8612$
 задний ход $M_{dR} = M_m \cdot i_R = 2980 \cdot 3,61 = 10758$



Фиг. 18. Схема действия сил на зуб шестерни по начальной окружности.

Так как шестерни постоянного зацепления и шестерни второй передачи выполнены, как уже было сказано, с винтовыми зубьями, то, кроме окружных и радиальных усилий, на указанных шестернях действуют еще осевые усилия.

Для шестерен с винтовыми зубьями осевое усилие, согласно фиг. 17, определяется из выражения:

$$T = P \cdot \operatorname{tg} \lambda,$$

где λ — угол наклона зубьев к оси вращения по начальной окружности колеса.

Радиальное усилие для всех шестерен по фиг. 18 будет равно:

$$S = P \cdot \operatorname{tg} \alpha.$$

Здесь α — угол давления, равный сумме углов зацепления (торцевого) β и трения φ , т. е. $\alpha = \beta + \varphi$.

Угол трения для всех шестерен приближенно принимаем равным $\varphi = 5^\circ$.

Дополнительные данные по шестерням и все действующие на них усилия сводим в табл. 5.

Таблица 5

	Шестерни 1 и 2 по- стоянного зацепления	Шестерни 3 и 4 второй передачи	Шестерни 5 и 6 первой передачи	Шестерни 8 и 7 заднего хода
Угол давления α . . .	25°	25°	25°	25°
Угол наклона λ . . .	33°53' левый и правый	28° левый и правый	0°	0°
Окружное усилие P кг	825	1069	1444	1805
Радиальное усилие S кг	385	498	673	842
Осевое усилие T кг	554	568	—	—

Определение реакций на опорах валов

Вторичный вал. При передаче через вторичный вал крутящего момента одна из установленных на нем шестерен зацепляется с соответственной шестерней промежуточного вала. Действие сил на шестерню промежуточного вала изображено на фиг. 19.

Согласно схеме фиг. 19 реакции на опорах определяются по следующим выражениям.

Реакции на опору С:
вертикальная реакция

$$R_{Cv} = \frac{S \cdot g - T \cdot r_0}{b},$$

горизонтальная реакция

$$R_{Cz} = P \cdot \frac{g}{b},$$

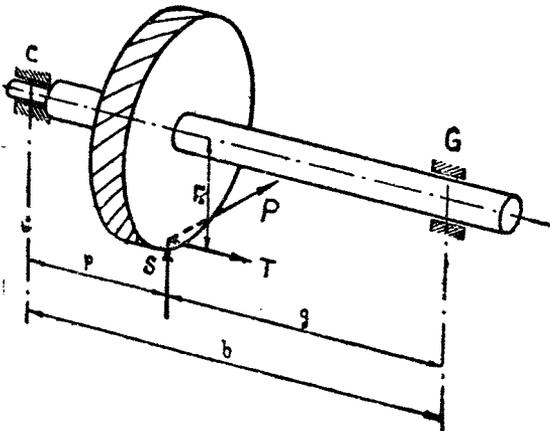
истинное значение

$$R_C = \sqrt{R_{Cv}^2 + R_{Cz}^2}.$$

Реакции на опору G:
вертикальная реакция

$$R_{Gv} = \frac{S \cdot p + T \cdot r_0}{b},$$

горизонтальная реакция



Фиг. 19. Схема действия сил на вторичный вал коробки передач.

$$R_{Gz} = P \cdot \frac{p}{b},$$

истинное значение

$$R_G = \sqrt{R_{Gz}^2 + R_{Gx}^2}.$$

При включении заднего хода шестерня 5, сидящая на этом валу, сцепляется с паразитной шестерней 7, что и изображено схематически на фиг. 20.

Действующее на зубья шестерни 5 усилие P_R , отклоненное от окружного усилия P_R на угол давления $\alpha = 25^\circ$, составляет с вертикалью угол

$$\delta_1 = \frac{\pi}{2} - (\alpha + \varphi) = 26^\circ 54'.$$

Согласно фиг. 19 и фиг. 20 реакции на опорах C и G для заднего хода определяются по следующим выражениям:

вертикальная реакция на опору C

$$R_{Cz} = \frac{P_R \cdot \cos \delta_1 \cdot g}{b \cdot \cos \alpha};$$

горизонтальная реакция на опору C

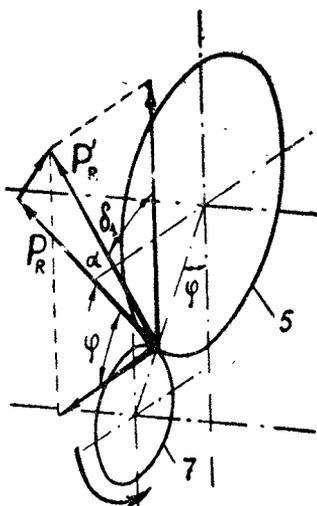
$$R_{Cx} = \frac{P_R \cdot \sin \delta_1 \cdot g}{b \cdot \cos \alpha};$$

вертикальная реакция на опору G

$$R_{Gz} = \frac{P_R \cdot \cos \delta_1 \cdot p}{b \cdot \cos \alpha};$$

горизонтальная реакция на опору G

$$R_{Gx} = \frac{P_R \cdot \sin \delta_1 \cdot p}{b \cdot \cos \alpha}.$$



Фиг. 20. Схема действия сил на шестерню заднего хода вторичного вала корблн передач.

По приведенным выражениям для переднего и заднего хода определяем интересующие нас величины, значения которых сводятся в табл. 6.

Кроме радиальных сил, опора G воспринимает и осевую силу, возникающую благодаря применению винтовых шестерен. Величина осевой силы приведена в табл. 6.

Промежуточный вал. Как уже было указано, промежуточный вал вращается на двух игольчатых подшипниках, установленных на неподвижной оси.

При определении реакций на опорах от сил, действующих на две шестерни этого вала, принимаем, что реакции сосредоточены в серединах подшипников.

Общие выражения для реакций на опорах согласно схеме этого вала, приведенной на фиг. 21 для переднего хода, имеют следующий вид:

Реакции на опору M :

вертикальная реакция

$$R_{M\theta} = \frac{S_C(b+f) + S \cdot u + T_2 \cdot r_4 - T_C \cdot r_2}{b};$$

горизонтальная реакция

$$R_{Mz} = \frac{P_C(b+f) - P \cdot u}{b};$$

истинное значение

$$R_M = \sqrt{R_{M\theta}^2 + R_{Mz}^2}.$$

Реакции на опору N:

вертикальная реакция

$$R_{N\theta} = \frac{S(b-u) + T_C \cdot r_2 - T_2 \cdot r_4 - S_C \cdot f}{b};$$

горизонтальная реакция

$$R_{Nz} = \frac{P(b-u) + P_C \cdot f}{b};$$

истинное значение

$$R_N = \sqrt{R_{N\theta}^2 + R_{Nz}^2}.$$

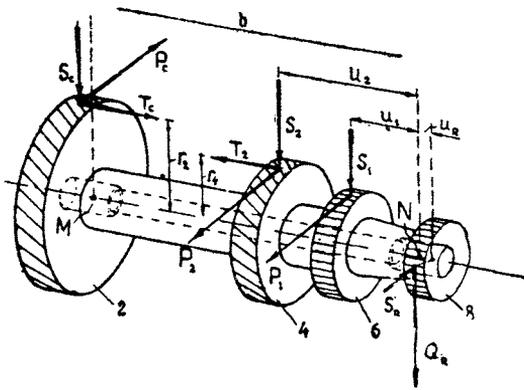
Таблица 6

Реакции опор вторичного вала

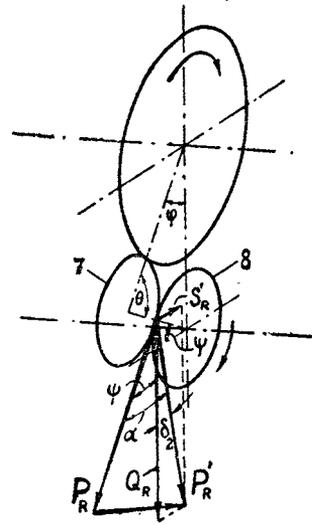
	Вторая передача	Первая передача	Передача заднего хода
<i>b</i> мм	276	276	276
<i>g</i> мм	128	86	37
<i>p</i> мм	148	190	239
<i>r</i> ₀ мм	49,7	—	—
Окружное усилие <i>P</i> кг	1069	1444	1805
Радиальное усилие <i>S</i> кг	498	673	842
Осевое усилие <i>T</i> кг	568	—	—
Вертикальная реакция на опору <i>C</i> <i>R</i> _{Св} кг	126	208	245
Горизонтальная реак- ция на опору <i>C</i> <i>R</i> _{Сz} кг	493	446	124
Истинное значение ре- акции на опору <i>C</i> <i>R</i> _С кг	509	492	275
Вертикальная реакция на опору <i>G</i> <i>R</i> _{Gв} кг	372	465	1530
Горизонтальная реак- ция на опору <i>G</i> <i>R</i> _{Gz} кг	576	998	777
Истинное значение ре- акции на опору <i>G</i> <i>R</i> _G кг (радиальная)	686	1101	1716

На фиг. 21 изображены силы, действующие на все шестерни. При передаче усилия промежуточный вал имеет выключенными две шестерни; шестерню 2 постоянного зацепления и одну из шестерен 4, 6 и 8, соответствующих второй передаче, первой и заднему ходу. В соответствии с этим расстояния от опоры N до точек приложения сил соответствующих шестерен обозначены знаками u_2 , u_1 и u_R . Знаком b обозначено расстояние между опорами M и N и, наконец, знаком f обозначено расстояние от опоры M до точки приложения сил к шестерне 2 постоянного зацепления.

Задний ход. При зацеплении зубчатки 8 промежуточного вала с паразитной зубчаткой 7, изображенных схе-



Фиг. 21. Схема действия сил на шестерни промежуточного вала коробки передач.



Фиг. 22. Схема действия сил на шестерню заднего хода промежуточного вала коробки передач.

матически на фиг. 22, угол с вертикалью, составляемый истинным усилием P'_R (отклоненным от окружного P_R на угол давления α), равняется

$$\delta_2 = \psi - \alpha = \varphi + \theta - \frac{\pi}{2} - \alpha = -2^\circ 44'.$$

Углы φ и θ , а по их значениям и ψ , определяются из геометрических соотношений расстояний между осями валов коробки.

Между окружным усилием P_R и усилием, действующим нормально к поверхности зуба P'_R , имеем соотношение:

$$P'_R = \frac{P_R}{\cos \alpha}.$$

Раскладывая силу P'_R на горизонтальную и вертикальную, получим следующие силы:
вертикальная сила

$$Q_R = P'_R \cdot \cos \delta_2 = P_R \cdot \frac{\cos \delta_2}{\cos \alpha},$$

горизонтальная сила

$$S'_R = P'_R \cdot \sin \delta_2 = P_R \cdot \frac{\sin \delta_2}{\cos \alpha}.$$

Согласно фиг. 21 и 22 реакции на опорах M и N для заднего хода определяются по следующим выражениям:
вертикальная реакция на опору M

$$R_{Mz} = \frac{S_c(b+f) - T_c \cdot r_2 - P_R \frac{\cos \delta_2}{\cos \alpha} \cdot u_R}{b};$$

горизонтальная реакция на опору M

$$R_{Mx} = \frac{P_c(b+f) - P_R \frac{\sin \delta_2}{\cos \alpha} \cdot u_R}{b};$$

вертикальная реакция на опору N

$$R_{Nz} = \frac{-S_c \cdot f + P_R \frac{\cos \delta_2}{\cos \alpha} (b + u_R)}{b};$$

горизонтальная реакция на опору N

$$R_{Nx} = \frac{-P_c \cdot f + P_R \frac{\sin \delta_2}{\cos \alpha} (b + u_R)}{b},$$

где силы $P_R \frac{\cos \delta_2}{\cos \alpha} = Q_R$ и $P_R \frac{\sin \delta_2}{\cos \alpha} = S'_R$ изображены на фиг. 21 и 22.

На этой же фигуре изображены все расстояния от опор до соответствующих шестерен.

По приведенным выражениям для переднего и заднего хода автомобиля определяем интересующие нас величины реакций, значения которых сводим в табл. 7.

Осевые усилия, действующие на шестерни промежуточного вала, воспринимаются картером коробки передач, причем между стенками последнего и торцами втулки промежуточного вала установлены шайбы, видимые слева и справа втулки вала на фиг. 16. Величина результирующего осевого усилия на разных передачах будет различна. Для первой передачи и заднего хода осевое усилие, равное $T_c = 554$ кг, воспринимается правой стороной картера, по фиг. 16, а при включении второй передачи результирующее осевое усилие, равное $T_0 = T_2 - T_c = 568 - 554 = 14$ кг, воспринимается левой стороной картера коробки передач.

Первичный в вал. На шестерню постоянного зацепления первичного вала действуют ранее определенные усилия P_c , T_c и S_c , но направленные в обратную сторону, чем те же усилия, действующие на шестерню 2 постоянного зацепления промежу-

Реакции опор промежуточного вала

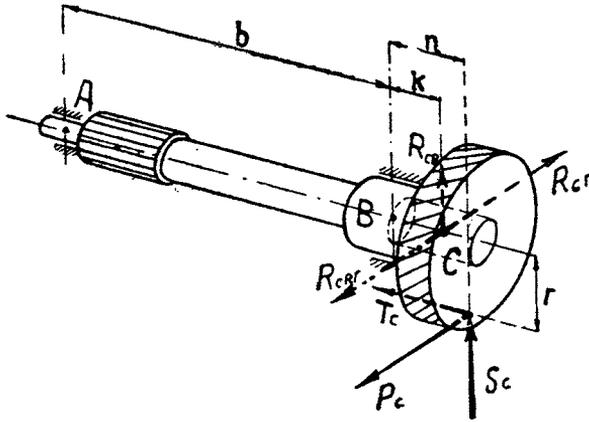
	Постоянное зацепление	Вторая передача	Первая передача	Передача заднего хода
<i>b</i> мм	204	204	204	204
<i>f</i> мм	13	13	13	13
<i>и</i> мм	—	76	34	15
<i>г</i> мм	63,24	49,7	—	—
Окружное усилие <i>P</i> кг	825	1069	1444	1805
Радиальное усилие <i>S</i> кг	385	498	673	842
Осевое усилие <i>T</i> кг	554	568	—	—
Вертикальная реакция на опору <i>M</i> <i>R_{Mв}</i> кг	—	562	350	92
Горизонтальная реакция на опору <i>M</i> <i>R_{Mг}</i> кг	—	480	637	871
Истинное значение реак- ции на опору <i>M</i> <i>R_M</i> кг	—	739	727	876
Вертикальная реакция на опору <i>N</i> <i>R_{Nв}</i> кг	—	321	708	2282
Горизонтальная реакция на опору <i>N</i> <i>R_{Nг}</i> кг	—	724	1256	49
Истинное значение реак- ции на опору <i>N</i> <i>R_N</i> кг	—	792	1442	2283

точного вала. Для промежуточного вала силы P_c , T_c и S_c , изображенные на фиг. 21, являются действующими или активными силами, а для первичного вала силы P_c , T_c и S_c , изображенные на фиг. 23, являются противодействующими силами или реактивными.

В коробке передач, схема которой изображена на фиг. 15, первичный вал лежит на двух опорах *A* и *B*, а роликовый подшипник, помещающийся в соответствующем гнезде зубчатки этого вала, является опорой *C* вторичного вала, реакции которой были нами определены.

Силы, действующие на первичный вал в точке *C*, на фиг. 23 имеют следующие обозначения: $R_{Cг}$ и $R_{CRг}$ — горизонтальные усилия при переднем и заднем ходе автомобиля и $R_{Cв}$ — вертикальное усилие в точке *C* для переднего и заднего хода. На этой фигуре знаком *b* обозначено расстояние между опорами *A* и *B*, знаком *k* обозначено расстояние между опорами *B* и *C* и знаком *n* — расстояние от опоры *B* до точки приложения сил на шестерне.

Реакции на опорах *A* и *B* первичного вала, согласно обозначениям, указанным на фиг. 23, определяем по следующим выражениям:



Фиг. 23. Схема действия сил на первичный вал коробки передач.

Реакции на опору *A*:

вертикальная реакция

$$R_{A_1} = \frac{S_c \cdot n + R_{C_2} \cdot k - T_c \cdot r}{b};$$

горизонтальная реакция

$$R_{A_2} = \frac{P_c \cdot n - R_{C_2} \cdot k}{b};$$

истинное значение

$$R_A = \sqrt{R_{A_1}^2 + R_{A_2}^2}.$$

Реакции на опору *B*:

вертикальная реакция

$$R_{B_1} = \frac{-S_c(b+n) - R_{C_2}(b+k) + T_c \cdot r}{b};$$

горизонтальная реакция

$$R_{B_2} = \frac{P_c(b+n) - R_{C_2}(b+k)}{b};$$

истинное значение

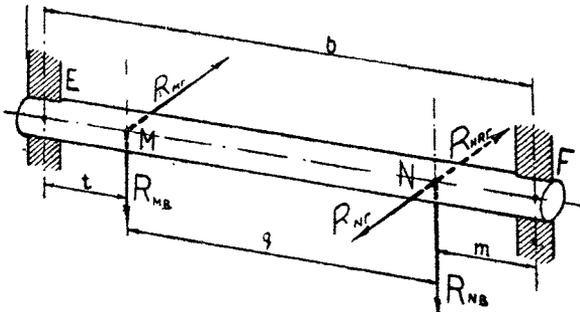
$$R_B = \sqrt{R_{B_1}^2 + R_{B_2}^2}.$$

По приведенным выражениям для переднего и заднего хода автомобиля определяем интересующие нас величины реакций на опоры первичного вала и их значения сводим в табл. 8.

Таблица 8

Реакции опор первичного вала

	Вторая передача	Первая передача	Передача заднего хода
b мм	202	202	202
p мм	29	29	29
k мм	22	22	22
r мм	36,125	36,125	36,125
P_c кг	825	825	825
T_c кг	554	554	554
S_c кг	385	385	385
RC_1 кг	126	208	245
RC_2 кг	493	446	124
Вертикальная реакция на опору A R_{A_1} кг	30	21	17
Горизонтальная реакция на опору A R_{A_2} кг	65	69	132
Истинное значение реакции на опору A R_A кг	71,6	72	133
Вертикальная реакция на опору B R_{B_1} кг	481	572	613
Горизонтальная реакция на опору B R_{B_2} кг	397	448	1081
Истинное значение реакции на опору B R_B кг	624	727	1243



Фиг. 24. Схема действия сил на ось промежуточного вала коробки передач.

Осевое усилие, действующее на шестерню первичного вала, равное $T_c = 554$ кг, воспринимается подшипником, установленным в картере коробки передач (опорой B — фиг. 23).

Ось промежуточного вала. При определении реакций на опорах E и F этой оси считаем за точки приложения реакций середины концов заделки оси в картере. Усилия, действующие на роликовые подшипники, будут равны их реакциям, которые были определены в расчете промежуточного вала, но они обратно

направлены. Не учитывая влияния заделки оси в картере коробки, согласно схемы оси, приведенной на фиг. 24, будем иметь:

Реакции на опору E :

вертикальная реакция

$$R_{E_s} = \frac{R_{N_s} \cdot m + R_{M_s} (q + m)}{b};$$

горизонтальная реакция

$$R_{E_z} = \frac{\pm R_{N_z} \cdot m - R_{M_z} (q + m)}{b}$$

истинное значение

$$R_E = \sqrt{R_{E_z}^2 + R_{E_s}^2}.$$

Реакции на опору F :

вертикальная реакция

$$R_{F_s} = \frac{R_{N_s} (q + t) + R_{M_s} \cdot t}{b};$$

горизонтальная реакция

$$R_{F_z} = \frac{\pm R_{N_z} (q + t) - R_{M_z} \cdot t}{b};$$

истинное значение

$$R_F = \sqrt{R_{F_s}^2 + R_{F_z}^2}.$$

По приведенным выражениям подсчитываем величины реакций на опорах, значения которых сводим в табл. 9.

В формулах горизонтальных реакций на опорах E и F двойные знаки первого члена относятся: знак $+$ ко второй и первой передачам, а знак $-$ к заднему ходу.

Определение изгибающих моментов и напряжений в сечениях валов

Вторичный вал. При передаче усилия включается одна шестерня вторичного вала, соответствующая той или иной передаче. Поэтому величины изгибающих моментов определяются по значениям истинных значений реакций на опорах этого вала, приведенных в табл. 6.

Очевидно, что наибольший изгибающий момент будет под действующей на включенной шестерне силой.

Момент сопротивления на изгиб и на кручение сечений вала, имеющего шлицы, берется по внутреннему диаметру вала соответственно по выражениям:

$$W_u = \frac{\pi}{32} \cdot d^3$$

и

$$W_k = \frac{\pi}{16} \cdot d^3 \text{ см}^3.$$

Из рассмотрения фиг. 16, на которой приведена конструкция коробки, можно сказать, что наибольшие напряжения от действия

Реакции опор оси промежуточного вала

	Вторая передача	Первая передача	Передача заднего хода
b мм	287	287	287
q мм	204	204	204
t мм	39	39	39
m мм	44	44	44
R_{M_0} кг	562	350	92
R_{M_2} кг	480	637	871
R_{N_0} кг	321	708	2282
R_{N_2} кг	724	1256	49
Вертикальная реакция на опору E R_{E_0} кг	534	411	429
Горизонтальн. реакция на опору E R_{E_2} кг	304	358	760
Истинное значение ре- акции на опору E R_E кг	614	545	873
Вертикальная реакция на опору F R_{F_0} кг	349	647	1945
Горизонтальн. реакция на опору F R_{F_2} кг	548	977	160
Истинное значение ре- акции на опору F R_F	650	1172	1952

наибольших изгибающих моментов при разных передачах будут иметь следующие сечения:

1) сечение, находящееся под шестерней второй передачи и имеющее шлицы;

2) сечение, находящееся под кареткой первой передачи и заднего хода при зацеплении ее на первой передаче;

3) сечение, находящееся под той же кареткой, но при зацеплении ее на заднем ходу;

4) сечение, расположенное у втулки кардана и имеющее шлицы. Обозначим эти сечения соответственно цифрами 1, 2, 3, и 4.

Изгибающие и крутящие моменты, а также получающиеся от действия этих моментов напряжения в сечениях приведены в табл. 10.

При одновременном действии изгиба и кручения наибольшие касательные напряжения, определяемые из выражения

$$(p_t)_{\max} = \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma')^2 + 4(\tau')^2},$$

и наибольшие главные напряжения, определяемые из выражения

$$p_{\max} = \frac{1}{2} [\sigma' + \sqrt{(\sigma')^2 + 4(\tau')^2}],$$

подсчитываемые по полученным напряжениям изгиба и кручения, также сводим в табл. 10.

Шип опоры вторичного вала. Стремление получить компактным соединением вторичного вала с первичным с введением между ними подшипника качения вызывает интерес к напряжениям, возникающим в наиболее опасном сечении шипа от действующих сил.

Считая, что реакция на опоре C приложена в середине подшипника, расстояние от рассматриваемого сечения у основания шипа имеет величину $l = 2$ см.

При диаметре сечения $d = 2,2$ см момент сопротивления на изгиб имеет значение:

$$W_u = \frac{\pi}{32} d^3 = 0,785 \text{ см}^3.$$

Напряжения изгиба, определяемые по ранее найденным значениям реакций на опоре C , по выражению:

$$\sigma' = \frac{R_C \cdot l}{W_u}$$

сводим в табл. 11.

В случае перекоса между валами в пределах зазора между деталями соединения реакция на опору C будет приложена к концу шипа, и расстояние до рассматриваемого сечения возрастает до величины $l = 4,1$ см.

При этих условиях полученные напряжения увеличиваются в $\frac{4,1}{2,2} = 1,86$ раза.

Напряжения в сечениях вторичного вала

	Сечение 1 при включении второй передачи	Сечение 2 при включении первой передачи	Сечение 3 при включении заднего хода	Сечение 4			
				третья передача	вторая передача	первая передача	задний ход
Истинное значение реакции на опоре C R_C кг	509	492	275	—	—	—	—
Расстояние от опоры C до рассматриваемого сечения l см	13,9	19	23,9	—	—	—	—
Изгибающий момент в рассматриваемом сечении $M_{из} = R_C \cdot l$ кгсм	7076	9348	6573	—	—	—	—
Внутренний диаметр сечения $d_{см}$	3,8	4,8	4,8	3	3	3	3
Момент сопротивления на изгиб $W_{из}$ см ³	5,38	10,86	10,86	—	—	—	—
Напряжения изгиба σ' кгсм ²	1313	861	606	—	—	—	—
Крутящий момент M_R кгсм	5215	8612	10758	2980	5215	8612	10758
Момент сопротивления на кручение W_R см ³	10,76	21,72	21,72	5,3	5,3	5,3	5,3
Напряжения кручения τ' кг/см ²	485	396	496	563	985	1624	2030
Наибольшие касательные напряжения $(\rho_t)_{max}$ кг/см ²	816	585	585	—	—	—	—
Наибольшие главные напряжения ρ_{max} кг/см ²	1472	1015	884	—	—	—	—

Таблица 11

Напряжения в сечении шипа вторичного вала

Вторая передача . .	$R_C = 509 \text{ кг}$	$M_u = 1120 \text{ кгсм}$	$\sigma' = 1427 \text{ кг/см}^2$
Первая передача . .	$R_C = 492$	$M_u = 1082$	$\sigma' = 1380$
Передача заднего хода	$R_C = 275$	$M_u = 605$	$\sigma' = 753$

Промежуточный вал. При передаче усилия этот вал имеет включенными две шестерни, на которые действуют силы, расположенные в разных плоскостях.

В этом случае определяем изгибающие моменты в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Результирующий изгибающий момент при действии моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях определяем по выражению:

$$M_u = \sqrt{M_1^2 + M_2^2}.$$

На фиг. 25 приведен расчет промежуточного вала.

Знаками I_B, I_V, R_B и I_G, I_H, R_G обозначены эпюры изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях, соответствующих второй, первой передачам и заднему ходу.

Знаками I, I и R обозначены результирующие изгибающие моменты, соответствующие второй, первой передачам и заднему ходу. Буквой K обозначена эпюра крутящих моментов.

Имея графики изменения изгибающих моментов в горизонтальной и вертикальной плоскостях, весьма просто определить значения результирующих изгибающих моментов графически.

На фиг. 26 приведен пример определения результирующего момента таким способом. Ордината AC изображает собой величину изгибающего момента из эпюры моментов и вертикальной плоскости для сечения A , а ордината AB — в горизонтальной плоскости. Тогда гипотенуза BE и даст нам ординату результирующего изгибающего момента для сечения A , отложив ее на прямой AF . Точка F будет одной из точек эпюры результирующего изгибающего момента.

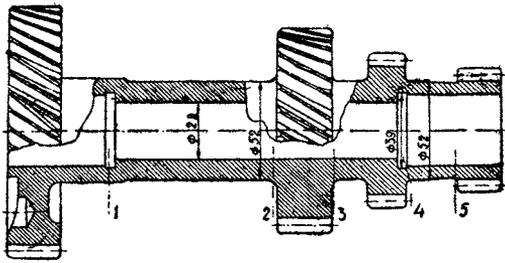
Пользуясь этим весьма простым приемом, построены диаграммы I, I и R на фиг. 25.

Ниже приведена диаграмма изменения моментов сопротивления, на изгиб и на кручение, определяемые по выражениям:

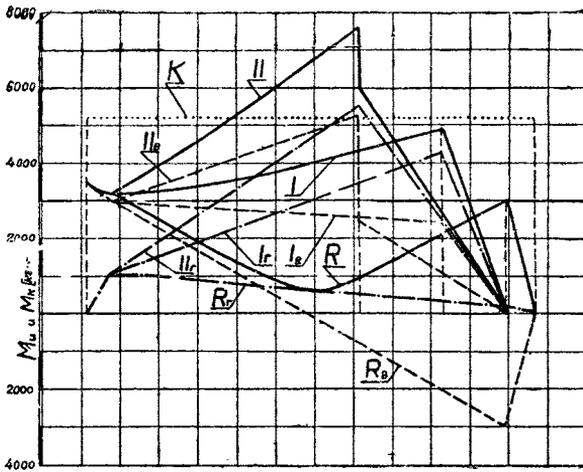
$$W_u = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}$$

и

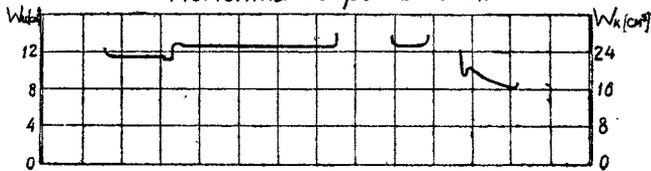
$$W_k = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}.$$



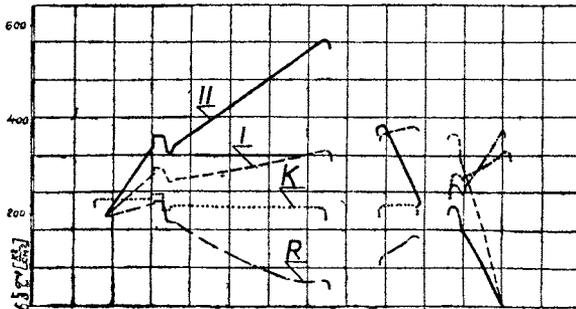
Изгибающие и крутящие моменты



Моменты сопротивления



Напряжения



Фиг. 25. Расчет промежуточного вала.

Так как для круглых сечений момент сопротивления на кручение в два раза больше момента сопротивления на изгиб, то на этой диаграмме соответственно имеются два масштаба справа и слева.

При определении напряжений в сечениях рекомендуется пользоваться построенными диаграммами.

Если при построении диаграммы действующих в сечениях моментов принимается масштаб m_1 , а при построении диаграммы моментов сопротивления масштаб m_2 и для диаграммы напряжений масштаб m_3 , то значение ординаты в миллиметрах, обозначающей величину напряжения в принятом масштабе для рассматриваемого сечения, определится из выражения:

$$c = \frac{m_1}{m_2 \cdot m_3} \cdot \frac{a}{b},$$

где a и b соответственно ординаты изгибающего или крутящего момента и момента сопротивления на изгиб или на кручение в миллиметрах. По этому способу и построены диаграммы напряжений изгиба, обозначенные цифрами II, I и R, соответствующие второй и первой передачам и заднему ходу и буквой K — диаграмма напряжений кручения.

Наметив ряд наиболее напряженных сечений по диаграмме напряжений и чертежу, определяем по диаграмме величины напряжений в этих сечениях, которые и приведены в табл. 12.

Наибольшие касательные и наибольшие главные напряжения определяются по приведенным в расчете вторичного вала формулам. Значения этих величин приведены в табл. 12.

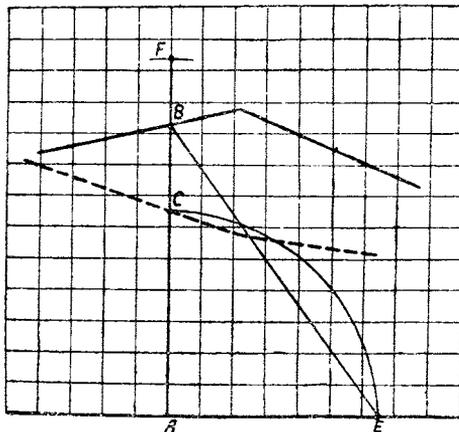
Первичный вал. При рассмотрении фиг. 23 видно, что на этот вал действуют силы P_c , S_c , T_c и усилия R_{C_1} и R_{C_2} от вторичного вала на опору С.

Для расчета этого вала изгибающие моменты определяются в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Результирующие изгибающие моменты определяются способом, указанным выше в расчете промежуточного вала.

Расчет первичного вала представлен на фиг. 27, где имеются следующие обозначения.

Пунктирными и осевыми линиями обозначены эпюры изгибающих моментов соответственно в вертикальной и горизонтальной плоскостях, а обозначения II, I и R соответствуют второй и первой передачам и заднему ходу.

Сплошными линиями обозначены результирующие изгибающие моменты с сохранением обозначений передач.



Фиг. 26. Графическое определение результирующего изгибающего момента.

Напряжения в сечениях промежуточного вала

Передачи	Напряжения $кг/см^2$	Сечения вала				
		1	2	3	4	5
Первая передача	σ'	356	555	372	206	—
	τ'	232	207	207	277	321
	$(P_t)_{\max}$	293	346	279	296	—
	P_{\max}	471	624	465	399	—
Вторая передача	σ'	294	325	360	364	—
	τ'	231	207	207	277	321
	$(P_t)_{\max}$	275	263	275	332	—
	P_{\max}	422	426	455	514	—
Задний ход	σ'	213	52	104	256	367
	τ'	232	207	207	277	321
	$(P_t)_{\max}$	256	209	214	305	369
	P_{\max}	362	235	266	433	503

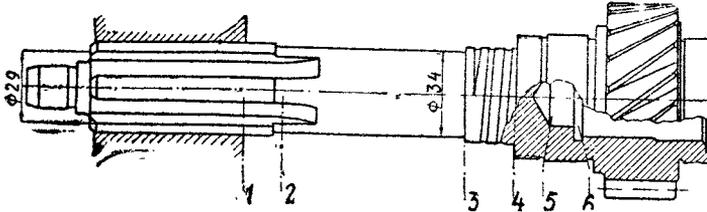
Буквой K обозначена эпюра крутящих моментов.

Ниже приводится диаграмма изменения моментов сопротивления. На этой диаграмме так же, как и в расчете промежуточного вала, показаны слева и справа масштабы моментов сопротивления соответственно на изгиб и на кручение.

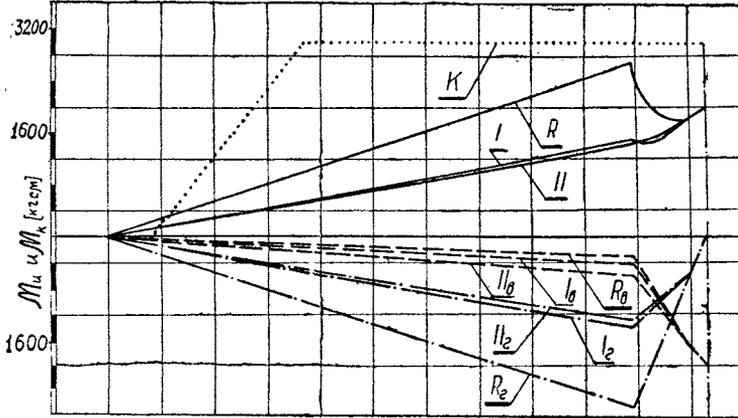
Наконец, на нижней диаграмме изображено изменение результирующих напряжений изгиба с обозначениями: II — на второй передаче, I — на первой и R — на заднем ходу и буквой K — напряжения кручения.

В соединении шлицевой втулки ведомых дисков сцепления с первичным валом коробки передач считаем, что крутящий момент распределяется равномерно по всей длине шлиц, вследствие чего изменение его изображено в этой части в виде наклонной линии.

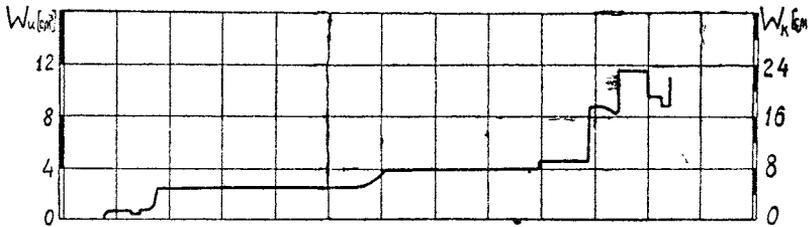
По диаграмме напряжений для намеченных на фиг. 27 сечений первичного вала определяем напряжения изгиба и кручения, величины которых приведены в табл. 13.



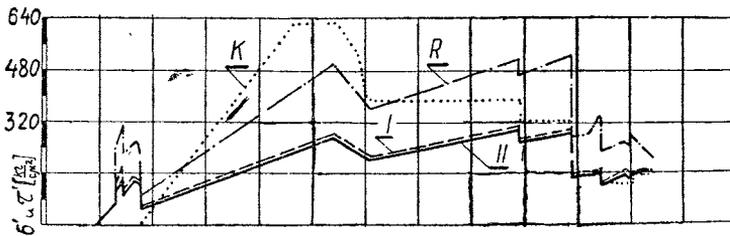
Фиг. 27. Первичный вал.
Изгибающие и крутящие моменты



Моменты сопротивления



Напряжения



Фиг. 27. Расчет первичного вала.

В этой же таблице приведены величины наибольших касательных и наибольших главных напряжений, определяемых по полученным напряжениям изгиба и кручения, по формулам, приведенным в расчете вторичного вала.

Таблица 13

Напряжения в сечениях первичного вала

Передачи	Напряжения $кг/см^2$	Сечения вала					
		1	2	3	4	5	6
Вторая передача	σ'	226	274	308	284	164	154
	τ'	624	624	388	388	182	152
	$(P_t)_{max}$	634	639	417	413	200	170
	P_{max}	747	776	571	555	282	247
Первая передача	σ'	224	280	308	290	168	160
	τ'	624	624	388	388	182	152
	$(P_t)_{max}$	634	640	417	414	200	172
	P_{max}	746	780	571	559	284	252
Задний ход	σ'	414	502	517	528	337	272
	τ'	624	624	388	388	182	152
	$(P_t)_{max}$	657	673	466	469	246	204
	P_{max}	864	933	725	733	417	340

Ось промежуточного вала. При рассмотрении фиг. 24 видно, что наибольшие результирующие моменты, а также и напряжения будут в сечениях, проходящих через точки M и N , соответствующие серединам подшипников промежуточного вала.

Напряжения в указанных сечениях определяются из выражений:

$$\sigma'_M = \frac{R_E \cdot t}{W_u}$$

и

$$\sigma'_N = \frac{R_F \cdot m}{W_u}$$

Подставляя в них значения $t = 3,9$ см; $m = 4,4$ см

и

$$W_u = \frac{\pi}{32} \cdot 2,54^3 = 1,61 \text{ см}^3$$

при $d = 2,54$ см, определяем напряжения, величины которых на разных передачах приведены в табл. 14.

Напряжения в сечениях оси промежуточного вала

	Вторая передача		Первая передача		Передача заднего хода	
	сечение в точке <i>M</i>	сечение в точке <i>N</i>	сечение в точке <i>M</i>	сечение в точке <i>N</i>	сечение в точке <i>M</i>	сечение в точке <i>N</i>
R_E кг	614	—	545	—	873	—
R_F кг	—	650	—	1172	—	1952
σ' кг/см ²	1426	1777	1265	3204	2027	5337

При расчете оси промежуточного вала за точки приложения реакций и действующих усилий приняты середины заделки оси в картере и середины роликов подшипников промежуточного вала, не учитывая их влияния на величины изгибающих моментов. Эти отступления от действительных условий работы естественно дают повышенные значения напряжений в сечениях оси.

В табл. 14а приведены запасы прочности, определяемые по полученным максимальным напряжениям в деталях коробки передач и по пределам упругости и коэффициентам крепости материалов этих деталей.

III. РАСЧЕТ КАРДАННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Передача крутящего момента от коробки передач к главной передаче осуществляется при помощи полого карданного вала с двумя карданными соединениями.

Для уменьшения трения карданные соединения выполнены с игольчатыми подшипниками и с более надежной смазкой, чем это имеет место в карданах с втулками.

Для этой цели между роликами и вилками установлены колпачки с одной стороны шипов крестовины, а с другой их стороны пробковые сальники, предохраняющие масло от вытекания и засорения.

Конструкция карданной передачи изображена на фиг. 28.

В этом механизме расчету на прочность подвергаются все детали, находящиеся под действием усилий, вызываемых крутящим моментом, в той последовательности, в которой они этот момент передают.

Крутящий момент на карданном валу, равный $M_m \cdot i_k$, имеет следующие значения:

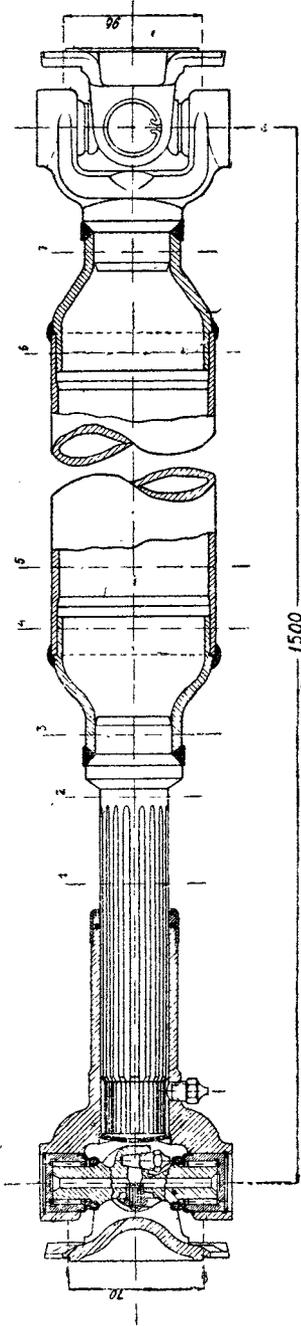
на третьей передаче	$M_{k3} = 2980$ кгсм;
на второй передаче	$M_{k2} = 5215$ кгсм;
на первой передаче	$M_{k1} = 8612$ кгсм;
на передаче заднего хода	$M_{kR} = 10758$ кгсм.

Максимальные напряжения и запасы прочности в деталях коробки передач

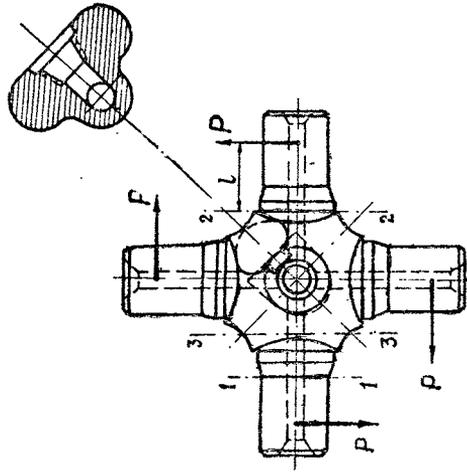
Наименование деталей	Марка материала	Предел упру- гости кг/см ²	Коэффициент кре- пости кг/см ²	Напряжения изгиба кг/см ²	Напряжения кручения кг/см ²	Запасы прочности	
						по пределу упругости	по коэффи- циенту крепости
Шестерня 1 постоянного зацепления первичного вала	3150	8000	10 000	5660	—	1,41	1,76
Шестерня 2 постоянного зацепления промежуточного вала	3150	8000	10 000	5970	—	1,34	1,68
Шестерня 3 второй передачи вторичного вала	3150	8000	10 000	6540	—	1,22	1,53
Шестерня 4 второй передачи промежуточного вала	3150	8000	10 000	6540	—	1,22	1,53
Шестерня 5 вторичного вала на первой передаче	3150	8000	10 000	6520	—	1,23	1,535
Шестерня 5 вторичного вала на заднем ходу	3150	8000	10 000	8140	—	0,983	1,228
Шестерня 6 первой передачи промежуточного вала	3150	8000	10 000	7125	—	1,12	1,4
Шестерня 8 заднего хода промежуточного вала	3150	8000	10 000	8125	—	0,985	1,23
Шестерня 7 (паразитная) заднего хода	3150	8000	10 000	8500	—	0,942	1,18
Первичный вал	3150	8000	10 000	930	610	10,2/10,0	12,8/12,5
Промежуточный вал	3150	8000	10 000	624	369	12,82/17,3	16,0/21,6
Вторичный вал	3150	8000	10 000	1472	2030	5,4/1,59	6,8/1,98
Шип вторичного вала	3150	8000	10 000	1426	—	5,6	7,0
Ось промежуточного вала	5115	5500	7 500	5337	—	1,5	1,87

Коэффициент крепости и предел упругости при кручении приняты 0,8 соответственных величин при растяжении.

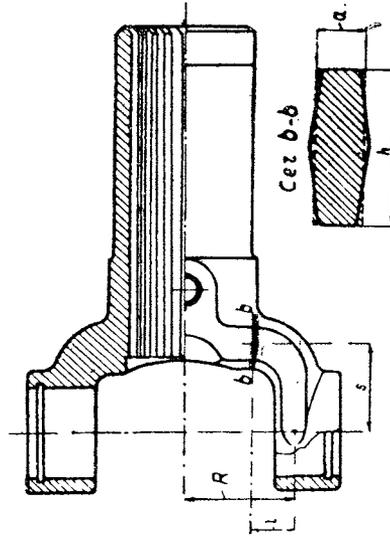
Дробные цифры обозначают: верхние знаки — запас прочности для изгиба, а нижние — для кручения.



Фиг. 28. Карданная передача легкового автомобиля ЗИС с игольчатыми подшипниками.



Фиг. 29. Схема действия сил на крестовину кардана.



Фиг. 30. Вилка кардана с расчетным сечением.

1. Расчет на прочность деталей карданной передачи

Болты, укрепляющие фланцы карданных соединений к фланцам ведущего и ведомого валов.

Напряжения среза и смятия определяются из следующих выражений:

$$\tau = \frac{4 \cdot M_k}{R \cdot n \cdot \pi \cdot d^2} \text{ и } \sigma_d = \frac{M_k}{R \cdot n \cdot d \cdot l},$$

где $R = 4,8 \text{ см}$ — радиус окружности, по которой расположены болты;

$n = 4$ — число болтов;

$d = 1,4 \text{ см}$ — диаметр болта;

$l = 0,8 \text{ см}$ — рабочая длина поверхности смятия;

M_k — крутящий момент, передаваемый карданным валом.

Третья передача	$\tau = 137 \text{ кг/см}^2$	$\sigma_d = 162 \text{ кг/см}^2$
Вторая "	$\tau = 240$	$\sigma_d = 282$
Первая "	$\tau = 396$	$\sigma_d = 467$
Задний ход	$\tau = 494$	$\sigma_d = 583$

Крестовина карданного соединения. При расчете крестовины карданного соединения предполагается, что сила P , действующая на каждый шип крестовины, изображенной на фиг. 29, приложена в середине длины роликового подшипника.

Напряжение изгиба определяется из выражения

$$\sigma' = \frac{P \cdot l}{W_u} = \frac{M_m \cdot i_k \cdot l}{2 \cdot R \cdot W_u},$$

где $R = 3,5 \text{ см}$ — радиус приложения силы P от оси вращения вала;

W_u — момент сопротивления на изгиб рассматриваемого сечения;

l — расстояние от точки приложения силы P до рассматриваемого сечения;

$M_m i_k$ — крутящий момент, передаваемый карданным соединением.

После подстановки известных величин приведенное выражение примет вид:

$$\sigma' = \frac{2980 \cdot i_k \cdot l}{2 \cdot 3,5 \cdot W_u} = 425 \frac{i_k \cdot l}{W_u}$$

В табл. 15 приведены величины получаемых напряжений, а также указаны и величины, необходимые для расчета.

Расчет вилки кардана. Наиболее опасным сечением лапы вилки будет сечение у основания шлицевой втулки, находящееся под действием изгиба и кручения. Вилка кардана и рассчитываемое сечение изображены на фиг. 30.

Момент сопротивления на изгиб этого сечения (после вы-

Напряжение в сечениях крестовины кардана

Сечения	l	W_u	Напряжения изгиба кг/см^2			
			Третья передача $i_k = 1,00$	Вторая передача $i_k = 1,75$	Первая передача $i_k = 2,89$	Передача заднего хода $i_k = 3,61$
1	1,2	0,479	1068	1865	3083	3850
2	1,65	0,783	896	1568	2585	3235
3	2,88	1,125	1088	1904	3143	3925

правления его в прямоугольник со сторонами $h = 5,1 \text{ см}$ и $a = 1,6 \text{ см}$ равняется:

$$W_u = \frac{a \cdot h^2}{6} = \frac{1,6 \cdot 5,1^2}{6} = 6,94 \text{ см}^3.$$

Момент сопротивления на кручение того же сечения для определения напряжений кручения на серединах длинных сторон равняется: $W_k = \mu \cdot h \cdot a^2 = 0,272 \cdot 5,1 \cdot 1,6^2 = 2,55 \text{ см}^3$.

В этом выражении величина $\mu = 0,272$ зависит от отношения $\frac{h}{a} = n$ и определяется из диаграммы фиг. 9.

Напряжения изгиба и кручения определяются по уравнениям

$$\sigma' = \frac{P \cdot l}{W_u} = \frac{M_m \cdot i_k \cdot l}{2 \cdot R \cdot W_u} \quad \text{и} \quad \tau' = \frac{P \cdot s}{W_k} = \frac{M_m \cdot i_k \cdot s}{2 \cdot R \cdot W_k}.$$

Имея для расчета данные: $l = 1,2 \text{ см}$; $S = 2,95 \text{ см}$ и $R = 3,5 \text{ см}$, на основании приведенных уравнений получим интересующие нас величины, которые сводим в табл. 16.

При одновременном действии изгиба и кручения наибольшие касательные напряжения и наибольшие главные напряжения определяются из уравнений:

$$(p_t)_{\max} = \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma')^2 + 4(\tau')^2} \quad \text{и} \quad p_{\max} = \frac{1}{2} [\sigma' + \sqrt{(\sigma')^2 + 4(\tau')^2}].$$

Здесь напряжения изгиба σ' и кручения τ' соответствуют одной и той же точке сечения.

Получаемые по вышеприведенным формулам напряжения и приведенные в табл. 16 этому условию не соответствуют. Очевидно, что наибольшие касательные и главные напряжения должны получиться на серединах коротких сторон сечения, так как на серединах длинных сторон напряжения изгиба равны нулю, а напряжения кручения нами получены выше.

В соответствии с этим момент сопротивления на кручение согласно приведенным ранее размерам сечения для определения

напряжений кручения на серединах коротких сторон определяется из выражения:

$$W_{к1} = \mu \cdot h^2 \cdot a = 0,272 \cdot 5,1^2 \cdot 1,6 = 11,32 \text{ см}^3.$$

Напряжения кручения на серединах коротких сторон сечения определяются согласно вышеприведенным данным. Величины их сводим также в табл. 16.

Величины наибольших касательных напряжений и наибольших главных напряжений определяем из приведенных уравнений по полученным напряжениям изгиба и кручения, приведенным в табл. 16.

Таблица 16

Напряжения в сечении вилки кардана

	Третья передача	Вторая передача	Первая передача	Передача заднего хода
Напряжение изгиба на коротких сторонах сечения $\sigma' \text{ кг/см}^2$	74	129	213	266
Напряжение кручения на серединах длинных сторон сечения $\tau' \text{ кг/см}^2$.	492	861	1424	1780
Напряжение кручения на серединах коротких сторон сечения $\tau' \text{ кг/см}^2$. .	111	194	321	401
Наибольшие касательные напряжения в середине коротких сторон сечения $(P_t)_{\text{max}}$	117	204	338	422
Наибольшие главные напряжения в серединах коротких сторон сечения P_{max}	154	269	445	555

Расчет игольчатых подшипников карданных соединений. Подшипники, как известно, подбираются согласно действующим на них усилиям, числам оборотов и характеру нагрузки.

В данном случае действующие усилия легко определить из действующего момента M_k и радиуса приложения R этих усилий по уравнению

$$P_n = \frac{M_m \cdot i_k}{2 \cdot R} = \frac{2980 \cdot i_k}{2 \cdot 3,5} = 426,7 \cdot i_k.$$

Угловая скорость поворота крестовины кардана относительно осей шипов является величиной переменной за каждый оборот ведущего вала (вторичного вала коробки передач). Для расчета принимаем максимальное значение угловой скорости.

Максимальное значение угловой скорости крестовины около осей шипов, а следовательно, и число оборотов определяется по установленному автором выражению:

$$n_n = \operatorname{tg} \gamma \cdot n_s = \frac{\operatorname{tg} \gamma \cdot n_m}{i_k} \quad 1,$$

где γ — угол наклона между валами;

n_s — число оборотов ведущего вала.

Принимая максимальный угол наклона между валами $\gamma = 5^\circ$ и число оборотов мотора $n_m = 3000$ об/мин и подставив их значения в последнюю формулу, получим:

$$n_n = \frac{\operatorname{tg} 5^\circ \cdot 3000}{i_k} = \frac{0,0875 \cdot 3000}{i_k} = \frac{262,5}{i_k}.$$

Подставляя значения передаточных чисел коробки передач, определяем действующие усилия и максимальные числа оборотов шипов крестовины, значения которых сводим в табл. 17.

Таблица 17

	Третья передача $i_k = 1$	Вторая передача $i_k = 1,75$	Первая передача $i_k = 2,89$	Передача заднего хода $i_k = 3,61$
P_n кг	427	745	1230	1537
n_n об/мин . .	263	150	91	73
P_d кг	1113	1346	1584	1696
δ	2,60	1,80	1,29	1,10

Допускаемая нагрузка на игольчатый подшипник определяется по формуле:

$$P_d = 790 \frac{i \cdot l \cdot d \cdot k}{\sqrt[3]{n}} \quad 2$$

Здесь i — число роликов,

l — рабочая длина роликов см,

d — диаметр роликов см,

n — число оборотов вала в минутах,

k — поправочный коэффициент на твердость.

¹ Расчет карданов на износ и нагревание, впервые предложенный автором, опубликован в журнале „Автомобильное дело“ № 1 за 1936 г.

² Инж. Рыбкин, „Автомобильное дело“ № 1 за 1935 г.

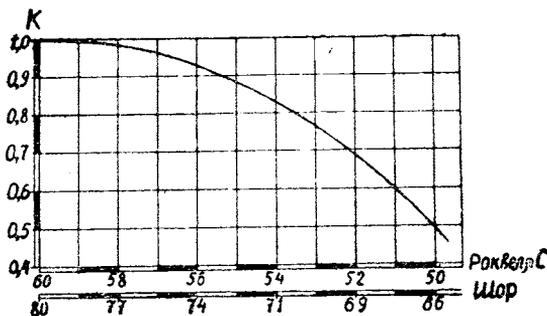
Для твердости поверхностей катания, шипа крестовины, колпачка и самих роликов, равной 59—60 шкалы С по Роквеллу, значение коэффициента k равно 1.

При пониженной твердости, хотя бы одной из деталей против выше указанной, значение этого коэффициента берется по диаграмме, изображенной на фиг. 31.

На этой диаграмме по оси абсцисс отложены твердости по Роквеллу шкалы С и Шора. По оси ординат отложены значения поправочного коэффициента.

Для кардана данной конституции имеются следующие данные:

$$i = 21; l = 1,5 \text{ см}; d = 0,3 \text{ см}; k = 0,955.$$



Фиг. 31. Изменение поправочного коэффициента твердости деталей для расчета игольчатых подшипников.

Последняя величина определена по диаграмме фиг. 31 по меньшему пределу твердости крестовины, равной 75 по Шору. Подставив в вышеприведенную формулу принятые числа оборотов и указанные данные, получаем значения допустимых нагрузок на подшипники из выражения:

$$P_d = 790 \frac{21 \cdot 1,5 \cdot 0,3}{\sqrt[3]{n_n}} \cdot 0,955 = \frac{7016}{\sqrt[3]{n_n}}.$$

Отношение допускаемых усилий к действительным дает нам запас надежности, равный $\delta = \frac{P_d}{P_n}$.

Те и другие величины приведены в табл. 17.

Шлицы карданного вала рассчитываются на смятие и срез согласно обозначениям, принятым на фиг. 5 по формулам:

$$\sigma_d = \frac{8 \cdot M_m \cdot i_k}{(D_2^3 - D_1^3) \cdot i \cdot l} \quad \text{и} \quad \tau = \frac{4 \cdot M_m \cdot i_k}{(D_2 + D_1) \cdot i \cdot l \cdot b},$$

где $i = 16$ — число шлиц,

$b = 0,3 \text{ см}$ — ширина шлиц,

$l = 8,1 \text{ см}$ — рабочая длина шлиц,

$D_2 = 3,5 \text{ см}$ — наружный диаметр вала,

$D_1 = 3,0$ — внутренний диаметр втулки,

$M_m \cdot i_k$ — крутящий момент, передаваемый карданным валом.

Подставив все величины в приведенные выражения, получим следующие значения напряжений:

Третья передача	$\sigma_d = 57 \text{ кг/см}^2$	$\tau = 47 \text{ кг/см}^2$
Вторая "	$\sigma_d = 99$	$\tau = 83$
Первая "	$\sigma_d = 164$	$\tau = 136$
Передача заднего хода	$\sigma_d = 205$	$\tau = 170$

Карданный вал состоит из 4 частей, сваренных между собой.

Для определения наиболее напряженной части вала намечаем ряд сечений, в которых определяем напряжения кручения, по выражению

$$\tau' = \frac{M_m \cdot i_k}{W_k}$$

Для шлицевого конца вала момент сопротивления на кручение определяем по внутреннему диаметру по формуле:

$$W_k = \frac{\pi}{16} d^3.$$

Для полых сечений имеем следующее выражение для момента сопротивления на кручение.

$$W_k = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D_2^4 - D_1^4}{D_2}$$

По приведенным выражениям подсчитываем напряжения в сечениях, обозначенных на фиг. 28 соответствующими цифрами, величины которых сводим в табл. 18.

Таблица 18

Напряжения в сечениях карданного вала

	Сечения вала						
	1	2	3	4	5	6	7
D_2 см	3,5	3,5	4,8	9,0	9,0	9,0	4,8
D_1 см	2,7	—	4,0	8,6	8,5	8,6	4,0
W_k см ³	3,73	8,41	11,25	23,80	29,25	23,80	11,25
Вторая передача τ' кг/см ²	1365	1605	452	219	178	219	452
Первая передача τ' кг/см ²	2255	1000	747	362	295	362	747
Задний ход τ' кг/см ² . .	2820	1250	933	452	368	452	933

2. Определение критического числа оборотов карданного вала

Карданный вал открытого типа центрируется здесь на торцах и подшипниках крестовины.

Для вала с такой установкой критическое число оборотов определяем из выражения:

$$n_k = 10\,250\,000 \cdot \frac{\sqrt{D_2^2 + D_1^2}}{L^2} = 5640 \text{ об/мин,}$$

где $D_2 = 9,0 \text{ см}$ — наружный диаметр средней части вала, представляющей собой трубу,

$D_1 = 8,5 \text{ см}$ — внутренний диаметр той же части вала,

$L = 150 \text{ см}$ — расчетная длина вала.

3. Определение коэффициента полезного действия карданной передачи

Наличие трения в шарнирных соединениях карданов, вследствие чего получается их износ и нагревание, неизбежно вызывает потерю передаваемой мощности.

Величина коэффициента полезного действия определяется из выражения:

$$\eta = \frac{b \sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha + \cos^2 \gamma} - \sin \gamma}{(b + \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma) \sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha + \cos^2 \gamma}}^1,$$

где

$$b = \sqrt{\frac{R^2}{\mu^2 r^2} - 1}^2;$$

в этих выражениях имеем:

$R \text{ см}$ — средний радиус вращения шипов соединения,

$r \text{ см}$ — радиус трущихся поверхностей,

μ — коэффициент трения,

γ° — угол наклона между валами,

α° — угол поворота ведущего вала.

Естественно, что чем меньше коэффициент трения, тем выше величина коэффициента полезного действия.

Для карданного соединения данной конструкции принимаются следующие значения входящих в приведенные выражения величин:

$$R = 3,5 \text{ см; } r = 1,015 \text{ см; } \mu = 0,005; \gamma = 5^\circ; \\ \alpha = 20^\circ \text{ (среднее значение).}$$

Подставив эти величины в уравнение коэффициента полезного действия, получим:

$$\eta = 0,9997.$$

Для сравнения полученного значения к. п. д. с подобными величинами карданных соединений автомобилей ГАЗ-АА и АМО-3

¹ и ². Аналитическое определение к. п. д. кардана в таком виде, предложенное автором, опубликовано в журнале „Мотор“ № 8 за 1936 г.

при тех же углах наклона валов $\gamma = 5^\circ$ принимаем следующие для них данные:

$$\begin{aligned} \text{ГАЗ-АА} \quad R &= 3,54; \quad r = 1,225; \quad \mu = 0,30; \\ \text{АМО-3;} \quad R &= 5,45; \quad r = 0,95; \quad \mu = 0,30. \end{aligned}$$

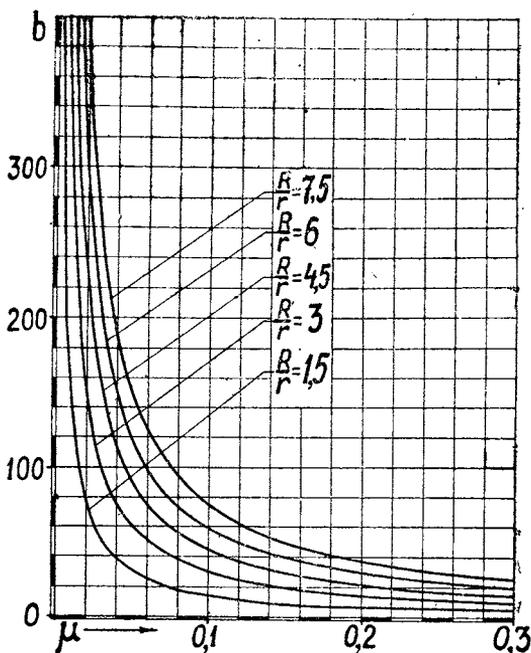
По диаграмме фиг. 32 для принятых величин и отношения радиусов равных для ГАЗ-АА $\frac{R}{r} = 2,89$ и АМО-3 $\frac{R}{r} = 5,74$ находим величины b равные:

$$\text{ГАЗ-АА } b = 9,6 \quad \text{и} \quad \text{АМО-3 } b = 19,5.$$

По диаграмме коэффициента полезного действия, изображенной на фиг. 33, находим интересующие нас величины: ГАЗ-АА $\eta = 0,988$, АМО-3 $\eta = 0,994$. Для малых значений параметра b , нанесенных вверху диаграммы, величину к. п. д. берем по кривым, расположенным в левом верхнем углу, и читаем слева. Для больших значений параметра b , нанесенных внизу, кривые к. п. д. имеем в правом нижнем углу и его величину читаем справа диаграммы. Принимая, что угол наклона валов второго кардана автомобиля ЗИС равняется также $\gamma = 5^\circ$, общий коэффициент полезного действия карданной передачи выразится как произведение к.п.д. обоих соединений, т. е.

$$\eta_0 = \eta_1 \cdot \eta_2 = \eta^2 = 0,9994.$$

Получаемое значение коэффициента полезного действия может характеризовать величину потерь на трение. Для малых трущихся поверхностей шипов карданов удельная работа трения получается значительной величины, что вызывает большой их износ и нагревание.¹ Последнее обстоятельство вызывает заедание трущихся поверхностей, благодаря чему повышается коэффициент трения, а следовательно, и потеря на трение.



Фиг. 32. Влияние коэффициента трения и размеров кардана на его коэффициент полезного действия.

¹ См. работу автора в журнале „Автотракторное дело“ № 1 за 1936 г.

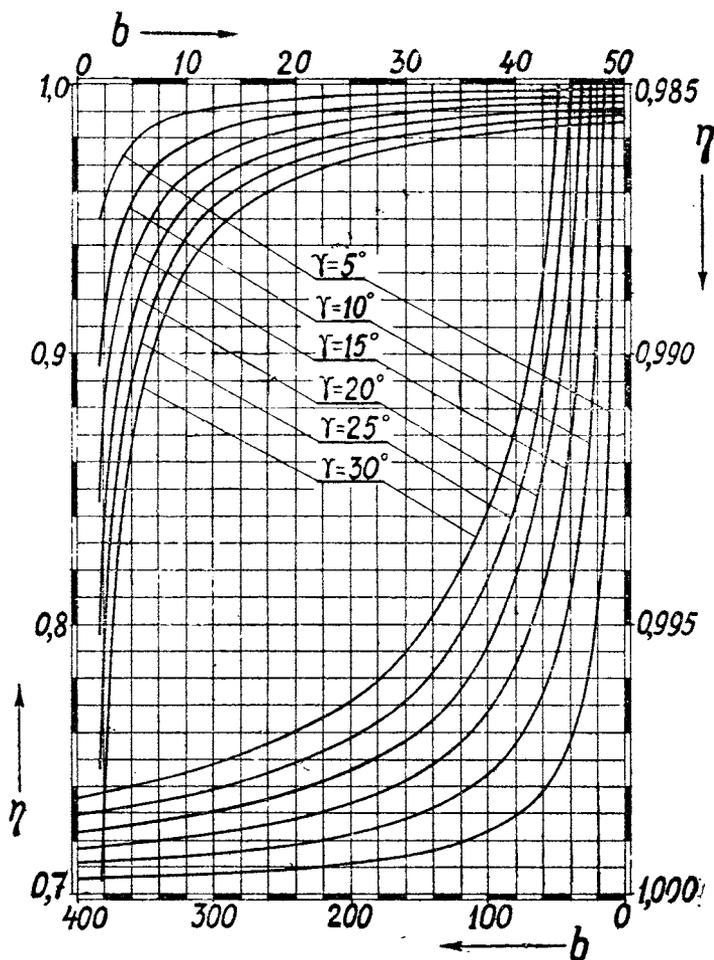
Максимальные напряжения и запасы прочности в деталях карданной передачи

					Третья передача	Вторая передача	Первая передача	Передача заднего хода
Вилка карданного вала	Марка материала	1045	Напряжения (результатирующие)	154	269	445	555	
	Предел упругости	5000	Напряжения кручения	492	861	1424	1780	
	Коэффициент крепости	8000	Запас прочности по пределу упругости	32,5/8,13	18,6/4,65	11,2/2,81	9,0/2,24	
Сечения			Запас прочности по коэффициенту крепости	52,0/13,0	29,8/7,42	18,0/4,5	14,4/3,6	
	Марка материала	5140	Напряжения кручения	780	1365	2255	2820	
	Предел упругости	8000	Запас прочности по пределу упругости	8,2	4,7	2,84	2,27	
1	Коэффициент крепости	9500	Запас прочности по коэффициенту крепости	9,75	5,55	3,41	2,69	
	Марка материала	1018B	Напряжения кручения	258	452	747	933	
	Предел упругости	5000	Запас прочности по пределу упругости	15,5	8,85	5,35	4,3	
3	Коэффициент крепости	6000	Запас прочности по коэффициенту крепости	18,6	10,6	6,43	5,15	
	Марка материала	1035	Напряжения кручения	125	219	362	452	
	Предел упругости	3800	Запас прочности по пределу упругости	23,3	11,4	8,4	6,75	
4	Коэффициент крепости	6500	Запас прочности по коэффициенту крепости	41,5	23,7	14,4	11,5	

Дробные цифры обозначают: верхние знаки — запасы прочности для изгиба, а нижние знаки — для кручения. Коэффициент крепости и предел упругости для кручения приняты 0,8 соответственных величин для растяжения.

Благодаря применению игольчатых подшипников и хорошей смазки в карданных соединениях автомобиля ЗИС, потеря в них получается весьма малая, а следовательно, и незначительный износ поверхностей качения, повышая срок службы кардана.

В табл. 18а приведены запасы прочности, определяемые по максимальным напряжениям и по пределу упругости и коэффициенту крепости в деталях карданной передачи.

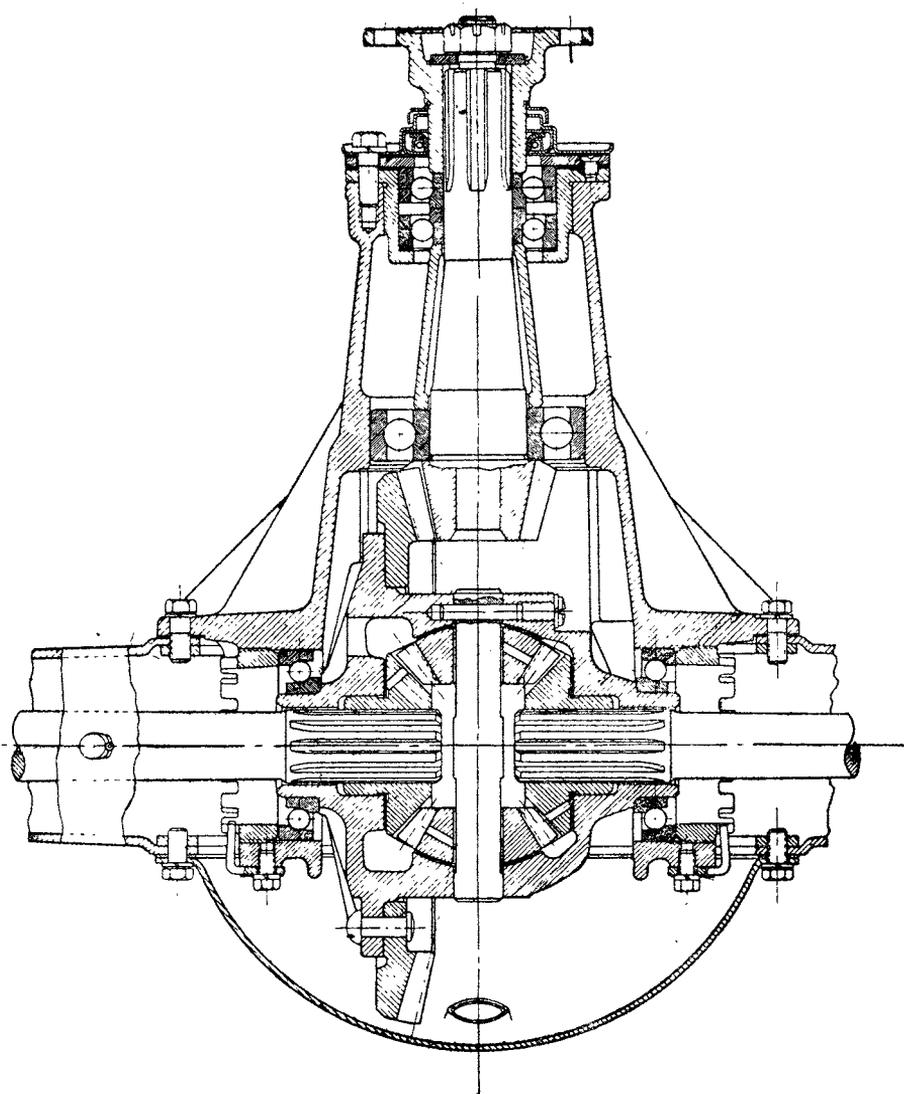


Фиг. 33. Изменение коэффициента полезного действия карданного соединения.

IV. РАСЧЕТ ГЛАВНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Главная передача в легковом автомобиле ЗИС выполнена одинарной с передаточным числом $i_0 = 4,4545$ с применением шестерен со спиральными зубьями.

Конструкция этой передачи изображена на фиг. 34.



Фиг. 34. Главная передача легкового автомобиля ЗИС.

1. Расчет шестерен главной передачи

Основные данные по шестерням главной передачи приведены в табл. 19.

Таблица 19

Основные данные по шестерням главной передачи

Шестерни	Число зубьев Z	Половина угла начального конуса β°	Лобовой модуль m мм	Диаметр начальной окружности D_0 мм	Ширина зуба b мм	Высота зуба h_0 мм	Высота головки h_1 мм	Высота ножки h_2 мм	Угол зацепления α_1	Угол спирали γ	Направление спирали
Ведущая .	11	12°39'	6	66	40	11,32	7,32	4,00	14,5°	32°	левая
Ведомая .	49	77°21'	6	294	40	11,32	2,88	8,44	14,5°	32°	правая

Усилия на зубьях конических шестерен главной передачи.

Передача усилия от ведущей шестерни к ведомой происходит по нормали к поверхности соприкосновения зубьев шестерен.

Возникающая между зубьями сила трения, как и во всяких трущихся поверхностях, отклоняет нормально действующую силу на угол трения в сторону ведомой шестерни. Эту результирующую силу раскладываем на три силы: окружную, осевую и радиальную, направленные параллельно и перпендикулярно осям вращения зацепляющихся шестерен.

Так как шестерни конические, то силы будут приложены в точке, расположенной от оси вращения на некотором среднем радиусе начального конуса шестерен.

Окружное усилие P , действующее на ведущей конической шестерне, определяется из уравнения

$$P = \frac{M_k}{r_0} = \frac{M_m \cdot i_k}{r_0},$$

где M_m — максимальный крутящий момент двигателя,

r_0 — радиус центра приложения сил на зубцах ведущей шестерни.

Осевое усилие, направленное параллельно оси валика ведущей шестерни и имеющей левую спираль, определяется из следующего уравнения:

$$Q' = \frac{M_k}{r_0} \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \beta}{\cos \gamma} \pm \operatorname{tg} \gamma \cdot \cos \beta \right).$$

Знак плюс в этом уравнении относится к правому вращению шестерни, т. е. по часовой стрелке смотря со стороны двигателя, или к переднему ходу, а минус — к левому вращению, т. е. против часовой стрелки, или к заднему ходу автомобиля.

Радиальное усилие, направленное перпендикулярно оси валика ведущей шестерни и имеющей левую спираль, имеет следующее выражение:

$$R' = \frac{M_k}{r'_0} \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \beta}{\cos \gamma} \mp \operatorname{tg} \gamma \cdot \sin \beta \right).$$

Знак минус относится к вращению шестерни по часовой стрелке, смотря от двигателя или к переднему ходу, а плюс — к вращению против часовой стрелки или заднему ходу автомобиля.

Действие сил на ведущую шестерню изображено на фиг. 35. Силы, обозначенные сплошными стрелками, относятся к переднему ходу, а обозначенные пунктирными стрелками — к заднему ходу.

В том случае, если ведущая шестерня имеет правую спираль, в обоих уравнениях нижние знаки относятся к переднему ходу, а верхние к заднему.

В этих уравнениях имеем:

$\alpha = 19,5^\circ$ — угол давления, состоящий из угла зацепления, равного $14,5^\circ$, и угла трения, принимая его равным 5° .

Остальные величины приведены в табл. 19.

Осевое усилие ведущей шестерни Q' будет радиальным для ведомой R' , а радиальное усилие ведущей шестерни R' — осевым для ведомой Q'' . Оба эти усилия будут иметь направление обратное, т. е.

$$-Q' = R'' \quad \text{и} \quad -R' = Q''.$$

Радиус центра приложения сил на зубьях ведущей шестерни определяется по уравнению.

$$r'_0 = \sqrt{\frac{(r'_1)^2 + (r'_2)^2}{2}} = 2,98 \text{ см.}$$

Между радиусами центра приложения сил ведущей и ведомой шестерен имеется следующая зависимость:

$$r'_0 = r''_0 \cdot \operatorname{tg} \beta,$$

где β — половина угла начального конуса ведущей шестерни.

Для r''_0 ведомой шестерни действительно вышеприведенное выражение, в котором имеются следующие значения:

$r''_2 = 14,7 \text{ см}$ — радиус большего основания начального конуса шестерни,

$r''_1 = 10,66 \text{ см}$ — радиус меньшего основания начального конуса шестерни.

После подстановки всех величин получим:

$$r''_0 = 12,8 \text{ см} \quad \text{и} \quad r'_0 = 2,98 \text{ см.}$$

После подстановки всех данных из табл. 19, а также и величины радиуса r'_0 уравнения осевого и радиального усилий примут следующий вид

$$Q' = M_k (0,030688 \pm 0,204597),$$

$$R' = M_k (0,136721 \mp 0,045923).$$

После подсчета усилий для ведущей шестерни при различных передачах в коробке, значения усилий P , Q' и R' сводим в табл. 20.

Таблица 20

Усилия на зубьях ведущей шестерни

	Крутящий момент на карданном валу M_k кгсм	Окружное усилие P кг	Осевое усилие Q' кг	Радиальное усилие R' кг
Третья передача . . .	2 980	1 000	701	270
Вторая передача . . .	5 215	1 750	1 229	474
Первая передача . . .	8 612	2 890	2 025	782
Задний ход	10 758	—3 603	—1 870	1 965

Определение напряжений в зубьях ведущей и ведомой шестерен

Ввиду того что к настоящему моменту точного расчета шестерен со спиральными зубьями не имеется, напряжения изгиба определяем по упрощенной формуле, в которой окружное усилие предполагается приложенным к вершине зуба.

Если $\frac{b}{\cos \gamma}$ есть длина зуба шестерни, на который действует сила $\frac{P}{\cos \gamma}$ на высоте $h_x = h \frac{r'_0}{r_2} = (h'_1 + h'_2) \frac{r'_0}{r_2}$ и при толщине зуба равной $\frac{t_x}{2} = \frac{t_{\text{лоб}} \cdot \cos \gamma \cdot r'_0}{2 \cdot r'_2}$,

то формула напряжения изгиба будет иметь следующий вид:

$$\sigma = \frac{P}{\cos \gamma} \cdot h \frac{r'_0}{r_2} \cdot \frac{24 \cdot \cos^2 \gamma (r'_2)^2}{b \cdot t_{\text{лоб}}^2 \cdot \cos^2 \gamma \cdot (r'_0)^2} = \frac{24 \cdot P \cdot h \cdot r'_2}{b \cdot t_{\text{лоб}}^2 \cdot \cos^2 \gamma \cdot r'_0}.$$

В этой формуле как высота зуба h_x так и толщина $\frac{t_x}{2}$ определялись в сечении, проходящем через точку приложения сил, выражая их через соответствующие величины по максимальному диаметру начального конуса.

В этом выражении имеем:

P — окружное усилие, действующее на зубья шестерен,

$h = h'_1 + h'_2 = 1,02 \text{ см}$ — сумма высот головок зубьев ведущей и ведомой шестерен по максимальному диаметру,

$b = 4,28 \text{ см}$ — длина зуба по образующей начального конуса ведущей шестерни,

$t_{\text{лоб}} = \pi \cdot m_{\text{лоб}} = 1,885 \text{ см}$ — лобовой шаг по максимальному диаметру начального конуса,

$\gamma = 32^\circ$ — угол спирали,

$r'_2 = 3,3 \text{ см}$ — максимальный радиус начального конуса ведущей шестерни,

$r'_0 = 2,98 \text{ см}$ — радиус центра приложения сил на зубьях ведущей шестерни.

После подстановки указанных данных, а также и значений окружного усилия из табл. 20 в приведенное выражение, напряжения изгиба будут иметь следующие значения:

$$\text{третья передача } \sigma' = \frac{1000 \cdot 24 \cdot 1,02 \cdot 3,3}{4,28 \cdot 1,885^2 \cdot \cos^2 32^\circ \cdot 2,98} = 2479 \text{ кг/см}^2$$

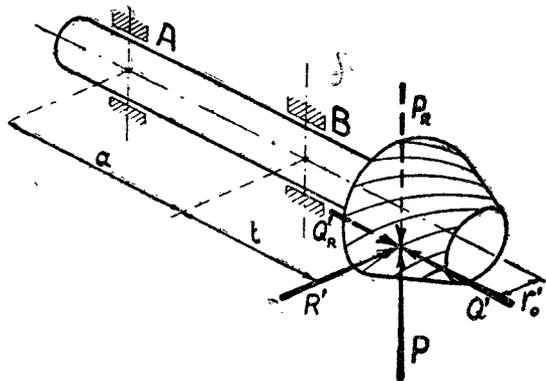
$$\text{вторая } \quad \sigma' = \frac{1750 \cdot 24 \cdot 1,02 \cdot 3,3}{4,28 \cdot 1,885^2 \cdot \cos^2 32^\circ \cdot 2,98} = 4340 \quad "$$

$$\text{первая } \quad \sigma' = \frac{2890 \cdot 24 \cdot 1,02 \cdot 3,3}{4,28 \cdot 1,885^2 \cdot \cos^2 32^\circ \cdot 2,98} = 7155 \quad "$$

$$\text{Задний ход } \quad \sigma' = \frac{3603 \cdot 24 \cdot 1,02 \cdot 3,3}{4,28 \cdot 1,885^2 \cdot \cos^2 32^\circ \cdot 2,98} = 8915 \quad "$$

Определение реакций на подшипники валика с ведущей шестерней

На фиг. 35 схематически изображен валик с ведущей шестерней, на зубья которой действует окружное P , осевое Q' и ра-



Фиг. 35. Схема действия сил на валик с ведущей шестерней главной передачи.

диальное R' усилия. Для переднего хода автомобиля, т. е. для третьей, второй и первой передач, эти силы изображены сплош-

ными стрелками, а для заднего хода силы P_R и Q_R' изображены пунктирными стрелками.

Согласно принятым обозначениям на фиг. 35 реакции на опорах определяем по формулам:

Реакции на опору A :

$$\text{вертикальная реакция } R_{As} = P \frac{b}{a};$$

$$\text{горизонтальная реакция } R_{Az} = \frac{\pm Q' \cdot r'_0 - R' \cdot b}{a};$$

$$\text{истинное значение } R_A = \sqrt{R_{As}^2 + R_{Az}^2}.$$

Реакции на опору B :

$$\text{вертикальная реакция } R_{Bs} = P \cdot \frac{a+b}{a};$$

$$\text{горизонтальная реакция } R_{Bz} = \frac{\pm Q' \cdot r'_0 - R' (a+b)}{a};$$

$$\text{истинное значение } R_B = \sqrt{R_{Bs}^2 + R_{Bz}^2}$$

По этим выражениям, при $a=11,8$ см, $b=3,5$ см и $r'_0=2,98$ см подсчитываем реакции, величины которых сводим в табл. 21. Двойные знаки в формулах относятся: верхние знаки к переднему ходу, а нижние к заднему ходу автомобиля.

Осевое усилие Q' , действующее на плече r'_0 от оси вращения валика, вызывает на опорах A и B последнего радиальные реакции, которые учтены вышеприведенными формулами. Осевые усилия, действующие на зубья ведущей шестерни, воспринимаются радиально упорными подшипниками опоры A .

Расчет на прочность валика с ведущей шестерней

По имеющимся силам, действующим на зубья ведущей шестерни, и реакциям на опорах вала этой шестерни, можем определить величину изгибающих моментов. Так как силы и реакции действуют в разных плоскостях, то соответственно в тех же плоскостях определяются и изгибающие моменты по формулам:

Изгибающие моменты в вертикальной плоскости:

Под опорой B : $M_B = P \cdot b$. При $b=3,5$ см получим:

третья передача	$M_B = 1000 \cdot 3,5 =$	3500 кгсм
вторая "	$M_B = 1750 \cdot 3,5 =$	6125 "
первая "	$M_B = 2890 \cdot 3,5 =$	10115 "
задний ход	$M_B = -3603 \cdot 3,5 =$	-12611 "

Изгибающие моменты в горизонтальной плоскости:

В точке действия сил: $M_c = Q' \cdot r'_0$.

Под опорой B : $M_B = Q' \cdot r'_0 - R' \cdot b = M_c - R' \cdot b$.

При $r'_0 = 2,98$ см, получим следующие значения:

третья передача	$M_c = 2089$ кг/см	$M_B = 1414$ кг/см
вторая "	$M_c = 3662$ "	$M_B = 2003$ "
первая "	$M_c = 6032$ "	$M_B = 3298$ "
задний ход	$M_c = 5576$ "	$M_B = -12450$ "

На основании полученных значений строятся эпюры изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях. На фиг. 36 приведен расчет валика с ведущей конической

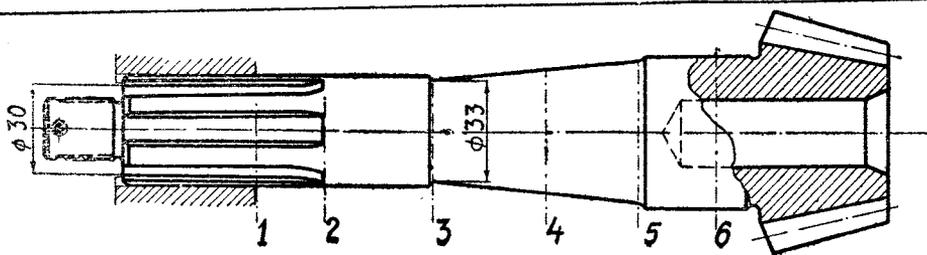
Таблица 21

Реакции на опорах валика с ведущей шестерней

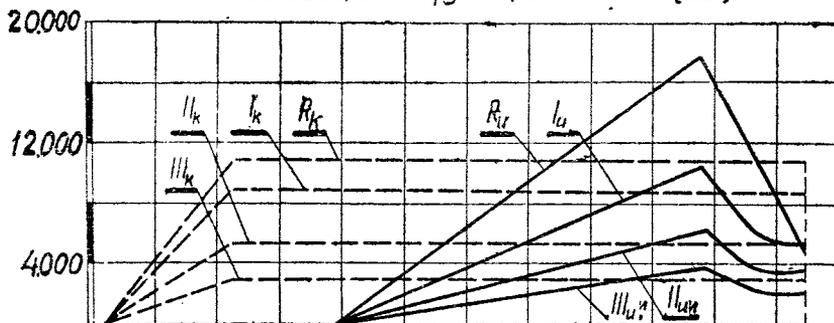
	Третья передача	Вторая передача	Первая передача	Передача заднего хода
P кг . .	1 000	1 750	2 890	-3 603
R' кг . .	270	474	782	1 965
Q' кг . .	701	1 229	2 025	-1 870
$R_{A_в}$ кг . .	297	519	857	-1 069
R_{A_2} кг . .	97	170	279	-1 055
R_A кг . .	312	491	901	1 501
$R_{B_в}$ кг . .	1 297	2 269	3 247	-4 672
R_{B_2} кг . .	173	304	503	-3 020
R_B кг . .	1 285	2 289	3 780	5 562

шестерней. По указанному в расчете промежуточного вала коробки передач способу определяются результирующие изгибающие моменты. На фиг. 36 они изображены сплошными линиями и обозначены цифрами III_w , II_w , I_w и R_w , которые соответствуют третьей, второй, первой передачам и заднему ходу.

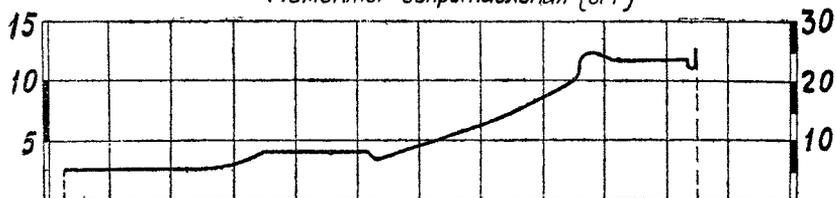
Кроме изгибающих моментов, имеются еще крутящие моменты, действующие на валик, значения которых приведены выше. Диаграммы крутящих моментов на фиг. 36 изображены пунктирными линиями и обозначены цифрами III_k , II_k , I_k и R_k



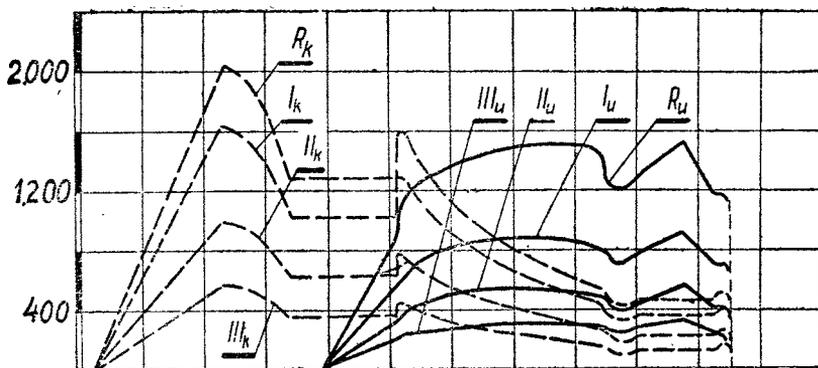
Изгибающие и крутящие моменты (кгсм)



Моменты сопротивления (см³)



Напряжения (кг/см²)



Фиг. 36. Расчет валика с ведущей шестерней главной передачи.

с сохранением обозначений передач. Затем определяем значения моментов сопротивления на изгиб и на кручение.

Изменение момента сопротивления по длине валика на фиг. 36 изображено средней диаграммой.

На этой диаграмме имеются справа и слева масштабы моментов сопротивления соответственно для кручения и изгиба.

Наконец нижняя диаграмма представляет собой изменение напряжений изгиба, изображенные сплошными линиями и обозначенные цифрами III_u , II_u , I_u и R_u , которые соответствуют третьей, второй и первой передачам к заднему ходу, и пунктирными линиями III_k , II_k , I_k и R_k — изменение напряжений кручения на тех же передачах.

Для намеченных на валике сечений в табл. 22 приведены значения напряжений кручения и результирующих напряжений изгиба.

При одновременном действии изгиба и кручения наибольшие касательные напряжения, определяемые по формуле

$$(p_t)_{\max} = \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma')^2 + 4(\tau')^2},$$

и наибольшие главные напряжения, определяемые по формуле

$$p_{\max} = \frac{1}{2} [\sigma' + \sqrt{(\sigma')^2 + 4(\tau')^2}]$$

и подсчитываемые по полученным напряжениям изгиба и кручения, для рассматриваемых сечений, сводим в табл. 22.

Шлицы валика ведущей шестерни. Согласно обозначениям фиг. 5 для напряжений смятия и среза имеются выражения:

$$\sigma_d = \frac{2P}{(D_2 - D_1) \cdot i \cdot l} \quad \text{и} \quad \tau = \frac{P}{i \cdot l \cdot b},$$

где $P = \frac{M_m \cdot i_k \cdot 4}{D_1 + D_2}$ — сумма сил, действующих на шлицах по среднему их радиусу, равному

$$\frac{D_1 + D_2}{4} = 1,625 \text{ см.}$$

В этих выражениях $D_1 = 3,0 \text{ см}$ — внутренний диаметр шлиц,

$D_2 = 3,5 \text{ см}$ — наружный диаметр шлиц,

$l = 4 \text{ см}$ — рабочая длина шлиц,

$b = 0,8 \text{ см}$ — ширина шлиц,

$i = 6$ — число шлиц.

Получаемые после подсчета по вышеуказанным выражениям величины смятия и среза сводим в табл. 23.

Заклепки, укрепляющие ведомую шестерню к картеру дифференциала, рассчитываются на срез и смятие по формулам:

$$\tau = \frac{M_m \cdot i_k \cdot i_0}{R \cdot n \cdot f_1} \quad \text{и} \quad \sigma_d = \frac{M_m \cdot i_k \cdot i_0}{R \cdot n \cdot f_2}.$$

Таблица 22

Напряжения в сечениях валика с ведущей шестерней

Передачи	Напряже- ния	Сечения валика					
		1	2	3	4	5	6
Третья передача	σ'	—	—	242	312	304	331
	τ'	563	355	435	230	151	126
	$(p\delta)_{\max}$	563	355	452	278	214	208
	p_{\max}	—	—	573	434	366	374
Вторая передача	σ'	—	—	381	521	506	547
	τ'	985	621	761	400	264	221
	$(p\delta)_{\max}$	985	621	784	427	366	352
	p_{\max}	—	—	1 165	738	519	625
Первая передача	σ'	—	—	600	844	836	906
	τ'	1 627	1 024	1 257	656	436	365
	$(p\delta)_{\max}$	1 627	1 024	1 292	796	604	581
	p_{\max}	—	—	1 592	1 218	1 022	1 032
Задний ход	σ'	—	—	1 126	1 419	1 398	1 506
	τ'	2 033	1 280	1 571	810	545	456
	$(p\delta)_{\max}$	2 033	1 280	1 669	1 166	886	880
	p_{\max}	—	—	2 232	1 875	1 585	1 633

Таблица 23

Напряжения в шлицах валика ведущей шестерни

	$M_m \cdot i_k$ кгсм	P кг	σ_d $\frac{кг}{см^2}$	τ $\frac{кг}{см^2}$
Третья передача . . .	2 980	1 819	303	94
Вторая передача . . .	5 215	3 180	530	166
Первая передача . .	8 612	5 250	877	274
Задний ход	10 758	6 565	1 094	342

В этих уравнениях имеем:

$R = 9,5$ см — радиус окружности, по которой расположены заклепки,

$i_0 = 4,4545$ — передаточное число главной передачи,

$n = 10$ — число заклепок,

$f = 0,785$ см² — площадь среза каждой заклепки,

$f_2 = 1,1$ см² — площадь смятия каждой заклепки.

Подставив эти величины в уравнения напряжений, получим:

$$\tau = \frac{M_m \cdot i_k \cdot 4,4545}{9,5 \cdot 10 \cdot 0,785} = \frac{M_m \cdot i_k}{16,75} \text{ и } \sigma_d = \frac{M_m \cdot i_k \cdot 4,4545}{9,5 \cdot 10 \cdot 1,1} = \frac{M_m \cdot i_k}{23,45}.$$

Согласно этим данным получаемые по вышеуказанным выражениям напряжения среза и смятия сводим в табл. 24.

Таблица 24

Напряжения в заклепках ведомой шестерни

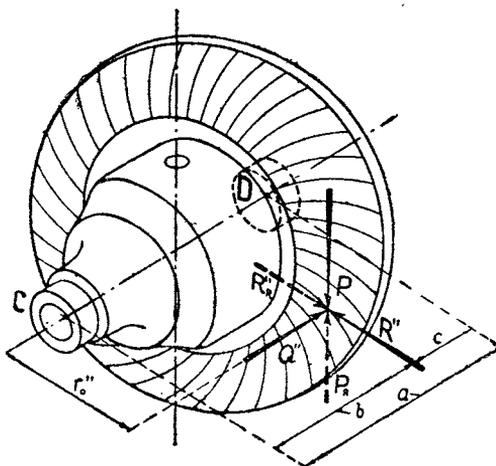
	Третья передача	Вторая передача	Первая передача	Задний ход
$M_m \cdot i_k$ кгсм	2 980	5 215	8 612	10 758
Напряжение среза τ кг/см ²	178	311	515	643
Напряжение смятия σ_d кг/см ²	127	222	367	459

Определение реакций на подшипниках картера дифференциала

В расчете шестерен главной передачи было указано, что усилия, действующие на ведомую (коронную) шестерню, равны по величине усилиям на ведущей шестерне, но они обратно направлены. Кроме этого известно, что осевое усилие ведущей шестерни является радиальным для ведомой и радиальное усилие ведомой — осевым для ведущей, т. е. — $Q' = R''$ и — $R' = Q''$.

Таким образом в приводимой ниже табл. 25 усилия, действующие на ведомую шестерню, имеют следующие значения.

На фиг. 37 изображен картер дифференциала с ведомой шестерней и действующие на последнюю усилия. Усилия для переднего



Фиг. 37. Схема действия сил на картер дифференциала главной передачи.

хода автомобиля изображены сплошными стрелками, а для заднего хода пунктирными.

Таблица 25

Усилия на зубьях ведомой шестерни

	Третья передача	Вторая передача	Первая передача	Передача заднего хода
Окружное усилие P кг	1 000	1 750	2 890	-3 603
Осевое усилие Q'' кг	270	474	782	1 965
Радиальное усилие R'' кг	701	1 229	2 025	-1 870

Для определения реакций на подшипники картера дифференциала согласно фиг. 37 имеем следующие уравнения

$$\text{реакция на опору } C \quad R_c = \frac{1}{a} \sqrt{(\pm R'' \cdot c - Q'' \cdot r_0'')^2 + (P \cdot c)^2},$$

$$\text{реакция на опору } D \quad R_D = \frac{1}{a} \sqrt{(\pm R'' b + Q'' \cdot r_0'')^2 + (P \cdot b)^2}.$$

Осевое усилие Q'' , действующее на плече r_0'' от оси вращения картера дифференциала, вызывающее на опорах C и D последнего горизонтальные радиальные реакции, которые учтены в выше приведенных формулах вторыми слагаемыми, стоящими в скобках, воспринимается радиально упорным подшипником опоры D . Двойные знаки первых слагаемых в формулах реакций относятся: верхние к переднему ходу, а нижние к заднему ходу автомобиля.

По приведенным выражениям при $a = 18,2 \text{ см}$, $b = 12,1 \text{ см}$, $c = 6,1 \text{ см}$ и $r_0'' = 12,8 \text{ см}$ определяем реакции, величины которых сводим в табл. 26.

Таблица 26

Реакции опор картера дифференциала

	Третья передача	Вторая передача	Первая передача	Задний ход
Реакция на опору C R_C кг	338	591	977	2 343
Реакция на опору D R_D кг	934	1 630	2 700	2 400

2. Расчет дифференциала

Радиус центра приложения сил на зубцах полуосевых шестерен определяется по ранее приведенной формуле

$$r_0' = \sqrt{\frac{r_1^2 + r_2^2}{2}},$$

где $r_1 = 3,24$ см — меньший радиус начального конуса полуосевой шестерни,

$r_2 = 5,06$ см — больший радиус начального конуса полуосевой шестерни.

Между радиусами центра приложения сил полуосевых шестерен и сателлитов имеется следующая зависимость:

$$r_0' = r_0'' \cdot \operatorname{tg} \beta = 4,248 \cdot 0,73334 = 3,1152 \text{ см},$$

где $\beta = 36^\circ 15,25'$ — половина угла начального конуса сателлита.

Усилия, приходящиеся на один зубец каждой полуосевой шестерни дифференциала, находятся из уравнений:

$$\text{окружное усилие } P = \frac{M_m \cdot i_k \cdot i_0}{2 \cdot n \cdot r_0''},$$

осевое усилие $Q = P \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \beta$,

радиальное усилие $R = P \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \beta$.

В этих уравнениях $M_m = 2980$ — крутящий момент двигателя, $n = 2$ — число сателлитов,

$i_0 = 4,4545$ — передаточное число главной передачи,

i_k — передаточное число коробки передач,

$\alpha = 25^\circ$ — угол давления, состоящий из угла зацепления, равного 20° , и угла трения, принимая его равным $\varphi = 5^\circ$,

$\beta = 52^\circ 44,75'$ — половина угла начального конуса полуосевой шестерни.

После подстановки всех необходимых величин в приведенные уравнения получаем усилия, действующие на зубцы полуосевых шестерен, указанные в табл. 27.

Таблица 27

Усилия на зубьях полуосевых шестерен

	Третья передача	Вторая передача	Первая передача	Задний ход
Окружное усилие P кг	780	1362	2253	2815
Осевое усилие Q кг .	293	512	848	1060
Радиальное усилие R кг	215	376	620	776

Расчет сателлита

Напряжения в зубьях сателлитов и полуосевых шестерен определяем из следующего выражения

$$\sigma' = \frac{144 \cdot M_s \cdot \varepsilon}{\pi \cdot t \cdot r \cdot L (1 - a^3)},$$

где

$$M_s = \frac{M_m \cdot i_k \cdot t_0}{i_0 \cdot 2 \cdot n}$$

крутящий момент, передаваемый одним зубом сателлита.

В этих уравнениях имеем:

$n = 2$ — число сателлитов,

$i_0 = 1,3636$ — передаточное число между шестерней полуоси и сателлитом,

$i_0 = 4,4545$ — передаточное число главной передачи,

$L = 6,278$ см — длина образующей начального конуса,

$r = 3,712$ см — максимальный начальный радиус сателлита,

$t = 2,12$ см — максимальный шаг по начальному конусу,

$a = \frac{L - b}{L} = 0,636$ — отношение образующей начального конуса до начала зубьев к образующей начального конуса до конца длины зубьев,

$\varepsilon = \frac{h}{H} = 0,8$ — величина высотной коррекции, где

$h = 1,08$ см — сумма высот головок зубьев сателлита и полуосевой шестерни,

$H = 2 \cdot m = 1,35$ см — нормальная высота зубьев.

Подставив все указанные величины и решая совместно приведенные два уравнения, получим следующую формулу напряжения в зубьях дифференциала:

$$\sigma' = \frac{144 \cdot 2980 \cdot i_k \cdot 4,4545 \cdot 0,8}{1,3636 \cdot 2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 2,12 \cdot 3,712 \cdot 6,278 (1 - 0,636^3)} = 2431 \cdot i_k.$$

Подставив значения передаточного числа, получим:

Третья передача	$i_k = 1$	$\sigma' = 2431$ кгсм ²
Вторая	$i_k = 1,75$	$\sigma' = 4254$ "
Первая	$i_k = 2,89$	$\sigma' = 7026$ "
Задний ход	$i_k = 3,61$	$\sigma' = 8776$ "

3. Расчет дифференциала с учетом трения¹

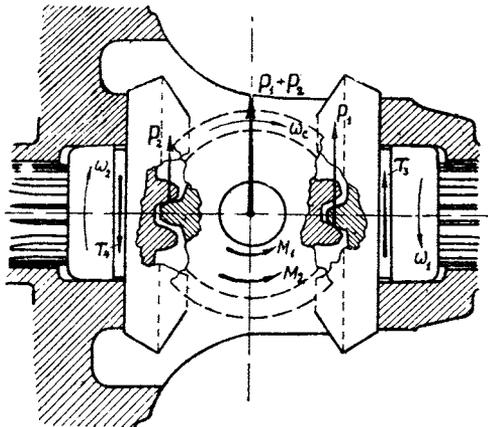
Полученные выше величины напряжений определены из условия прямолинейного движения автомобиля на ровной дороге и с равными радиусами ведущих колес.

¹ Более точный расчет дифференциала с учетом трения, предлагаемый автором, был закончен после сдачи настоящей работы в печать и опубликован в журнале „Мотор“ № 10 за 1936 г.

Рассмотрим действия сил в дифференциале при повороте автомобиля с небольшой скоростью при тяжелых дорожных условиях, пренебрегая при этом незначительной величиной боковых сил.

Согласно фиг. 38 при повороте автомобиля вправо левая полуосевая шестерня должна иметь скорость вращения большую, чем правая, т. е. при этих условиях обе полуосевые шестерни вращаются в противоположные стороны относительно картера дифференциала и в силу этого связанные с ними оба сателлита также вращаются на своей оси.

Между трущимися поверхностями дифференциала неизбежно возникает момент трения, затрудняющий свободное вращение и



Фиг. 38. Схема действия сил в дифференциале с учетом трения при повороте автомобиля вправо.

разгружающий одни и нагружающий другие его детали. Поэтому здесь предлагается метод расчета дифференциала с учетом трения в нем.

Указанный момент трения составляется отдельными моментами трения между трущимися поверхностями следующих деталей:

- 1) между сателлитами и их осью,
- 2) между сателлитами и картером дифференциала,
- 3) между правой полуосевой шестерней и картером дифференциала,
- 4) между левой полуосевой шестерней и картером дифференциала.

Если обозначим через

P_1, R_1 и Q_1 — окружное радиальное и осевое усилия, действующие на зубах каждого сателлита и правой по фиг. 38 полуосевой шестерни;

P_2, R_2 и Q_2 — окружное, радиальное и осевое усилия, действующие на зубах каждого сателлита и левой полуосевой шестерни;

$r_1 = 1,25$ см — радиус оси сателлитов;

$r_2 = 2,212$ см — средний радиус трения затылка сателлита;

$r_3 = 3,75$ см — средний радиус трения затылка полуосевой шестерни;

μ_1 — коэффициент трения между трущимися поверхностями сателлита и оси сателлитов;

μ_2 — коэффициент трения между трущимися поверхностями картера дифференциала и затылка сателлита;

μ_3 — коэффициент трения между трущимися поверхностями картера дифференциала и полуосевыми шестернями,

то между указанными величинами можем написать следующую зависимость:

$$\begin{aligned} 1) M_1 &= \mu_1 \cdot r_1 \cdot \sqrt{(P_1 + P_2)^2 + (R_1 - R_2)^2}; \\ 2) M_2 &= \mu_2 \cdot r_2 \cdot (Q_1 + Q_2); \\ 3) M_3 &= \mu_3 \cdot r_3 \cdot R_1 = T_3 \cdot r_3; \\ 4) M_4 &= \mu_3 \cdot r_3 \cdot R_2 = T_4 \cdot r_3. \end{aligned}$$

Каждый из этих моментов трения есть произведение силы трения на средний радиус трения.

Между силами этих выражений, как известно, имеется следующая зависимость:

$$\begin{aligned} R_1 &= P_1 \cdot \cos \beta \cdot \operatorname{tg} \gamma, & Q_1 &= P_1 \cdot \sin \beta \cdot \operatorname{tg} \gamma, \\ R_2 &= P_2 \cdot \cos \beta \cdot \operatorname{tg} \gamma, & Q_2 &= P_2 \cdot \sin \beta \cdot \operatorname{tg} \gamma, \end{aligned}$$

где $\beta = 36^\circ 15,25'$ — половина угла начального конуса сателлита, $\alpha = 25^\circ$ — угол давления в шестернях дифференциала, равный углу зацепления 20° плюс угол трения 5° .

Согласно фиг. 38 крутящий момент M_c , передаваемый через ось сателлитов и сателлиты, равняется:

$$M_c = M_d - nM_3 + nM_4.$$

В этом выражении M_d — крутящий момент, передаваемый картером дифференциала;

M_3 — момент трения правой полуосевой шестерни с картером дифференциала от действия радиальной силы одного сателлита;

M_4 — момент трения левой полуосевой шестерни с картером дифференциала от действия радиальной силы одного сателлита;

$n = 2$ — число сателлитов.

От действия этого момента M_c и моментов трения между сателлитами и осью сателлитов M_1 , с одной стороны, и сателлитами и картером дифференциала M_2 , с другой, усилия на зубья сателлитов и полуосевых шестерен выразятся следующими уравнениями:

$$\begin{aligned} P_1 &= \frac{M_c}{2 \cdot n \cdot r_0''} + \frac{M_1 + M_2}{2r_0'}, \\ P_2 &= \frac{M_c}{2 \cdot n \cdot r_0''} - \frac{M_1 + M_2}{2r_0'}. \end{aligned}$$

Кроме того, имеем:

$$P_1 + P_2 = \frac{M_c}{n \cdot r_0''},$$

где $r_0' = 3,24$ см — радиус центра приложения сил сателлитов,

$r_0'' = 4,25$ см — радиус центра приложения сил полуосевых шестерен.

Принимая при благоприятных условиях коэффициенты трения $\mu_1 = 0,18$, $\mu_2 = 0,08$ и $\mu_3 = 0,08$ и решая совместно указанные уравнения, получим:

$$\begin{aligned} P_1 &= 0,063065 \cdot M_d, \\ P_2 &= 0,054402 \cdot M_d. \end{aligned}$$

При прямолинейном движении автомобиля окружные усилия на зубцах сателлитов и полуосевых шестерен равняются:

$$P = \frac{M_{\partial}}{2 \cdot n \cdot r_0} = 0,058823 \cdot M_{\partial}.$$

Следовательно, для получения напряжений в зубьях шестерен дифференциала при повороте автомобиля нужно напряжения, полученные при прямолинейном его движении, увеличить в

$$\frac{0,063065}{0,058823} = 1,07 \text{ раз.}$$

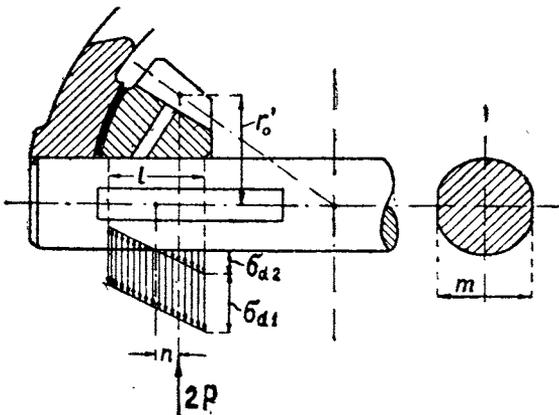
Напряжения смятия цилиндрической поверхности сателлита, соприкасающейся с пальцем крестовины, определяем из выражения:

$$\sigma_d = \frac{2P}{ml},$$

где $m = 2,36 \text{ см}$ и $l = 2,84 \text{ см}$ — ширина и длина опорной поверхности сателлита, указанные на фиг. 39.

Третья передача	$P = 780$	$\sigma_d = 233 \text{ кгс/см}$
Вторая "	$P = 1362$	$\sigma_d = 406 \text{ "}$
Первая "	$P = 2253$	$\sigma_d = 672 \text{ "}$
Задний ход	$P = 2815$	$\sigma_d = 840 \text{ "}$

Указанные напряжения смятия получены при том условии, что действующая сила $2P$ проходит через середину опорной поверхности и вызывает некоторые средние напряжения, величины которых нами и получены.



Фиг. 39. Действие сил и напряжения смятия сателлита с пальцем крестовины.

В действительности мы имеем силу $2P$, смещенную от середины и приложенную в центре приложения сил сателлита, вследствие чего напряжения по длине опорной поверхности не будут одинаковыми.

Подобное явление мы имели в расчете оси педали сцепления. Согласно приведенному там выражению и обозначений на фиг. 39

между максимальными напряжениями смятия и средними получаем следующую зависимость:

$$(\sigma_d)_{\max} = \sigma_d \cdot \frac{l + 6n}{l},$$

где для данного случая имеем:

$l = 2,84$ см — рабочая длина опорной поверхности сателлита.
 $n = 0,49$ см — расстояние от середины опорной поверхности до центра приложения сил.

Подставив указанные величины в последнее выражение максимального напряжения, получим:

$$(\sigma_d)_{\max} = 2,04 (\sigma_d)_{cp},$$

третья передача	$(\sigma_d)_{\max} = 474$	кг/см ²
вторая "	$(\sigma_d)_{\max} = 829$	"
первая "	$(\sigma_d)_{\max} = 1370$	"
задний ход	$(\sigma_d)_{\max} = 1710$	"

При повороте автомобиля, при передаче большего крутящего момента через одно из колес, полученные напряжения увеличиваются в отношении действующих сил, т. е. в

$$\frac{\sqrt{(P_1 + P_2)^2 + (R_1 - R_2)^2}}{2P} = 1,34 \text{ раза.}$$

Напряжения смятия сферического затылка сателлита определяем из выражения:

$$\sigma_d = \frac{2R}{F},$$

где R — радиальное усилие полуосевой шестерни или осевое усилие одной стороны сателлита,

$F = 25,8$ см² — проекция сферической опорной поверхности сателлита.

Подставив все необходимые величины в вышеприведенное выражение, получим:

третья передача	$\sigma_d = 17$	кг/см ²
вторая "	$\sigma_d = 29$	"
первая "	$\sigma_d = 48$	"
задний ход	$\sigma_d = 60$	"

Ось сателлита. Напряжения смятия в местах посадки крестовины в картере дифференциала и напряжения среза в сечениях оси у основания сателлитов определяем из следующих выражений:

$$\sigma_d = \frac{M_m \cdot i_k \cdot i_0}{R_1 \cdot n \cdot l \cdot d} \text{ и } \tau = \frac{M_m \cdot i_k \cdot i_0}{R_2 \cdot n \cdot f}.$$

В этих выражениях имеем:

$R_1 = 7,2$ см — средний радиус приложения силы к картеру дифференциала,

$n = 2$ — число сателлитов,

$l = 1,6$ см — высота поверхности смятия,

$d = 2,5$ см — диаметр поверхности смятия,

$R_2 = 6,4$ — радиус действия срезающих сил,

$f = 4,92$ см² — площадь среза одного сечения оси сателлитов.

Подставив все необходимые величины, получим:

третья передача	$\sigma_d = 230$ кг/см ²	$\tau = 211$ кг/см ²
вторая "	$\sigma_d = 404$ "	$\tau = 368$ "
первая "	$\sigma_d = 667$ "	$\tau = 610$ "
задний ход	$\sigma_d = 822$ "	$\tau = 761$ "

4. Расчет полуосей

В этом автомобиле применены полуоси полуразгруженного типа, на которые действуют крутящий момент и изгибающие моменты как от сил вертикальных и горизонтальных, так и от боковых сил при повороте.

Конструкция привода усилия к ведущим колесам изображена на фиг. 40.

Для каждой из полуосей одной опорой служат два близко расположенных роликовых подшипника, а другой опорой служит шестерня дифференциала, установленная на полуоси.

Ввиду того что при различных условиях работы полуосей напряжения от действия сил при одних условиях могут значительно отличаться от напряжений при других, то в соответствии с действием сил и производится их расчет.

Очевидно, что в наиболее тяжелых условиях полуоси работают при повороте автомобиля.

При этом могут быть два варианта.

Первый вариант

Расчет полуосей при повороте автомобиля с небольшой скоростью при тяжелых дорожных условиях и при отсутствии боковых сил.

При этих условиях, как уже было выяснено в расчете дифференциала, полуосевые шестерни, а вместе с ними и полуоси вращаются в противоположные стороны относительно картера дифференциала.

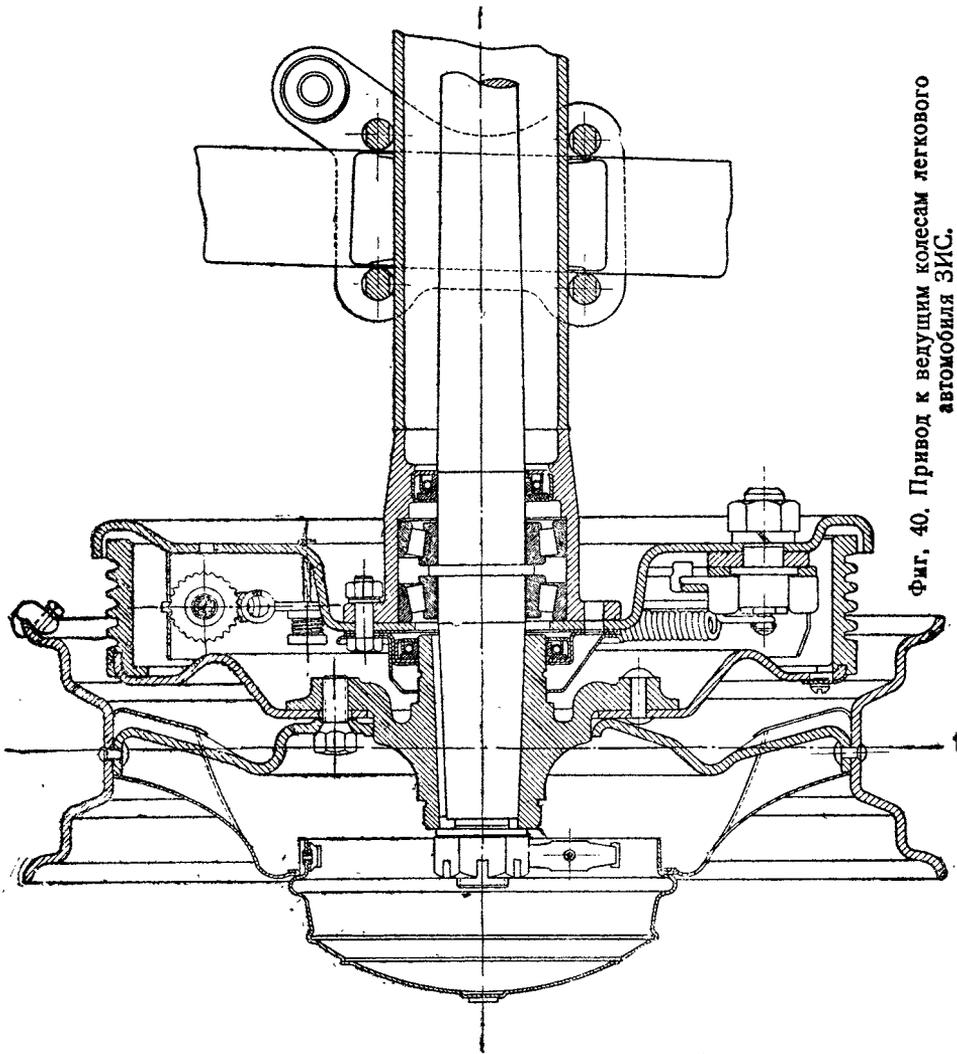
Согласно фиг. 41 наиболее нагруженной полуосью будет правая, на шестерне которой, как мы выяснили, действует наибольшее окружное усилие P_1 .

Кроме момента от последнего усилия, на полуось действует еще момент, равный моменту трения, возникающему между полуосевой шестерней и картером дифференциала, и равный:

$$M_3 = n \cdot Q_1'' \cdot \mu_3 \cdot r_3 = n \cdot R_1' \cdot \mu_3 \cdot r_3.$$

Таким образом максимальный крутящий момент, действующий на правую полуось, определится из выражения:

$$M_{n1} = n \cdot P_1 \cdot r_0'' + M_3.$$



Фиг. 40. Привод к ведущим колесам легкового автомобиля ЗИС.

Для левой полуоси при этих условиях крутящий момент равняется:

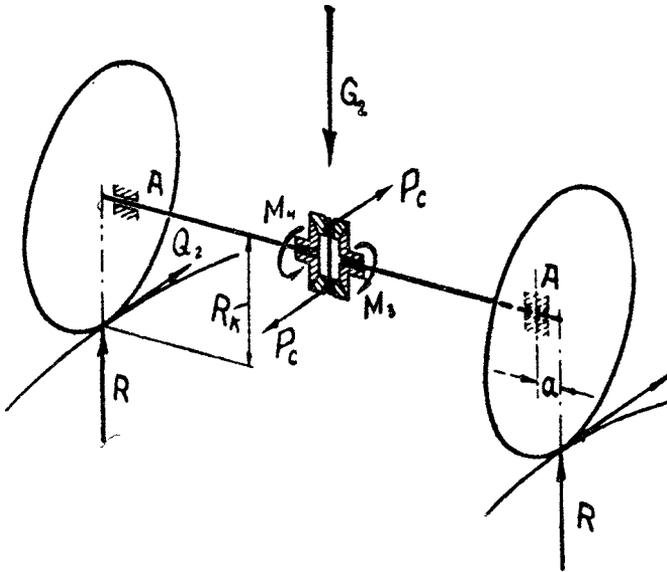
$$M_{n2} = n \cdot P_2 \cdot r_0'' - M_4.$$

Подставляя в эти выражения значения P_1 , P_2 , M_3 и M_4 , выражая их через M_∂ , получим:

$$M_{n1} = 0,54716 M_\partial,$$

$$M_{n2} = 0,45284 M_\partial,$$

где M_∂ — крутящий момент, передаваемый картером дифференциала.



Фиг. 41. Схема действия сил на полуоси при повороте.

На фиг. 41 момент, передаваемый осью сателлитов, изображен парой сил P_c .

Отношение крутящих моментов на полуосях покажет, во сколько раз при этих условиях одна полуось нагружена больше другой. Обозначая это отношение знаком λ , получим:

$$\lambda = \frac{M_{n1}}{M_{n2}} = \frac{0,54716 \cdot M_\partial}{0,45284 \cdot M_\partial} = 1,208.$$

Расчету подвергаем правую, т. е. более нагруженную полу-

ось, принимая при этом M_∂ равным максимальному моменту картера дифференциала на первой передаче и равным

$$M_\partial = M_m \cdot i_k \cdot i_0 = 38\,363 \text{ кгсм.}$$

Подставив его значение в выражение крутящего момента правой полуоси, получим:

$$M_{n1} = 0,54716 \cdot 38\,363 = 20\,990 \text{ кгсм.}$$

Коэффициент трения колес с дорогой при этом получается равным $\varphi = 0,6773$.

Кроме указанного крутящего момента, правая по фиг. 41 полуось находится еще под действием результирующего изгибающего момента от тягового усилия Q_1 и веса, приходящегося на заднее колесо $\frac{G_2}{2}$.

Тяговое усилие Q_1 определяем, исходя из максимального крутящего момента на полуоси, получаемого из выражения:

$$Q_1 = \frac{M_{n1}}{R_k} = \frac{20\,990}{38,5} = 545 \text{ кг.}$$

Если $a = 9,3 \text{ см}$ — расстояние от середины колеса или от плоскости действия сил Q_1 и $\frac{G_2}{2}$ до внешней опоры A ,
 $b = 63,7 \text{ см}$ — расстояние между опорами и
 $R_k = 38,5 \text{ см}$ — рабочий радиус колеса, то максимальный результирующий изгибающий момент для правой полуоси определится из выражения:

$$M_u = a \sqrt{Q_1^2 + \left(\frac{G_2}{2}\right)^2}.$$

Принимая вес, приходящийся на задние колеса, равным $G_2 = 1620 \text{ кг}$, находим величину наибольшего изгибающего момента.

$$M_u = 9,3 \sqrt{545^2 + \left(\frac{1620}{2}\right)^2} = 9083 \text{ кгсм.}$$

Второй вариант

Расчет полуосей при повороте автомобиля на повышенных скоростях с учетом действия боковых сил.

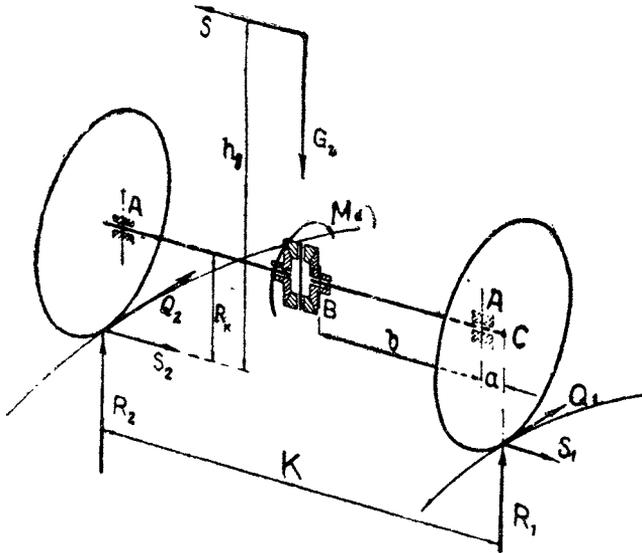
Рассмотрим, какие усилия действуют на полуоси в этих условиях их работы.

Согласно фиг. 42 от действия боковой силы $S = \varphi \cdot G_2$ и веса, приходящегося на задние колеса, равного G_2 , реакции на колеса определяются из выражений:

$$R_1 = \frac{G_2 \cdot \frac{K}{2} - S \cdot h_g}{K}; S_1 = \varphi \cdot R_1,$$

$$R_2 = \frac{G_2 \cdot \frac{K}{2} + S \cdot h_g}{K}; S_2 = \varphi \cdot R_2.$$

В первом варианте расчета мы установили, что при повороте автомобиля наиболее нагруженной крутящим моментом является внутренняя, по отношению и центру поворота, полуось.



Фиг. 42. Действие сил на колеса при повороте автомобиля.

Правая по фиг. 42 полуось будет нагружена максимально возможным крутящим моментом, при отсутствии буксования колеса, равным:

$$M_{n1} = \varphi \cdot R_1 \cdot R_k.$$

Согласно первого варианта расчета, левая полуось будет нагружена меньшим крутящим моментом и равным:

$$M_{n2} = \frac{M_{n2}}{M_{n1}} \cdot M_{n1} = \frac{M_{n2}}{1,208}.$$

Ввиду того что действующие усилия на левую и правую полуоси по величине трудно сравнимы, приводим расчет обеих полуосей от указанных изгибающих и крутящих моментов.

Принимая высоту центра тяжести $h_g = 85$ см при $K = 155,2$ см, $G = 1620$ кг и $\varphi = 0,6$, получим следующие величины усилий для расчета полуосей:

Внутренняя полуось $R_1 = 278$ кг; $S_1 = 167$ кг;
 $M'_{n1} = 6435$ кгсм; $Q_1 = 167$ кг.

Изгибающие моменты:

в горизонтальной плоскости под опорой A : $M_{A_2} = Q_1 \cdot a = 1553$ кгсм
 в вертикальной плоскости:

в точке C , соответствующей средней плоскости колеса:

$$M_{C_2} = S_1 \cdot R_1 = 6430 \text{ кгсм}$$

под опорой A : $M_{A_2} = S_1 \cdot R_k + R_1 \cdot a = 9013$ кгсм.

Внешняя полуось. Для расчета внешней полуоси имеем следующие величины усилий:

$$R_2 = 1342 \text{ кг}, S_2 = 805 \text{ кг}, M'_{n2} = 5330 \text{ кгсм} \text{ и } Q_2 = 138 \text{ кг}.$$

Изгибающий момент в горизонтальной плоскости: под опорой A : $M_{A_2} = Q_2 \cdot a = 1290$ кгсм.

Изгибающие моменты в вертикальной плоскости:

в точке C , соответствующей средней плоскости колеса,

$$M_{C_2} = S_2 \cdot R_k = 30\,990 \text{ кгсм};$$

под опорой A : $M_{A_2} = -S_2 \cdot R_k + R_2 \cdot a = 18\,511$ кгсм.

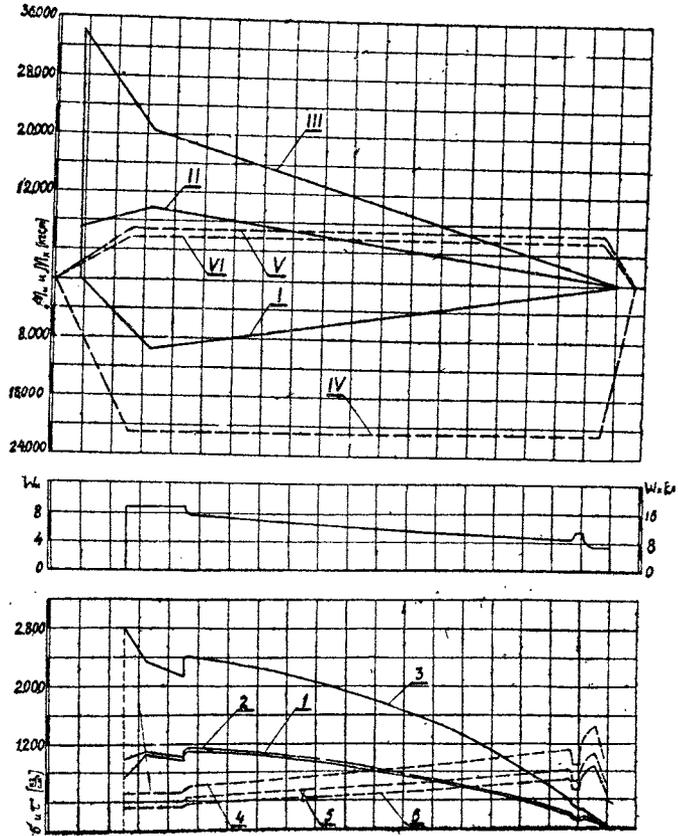
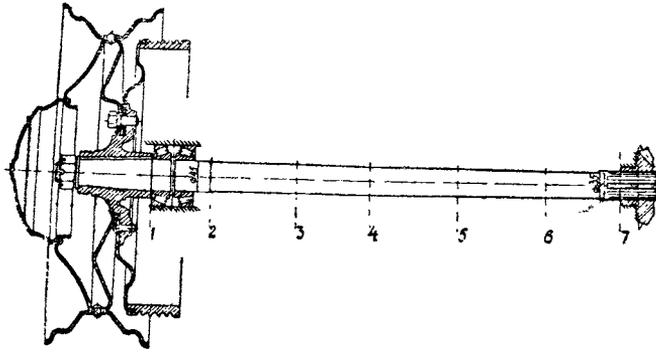
На фиг. 43 приведен расчет полуосей.

Здесь сплошными линиями первой диаграммы изображены эпюры результирующих изгибающих моментов: цифрой *I* обозначена эпюра для внутренней (правой по фиг. 35) полуоси первого варианта расчета, цифрой *II* обозначена эпюра для той же полуоси второго варианта расчета и цифрой *III* обозначена для внешней (левой по фиг. 35) полуоси второго варианта расчета.

Пунктирными линиями на этой же диаграмме обозначены эпюры крутящих моментов: цифрой *IV* обозначена эпюра для внутренней полуоси первого варианта расчета; цифрой *V* обозначена эпюра той же полуоси второго варианта расчета и, наконец, цифрой *VI* обозначена эпюра крутящих моментов для внешней полуоси второго варианта расчета.

Средняя диаграмма изображает изменение моментов сопротивления по длине полуоси до ступицы колеса. На диаграмме имеются слева и справа масштабы моментов сопротивления соответственно для изгиба и кручения.

Нижняя диаграмма на фиг. 43 представляет собой изменение напряжений изгиба и кручения по длине полуосей до ступицы колес.



Фиг. 43. Расчет полусей.

Напряжения в сечениях полуосей

	Напряжения кг/см ²	Сечения полуосей						
		1	2	3	4	5	6	7
Первый вариант расчета. Внутренняя полуось	σ'	728	1 110	1 020	880	655	390	84
	τ'	522	610	690	772	900	1 040	1 450
	$(p_t)_{\max}$	636	825	858	889	959	1 058	1 451
	P_{\max}	1 000	1 380	1 368	1 329	1 292	1 253	1 493
Второй вариант расчета. Внутренняя полуось	σ'	1 006	1 154	1 054	924	700	403	100
	τ'	390	450	508	562	650	760	1 060
	$(p_t)_{\max}$	636	732	737	727	738	786	1 061
	P_{\max}	1 138	1 309	1 259	1 189	1 088	988	1 111
Второй вариант расчета. Внешняя полуось	σ'	2 790	2 413	2 205	1 940	1 500	870	153
	τ'	320	375	420	462	540	630	780
	$(p_t)_{\max}$	1 431	1 263	1 180	1 074	868	765	883
	P_{\max}	2 826	2 470	2 282	2 044	1 618	1 201	960

Таблица 28а

Максимальные напряжения и запасы прочности в деталях главной передачи

		Напряжение и запасы прочности				
		третья передача	вторая передача	первая передача	задний ход	
Шестерни главной передачи (изгиб)	Материал	3 312	2479	4340	7155	8915
	Предел упругости	9 000	3,63	2,08	1,26	1,01
	Коэффициент крепости	11 000	4,45	2,54	1,54	1,23
Шестерня дифференциала (изгиб)	Материал	34 15А	2431	4524	7026	8776
	Предел упругости	—	—	—	—	—
	Коэффициент крепости	—	—	—	—	—
Валик с ведущей шестерней (результатирующие напряжения)	Материал	3 312	573	1165	1595	2232
	Предел упругости	9 000	15,7	7,7	5,65	4,04
	Коэффициент крепости	11 000	19,2	9,45	6,9	4,93

Обозначения линий и цифровые обозначения на диаграмме напряжений соответствуют обозначениям изгибающих и крутящих моментов. Наметив ряд наиболее напряженных сечений по чертежу и диаграмме, определяем по ранее приведенным выражениям наибольшие касательные напряжения и наибольшие главные напряжения, величины которых приведены выше в табл. 28.

По полученным максимальным напряжениям в деталях главной передачи и по пределу упругости и коэффициенту крепости определяем запасы прочности. Те и другие величины приведены в табл. 28а и 28б.

Наибольшие напряжения в первых сечениях полуоси, получаемые при повороте автомобиля на повышенных скоростях с учетом действия боковых сил, могут оказаться наиболее опасными, чем в другом сечении. За каждый оборот полуоси, напряжение изгиба в каждой точке сечения является переменным, изменяясь от максимального растяжения до максимального сжатия. Это обстоятельство при крутых и частых поворотах автомобиля может повлечь усталость материала и разрушение полуоси.

Т а б л и ц а 28б

Максимальные напряжения и запасы прочности в полуосях.

	Материал.	Предел упругости кг/см ² .	Коэффициент крепости кг/см ² .	Напряжения кг/см ² .	Запас прочности по пределу упругости.	Запас прочности по коэффициенту крепости.
I. Расчет при повороте без учета боковых сил. Внутренняя полуось	5140	8000	9500	1493	5,35	6,37
II. Расчет при повороте с учетом боковых сил. Внутренняя полуось	5140	8000	9500	1309	6,1	7,25
III. Расчет при повороте с учетом боковых сил. Внешняя полуось	5140	8000	9500	2826	2,83	3,36

МЕХАНИЗМЫ УПРАВЛЕНИЯ

В этой части рассматриваются расчеты рулевого управления и тормозов.

1. РАСЧЕТ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ

Как известно, для возможности производить поворот автомобиля в его конструкцию вводится рулевой механизм, связанный обычно с передними управляемыми колесами.

При повороте автомобиля, колеса поворачиваются вместе с цапфами, шарнирно установленными на переднем мосту, а сам мост остается неподвижным.

Поворотные цапфы колес между собой связаны рычажной системой, называемой трапецией Жанто. Одним основанием последней служит передний мост (неподвижная часть), другим — поперечная тяга, а боковые стороны составляют два рычага, укрепленные в поворотных цапфах, шарнирно связанные с поперечной рулевой тягой.

Чтобы произвести поворот передних управляемых колес, достаточно повернуть одно из них, для чего в одной из цапф укрепляется еще рычаг, связанный шарнирно с продольной рулевой тягой. Другой конец рулевой тяги перемещается при помощи приводного механизма.

Конструкция трапеции Жанто и рычага с продольной рулевой тягой легкового автомобиля ЗИС изображена на фиг. 44. Здесь рычаг продольной рулевой тяги и левый рычаг трапеции выполнены в одно целое в виде U-образного рычага.

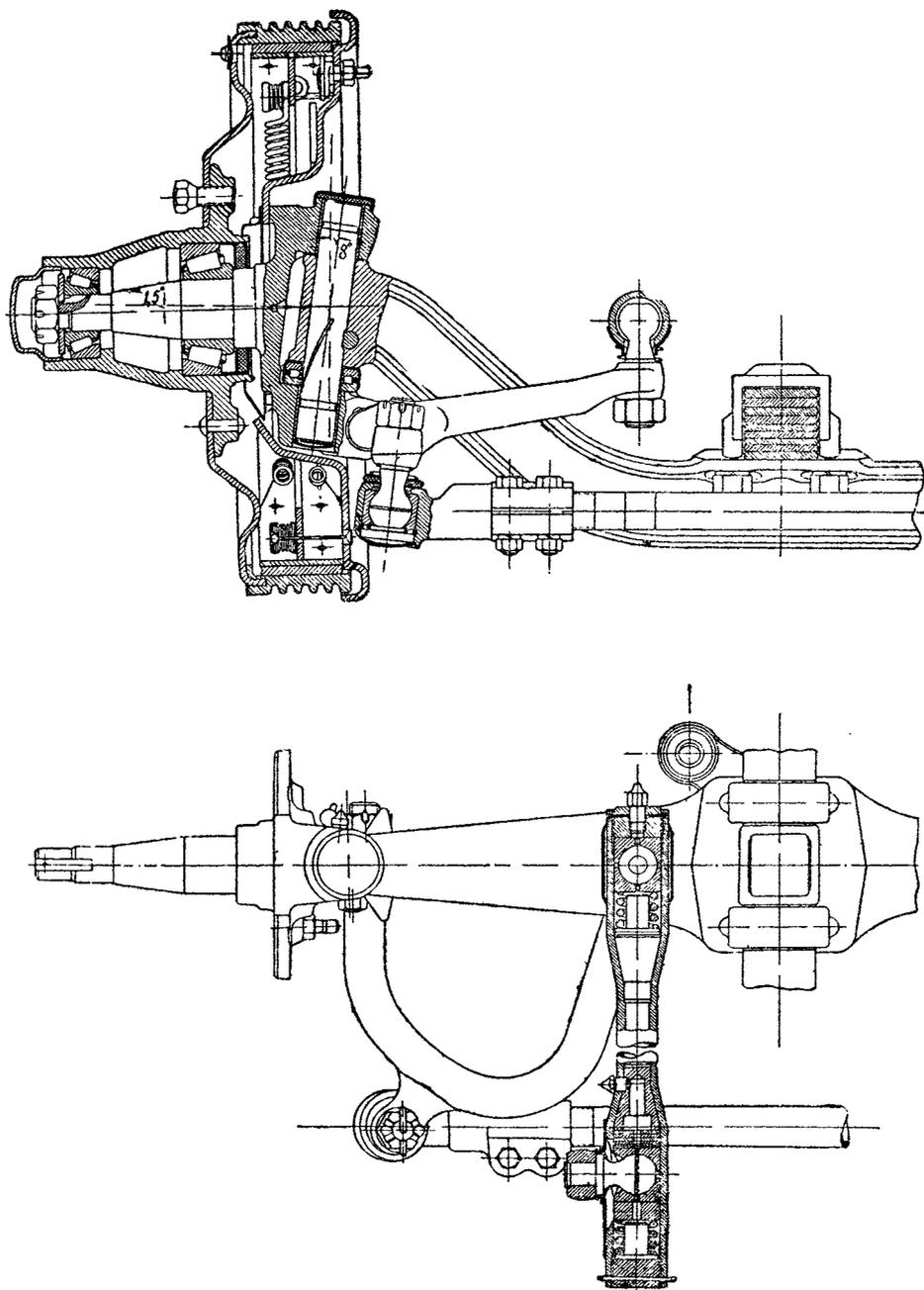
Крепления рычагов трапеции с поперечной рулевой тягой выполнены шаровыми самоустанавливающимися.

1. Кинематика рулевого управления

При повороте автомобиля для качения колес без скольжения их по дороге они должны быть повернуты на разные углы. Между этими углами имеется следующая теоретическая зависимость:

$$\operatorname{ctg} \alpha = \operatorname{ctg} \beta + \frac{B}{L}.$$

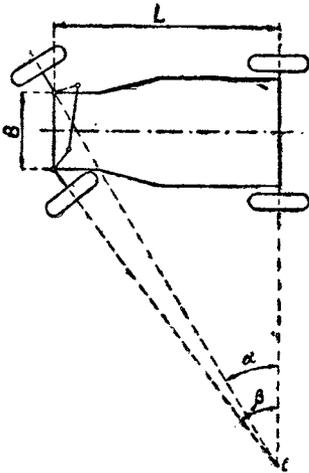
Величины, входящие в приведенное выражение, обозначены на фиг. 45.



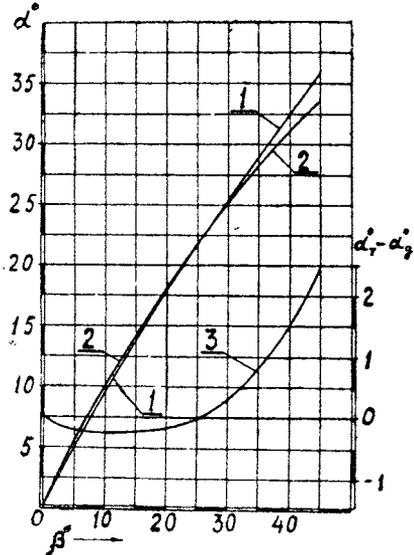
Фиг. 44. Рулевая трапеция легкового автомобиля ЗИС.

Давая ряд значений углу поворота одного колеса β от 0 до 45° , получаем изменение угла поворота другого колеса α . Это изменение теоретического угла поворота изображено кривой 1 на фиг. 46.

Трапеция Жанто, при помощи которой осуществляется поворот колес на разные углы, дает действительные углы поворота с некоторым отклонением от теоретических.



Фиг. 45. Схема автомобиля при повороте.



Фиг. 46. Отклонение действительного угла поворота колес от теоретически необходимого.

Между действительными углами поворота α_d и β имеется следующая зависимость:

$$\cos(90^\circ - \theta + \alpha_d) = \frac{r \cdot s - q \sqrt{q^2 + s^2 - r^2}}{q^2 + s^2},$$

где согласно обозначениям, приведенным на фиг. 47, имеем:

$$\begin{aligned} q &= m \cdot \sin(90^\circ - \theta - \beta), \\ s &= B - m \cdot \cos(90^\circ - \theta - \beta), \\ r &= \frac{B^2 + 2 \cdot m^2 - n^2 - 2 \cdot B \cdot m \cdot \cos(90^\circ - \theta - \beta)}{2 \cdot m}. \end{aligned}$$

Давая углу β те же значения, что и в первом случае, по приведенным выражениям определяем величины действительного угла поворота α_d , по значениям которых построена кривая 2 на фиг. 46. Из рассмотрения этих диаграмм находим, что трапеция в автомобиле ЗИС в пределах рабочих углов поворота автомобиля дает незначительное отклонение угла поворота колеса от теоретического. Разность между теоретическим углом

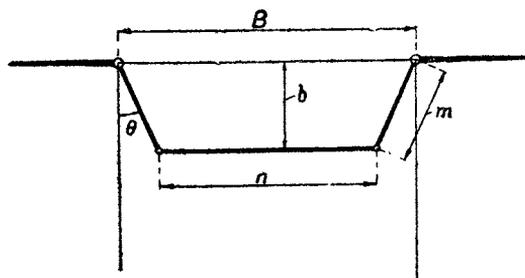
поворота и действительным в крупном масштабе на фиг. 46 изображена кривой \mathcal{Z} , для которой масштаб ординат нанесен справа.

2. Передаточные числа

Передаточные числа рулевого управления подразделяются на два типа:

1) угловое передаточное число, представляющее собой отношение угла поворота рулевого колеса к углу поворота колеса около оси шкворня, обозначаемое знаком i_{ω} ;

2) силовое передаточное число, представляющее собой отношение суммарного усилия, действующего на оба колеса в точках их соприкосновения с дорогой, к усилию, приложенному на рулевом колесе, обозначаемое знаком i_p .



Фиг. 47. Схема рулевой трапеции для определения углов поворота колес.

ворота рулевого колеса, а большие углы поворота последнего бывают утомительны для водителя. Наоборот, небольшая величина второго вызывает трудность управления, а также и „отдачу“ рулевого колеса (руль бьет) при плохих дорожных условиях.

Конструкция приводного механизма рулевого управления ЗИС изображена на фиг. 48.

Передача от рулевого колеса к сошке осуществляется при помощи глобоидного червяка 2, напрессованного на рулевой вал 1 и сцепляющегося с ним двойного ролика 3.

Последний установлен в вилке вала рулевой сошки 4 на оси 5, что дает ему возможность свободного перекатывания по виткам червяка. Последнее обстоятельство при отсутствии значительного скольжения между поверхностями ролика и червяка значительно увеличивает срок службы последних, а следовательно, и требует более редкой регулировки.

Глобоидный червяк установлен в картере руля на двух роликовых конических подшипниках, и его осевой зазор регулируется при помощи втулки 6, имеющей резьбу. Регулировка зацепления ролика с червяком осуществляется при помощи эксцентричной втулки, видимой на фиг. 48.

Вал рулевой сошки, установленный в кронштейне картера руля на двух бронзовых подшипниках, имеет на своем конце конус с рифтами, на которые насаживается рулевая сошка.

Как первое, так и второе передаточные числа при сравнении их с такими же величинами других автомобилей, могут служить характеристикой рулевого управления с точки зрения легкости управления.

Большая величина первого, т. е. углового передаточного числа, вызывает большие углы по-

Угловое передаточное число

Угловой шаг при нарезании червяка по радиусу R равняется $\beta = 18^\circ$. Таким образом при повороте рулевого вала на один оборот, т. е. на 360° , каждая точка начальной образующей червяка переместится по ее длине на величину дуги, равную:

$$S = \frac{2\pi R'\beta}{360}.$$

При перемещении ролика по червяку на длину дуги S , вал рулевой сошки повернется на угол β' , определяемый из уравнения:

$$\beta' = \frac{2 \cdot \pi \cdot R' \cdot \beta \cdot 360}{360 \cdot 2\pi R} = \beta \frac{R'}{R} = 18 \cdot \frac{5,33}{5,018} = 19,15^\circ,$$

где $R' = 5,33$ см — радиус начальной образующей червяка при нарезании; $R = 5,018$ см — начальный радиус зацепления ролика с червяком.

Первое угловое передаточное число между рулевым валом и валом рулевой сошки будет равняться:

$$i_1 = \frac{360}{19,15} = 18,83.$$

Угловые передаточные числа в рычагах рулевого управления принято определять через соотношение длин этих рычагов.

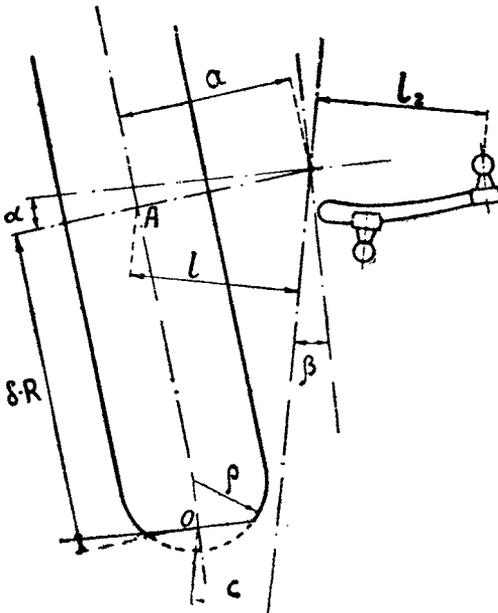
В данном случае вторым угловым передаточным числом будет отношение длины сошки к плечу поворота рычага поворотной цапфы, связанного с сошкой продольной рулевой тягой и равняется

$$i_2 = \frac{l_1}{l_2} = \frac{20,5}{20,5} = 1,$$

где $l_1 = 20,5$ см — длина рулевой сошки,
 $l_2 = 20,5$ см — плечо поворота рычага поворотной цапфы до оси шкворня и изображенное на фиг. 49.

Полное передаточное число будет равно произведению передаточных чисел отдельных звеньев и имеет значение:

$$i_w = i_1 \cdot i_2 = 18,83.$$



Фиг. 49. Схема установки колеса и рычага поворотной цапфы.

Силовое передаточное число

Силовое передаточное число рулевого управления составляет как произведение трех передаточных чисел отдельных его звеньев и определяется по выражению:

$$i_p = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3.$$

Здесь i_1 — передаточное число рулевого вала; рулевое колесо — червяк;
 i_2 — передаточное число рулевой сошки; ролик червяка — рулевая сошка;
 i_3 — передаточное число рычагов; рычаг поворотной цапфы — колеса.

Согласно ранее сказанному первое передаточное число есть отношение силы T , действующей по касательной к начальной окружности зацепления ролика и червяка и изображенной на фиг. 50 к усилию, приложенному к рулевому колесу P , т. е.

$$i_1 = \frac{T}{P}.$$

Глобoidный червяк, имеющий постоянный угловой шаг относительно оси вала рулевой сошки, обладает постоянством силового передаточного числа и определяется по выражению:

$$i_1 = i'_1 \cdot \frac{R_{ш}}{R} = \frac{18,83 \cdot 21,6}{5,018} = 81,05,$$

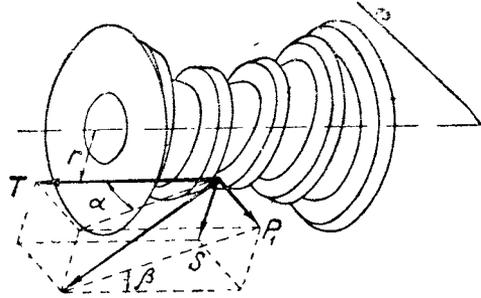
где $i'_1 = 18,83$ — угловое передаточное число червяка в соединении с роликом вала рулевой сошки,

$R_{ш} = 21,6$ см — радиус рулевого колеса,

$R = 5,018$ см — начальный радиус зацепления ролика с червяком от оси вала сошки.

Зависимость передаточного числа глобoidного червяка определена из кинематики зацепления его с роликом.

На фиг. 51 дуга AB есть дуга сечения червяка нормального к его оси $1-1$, дуга BC — дуга образующей червяка или дуга окружности, описываемой точкой касания червяка с сектором, около оси $2-2$, радиусом R . Кривая AC представляет собой виток червяка. Расположение схемы фиг. 51 выполнено таким же, как расположен червяк на фиг. 50. Угол при вершине A криволинейного треугольника ABC есть угол наклона витка червяка равный α .



Фиг. 50. Схема действия сил на глобoidный червяк рулевого механизма.

При перемещении червяка на угол $d\varphi$ в сторону, указанную стрелкой, вал рулевой сошки повернется на угол $d\beta$.

Между окружным усилием на червяке P_1 и осевым T имеется следующая зависимость:

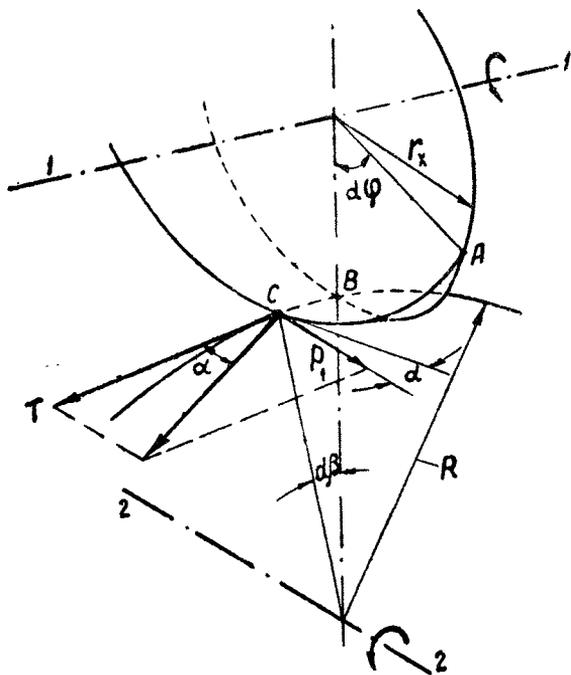
$$T = P_1 \cdot \operatorname{ctg} \alpha.$$

В элементарном криволинейном треугольнике ABC , образуемом вышеуказанными кривыми, можем принять, что угол при вершине A равняется α .

Выражая $\operatorname{ctg} \alpha$ через стороны треугольника, получаем:

$$T = P_1 \cdot \frac{BA}{BC} = P_1 \cdot \frac{r_x \cdot d\varphi}{R \cdot d\beta}.$$

Отношение $\frac{d\varphi}{d\beta}$ есть не что иное, как угловое передаточное число, равное i'_1 .



С другой стороны, между окружным усилием на червяке P_1 и усилием, приложенным к штурвалу P , имеем следующее соотношение:

$$P_1 \cdot r_x = P \cdot R_u;$$

подставив значение $\frac{d\varphi}{d\beta}$ и $P_1 \cdot r_x$, окончательно получим:

$$T = P \cdot \frac{R_u}{R} \cdot i'_1.$$

Второе силовое передаточное число есть отношение силы P_2 , действующей на конце рулевой сошки, к силе T , действующей на ролик червяка, расположенной в плоскости, проходящей через ось последнего, и равняется:

костя; проходящей через ось последнего, и равняется:

$$i_2 = \frac{P_2}{T} = \frac{R}{l_1} = \frac{5,018}{20,5} = 0,2448,$$

где $l_1 = 20,5 \text{ см}$ — длина рулевой сошки и

$R = 5,018 \text{ см}$ — начальный радиус зацепления ролика с червяком.

Наконец, третье передаточное число представляет собой отношение суммы сил сопротивления Q , действующих на оба колеса и приложенных в точках их касания с дорогой, к силе, действующей на конце рычага поворотной цапфы, и равняется

$$i_3 = \frac{2 \cdot Q}{P_2} = \frac{l_2}{c} = \frac{20,5}{3,43} = 5,98.$$

В этом выражении $l_2 = 20,5$ см — плечо от центра шарового пальца, соединяемого с продольной рулевой тягой до оси шкворня, а c — плечо поворота колеса, представляющего собой расстояние от точки касания колеса с дорогой до оси шкворня, определяемое по выражению:

$$c = a \cdot \cos(\alpha + \beta) - \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \alpha} [\delta R - (R - \rho)(1 - \cos \alpha)] = 3,43 \text{ см.}$$

Оба плеча изображены на фиг. 49.

Общее силовое передаточное число согласно вышесказанного будет равняться:

$$i_p = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 = 118,65.$$

3. Расчет деталей рулевого управления на прочность

В основу расчета на прочность рулевого управления положены три рода действующих сил:

- 1) усилие, приложенное к рулевому колесу,
- 2) усилие, возникающее между колесами и дорогой, и
- 3) усилие, возникающее при наезде колеса на препятствие.

Вариант первый. Расчет рулевого управления на усилие, приложенное к рулевому колесу

Принимаем, что к рулевому колесу может быть приложено усилие обеих рук водителя, равное $P = 40$ кг.

При этом на нагрузку этого рода работают все детали рулевого управления.

Рулевое колесо

Размеры обода и втулки колеса определяются по конструктивным соображениям размерами сопряженных деталей и удобством пользования. Что касается спиц, то они рассчитываются на изгиб по нормальному уравнению сопротивления материалов. Наиболее опасным сечением спиц будет сечение у втулки колеса. Спицы данного штурвала выполнены двух различных материалов: железного сердечника и наружного тела из бакелита.

Изгибающие моменты в каждой части спицы пропорциональны их жесткости, т. е.

$$\frac{M_1}{M_2} = \frac{E_1 \cdot J_1}{E_2 \cdot J_2}.$$

где E_1, J_1, E_2 и J_2 — модуль упругости, и момент инерции соответственно для сердечника и для наружного тела. M_1 и M_2 — изгибающие моменты, действующие в каждой части сечения, сумма которых равна моменту изгибающему сплицу.

Ввиду небольшого сечения металлического стержня можно принять сплицу, как бы состоящей из одного бакелита, и величина напряжения изгиба определяется средней для всего сечения.

При длине $l = 15$ см до опасного сечения у втулки каждой из трех спиц напряжение изгиба будет равно

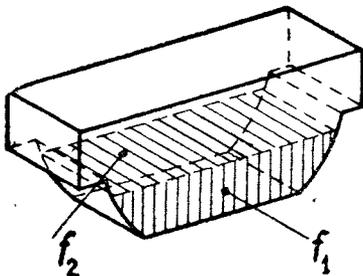
$$\sigma' = \frac{40 \cdot l}{3 \cdot W} = 95 \text{ кг/см}^2,$$

где $W = 2,1 \text{ см}^3$ — момент сопротивления на изгиб рассматриваемого сечения.

Шпонка рулевого колеса

Считаем, что усилие от рулевого колеса к валу передается только шпонкой.

Напряжения среза и смятия в сечениях шпонки, изображенных на фиг. 52 штриховкой, соответственно равны:



$$\tau = \frac{P \cdot R_{ш}}{r \cdot f_1} = 934 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$$

и

$$\sigma_d = \frac{P \cdot R_{ш}}{r \cdot f_2} = 2154 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2},$$

где $P = 40$ кг — усилие, действующее на рулевом колесе,

$R_{ш} = 21,6$ см — радиус рулевого колеса,

$r = 1,15$ см — радиус приложения силы к шпонке,

Фиг. 52. Шпонка рулевого вала.

$f_1 = 0,807 \text{ см}^2$ — площадь среза,

$f_2 = 0,35 \text{ см}^2$ — наименьшая площадь смятия.

Вал рулевого колеса

Рулевой вал соединяет рулевое колесо с механизмом рулевой передачи и находится под действием крутящего момента; возникающего под влиянием усилия на рулевом колесе, равного $P = 40$ кг. Напряжение кручения равняется:

$$\tau' = \frac{P \cdot R_{ш}}{W} = \frac{40 \cdot 21,6}{2,34} = 370 \text{ кг/см}^2,$$

где $W = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} = 2,34 \text{ см}^3$ — момент сопротивления на кручение в наименьшем сечении вала с диаметрами $D = 2,48$ см и $d = 1,7$ см.

Шлицы рулевого вала

На нижний конец рулевого вала напрессовывается червяк рулевого механизма, имеющий мелкие шлицы.

Считаем, что передача усилия от рулевого вала к червяку производится только шлицами, получающимися на валу при прессовой посадке второго на первый. Напряжения среза и смятия будут соответственно равны:

$$\tau = \frac{P \cdot R_{ш}}{r \cdot F_1} = 56 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} \quad \text{и} \quad \sigma_d = \frac{P \cdot R_{ш}}{r \cdot F_2} = 833 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2},$$

где $r = 1,235 \text{ см}$ — средний радиус шлиц,

$$F_1 = [\pi D_1 - (b_1 \cdot n_1 + b_2 \cdot n_2)] l = 12,5 \text{ см}^2 —$$

— площадь среза шлиц, получающихся на валу,

$$F_2 = \frac{D_2 - D_1}{2} \cdot l (n_1 + n_2) = 0,84 \text{ см}^2 —$$

— площадь смятия всех восьми шлиц.

В этих выражениях имеем:

$D_1 = 24,42 \text{ мм}$ и $D_2 = 25 \text{ мм}$ — внутренний и внешний диаметры шлиц червяка.

$n_1 = 7$ — число шлиц с шириной $b_1 = 5 \text{ мм}$,

$n_2 = 1$ — число шлиц с шириной $b_2 = 6 \text{ мм}$,

$l = 36 \text{ мм}$ — рабочая длина шлиц.

Вал рулевой сошки

Определение усилий, действующих на червяке и сошке. Угловой шаг червяка по окружности зацепления ролика, установленного на валу сошки, имеет постоянную величину, равную $19,15^\circ$, следовательно, и шаг по дуге, образующей червяка, также должен быть постоянным.

В глобоидных червяках, вообще, и в данном случае у автомобиля ЗИС, имеющих переменный начальный радиус по длине и постоянный шаг по образующей, угол наклона витка червяка является величиной переменной, имеет максимум в середине и уменьшается к его концам.

Это обстоятельство при неправильной регулировке рулевого механизма вызывает большие силы между деталями, которые в свою очередь могут повлечь усиленный износ трущихся поверхностей, а также и выкрашивание граней ролика и витка червяка. Величины усилий определяются при расположении ролика в середине червяка.

Для этого положения зацепления радиус начальной окружности червяка равняется $r = 1,695 \text{ см}$. Окружное усилие, действующее на этом радиусе червяка, равняется:

$$P_1 = \frac{P \cdot R_{ш}}{r} = \frac{40 \cdot 21,6}{1,695} = 510 \text{ кг},$$

где $R_{ш} = 21,6 \text{ см}$ — радиус рулевого колеса.

Осевое и радиальное усилия червяка соответственно равны:

$$T = P_1 \cdot \operatorname{ctg} \alpha$$

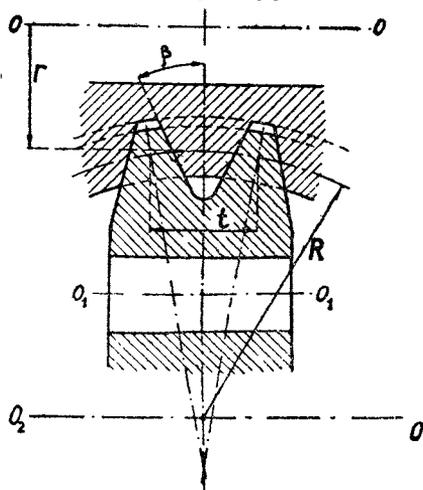
$$S = T \cdot \operatorname{tg} \beta = P_1 \cdot \operatorname{ctg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta.$$

Действующие на червяк усилия изображены на фиг. 50.

Угол наклона витка червяка α для указанного положения ролика согласно обозначениям, приведенным на фиг. 53, будет иметь следующую зависимость

$$\operatorname{ctg} \alpha = \frac{2\pi r}{t}; \quad t = \frac{2\pi R}{z_2} = \frac{2\pi R}{i_1' \cdot z_1};$$

подставив второе уравнение в первое, получим:



Фиг. 53. Схема зацепления глобоидного червяка с роликом вала рулевой сошки.

$$\operatorname{ctg} \alpha = i_1' \cdot z_1 \cdot \frac{r}{R} = 6,3605,$$

откуда $\alpha = 8^\circ 56'$.

В приведенных выражениях имеем:

$R = 5,018 \text{ см}$ — начальный радиус зацепления ролика с червяком,

$r = 1,695 \text{ см}$ — начальный радиус зацепления червяка при положении ролика в середине червяка,

$z_2 = z_1 \frac{n_1}{n_2} = i_1' \cdot z_1 = 18,83$ — число зубьев, которые могут быть расположены на окружности радиуса R ,

$z_1 = 1$ — число витков (ходов) червяка.

Подставив значение угла наклона червяка α в выражения усилий T и S , а также и значение угла наклона β боковых граней витка $\beta = 39^\circ$, получим следующие величины усилий:

$$T = 3242 \text{ кг} \quad \text{и} \quad S = 2625 \text{ кг}.$$

Определение шага червяка приведено для общности случая и не является обязательным при определении действующих усилий T и S . Последние определяются по силовому передаточному числу i_1 , т. е.

$$T = P \cdot i_1 \quad \text{и} \quad S = P \cdot i_1 \cdot \operatorname{tg} \beta.$$

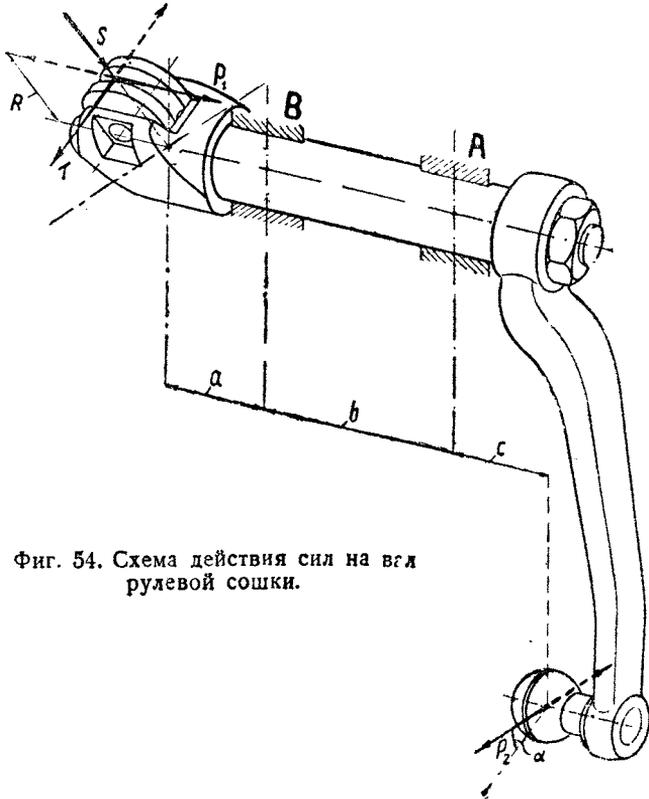
Усилие на шаровом пальце, укрепленном на конце рулевой сошки, равняется:

$$P_2 = P \cdot i_1 \cdot i_2 = 40 \cdot 81,05 \cdot 0,2448 = 794 \text{ кг},$$

где $i_1 = 81,05$ — силовое передаточное число рулевого вала,
 $i_2 = 0,2448$ — силовое передаточное число вала рулевой сошки.

Определение реакций на опорах вала рулевой сошки. На вал рулевой сошки действуют усилия T , S , P_1 и P_2 , приложенные к ролику червяка и шаровому пальцу сошки, изображенные на фиг. 54.

Силы P_1 , S и T расположены в плоскостях, взаимно перпендикулярных, причем силы T и S , перпендикулярные одна другой, лежат в плоскости, пересекающей ось вала.



Фиг. 54. Схема действия сил на вал рулевой сошки.

Сила P_2 , действующая на шаровом пальце сошки, направлена под некоторыми углами по отношению к силам S и T , и на фиг. 54 она составляет угол α с направлением силы T .

Для расчета вала необходимо все действующие силы разложить на силы, расположенные в плоскостях, взаимно перпендикулярных.

Для упрощения вычислений условно называем одну плоскость, проходящую через ось вала и силу S вертикальной плоскостью, а плоскость, ей перпендикулярную и проходящую через ось вала и параллельно силе T , условимся называть горизонтальной плоскостью.

Согласно обозначениям, указанным на фиг. 54, реакции на опорах A и B будут иметь следующие выражения:

Реакции на опору A :

горизонтальная реакция

$$A_z = \frac{T \cdot a - P_2 \cdot \cos \alpha (b + c)}{b};$$

вертикальная реакция

$$A_s = \frac{S \cdot a \pm P_2 \cdot \sin \alpha (b + c) \mp P_1 \cdot R}{b};$$

истинное значение реакции

$$A = \sqrt{A_z^2 + A_s^2}.$$

Реакции на опору B :

горизонтальная реакция

$$B_z = \frac{T(a + b) - P_2 \cdot \cos \alpha \cdot c}{b};$$

вертикальная реакция

$$B_s = \frac{S(a + b) \pm P_2 \sin \alpha \cdot c \mp P_1 \cdot R}{b};$$

истинное значение реакции

$$B = \sqrt{B_z^2 + B_s^2}.$$

В этих выражениях двойные знаки плюс и минус относятся: верхние знаки к вращению рулевого колеса по часовой стрелке, смотря со стороны водителя, или к повороту автомобиля вправо, а нижние знаки к вращению против часовой стрелки. На фиг. 54 сплошными стрелками обозначены усилия, действующие при повороте рулевого колеса по часовой стрелке, а пунктирными стрелками обозначены усилия, действующие при повороте рулевого колеса в обратную сторону.

Подставив ранее найденные значения усилий P_1 , S , T и P_2 и значения расстояний: $a = 49$; $b = 85$; $c = 59,5$ и $R = 50,18$ мм, получаем значения реакций, величины которых для правого и левого вращения рулевого колеса приведены в табл. 29.

Вал рулевой сошки, как это не трудно убедиться из рассмотрения фиг. 54, находится под действием изгиба и кручения от сил T , S , P_1 и P_2 .

Крутящий момент, под действием которого находятся все сечения вала, имеет следующее значение:

$$M_k = T \cdot R = P_2 \cdot l_1 = 16268 \text{ кгсм.}$$

Результирующие изгибающие моменты, имеющие наибольшую величину под опорами A и B , определяются по их состав-

Реакции на опорах вала рулевой сошки

	Реакции на опору A кг			Реакции на опору B кг		
	A_z	A_θ	A	B_z	B_θ	B
Правое вращение . .	737	1947	2082	4645	4140	6222
Левое вращение . .	737	1079	1307	4645	4137	6220

вляющим в горизонтальной и вертикальной плоскостях для правого и левого вращения по выражениям:
под опорой A

$$M_{uA} = \sqrt{M_{Az}^2 + M_{A\theta}^2} = \sqrt{(P_2 \cdot \cos \alpha \cdot c)^2 + (P_2 \cdot \sin \alpha \cdot c)^2};$$

под опорой B

$$M_{uB} = \sqrt{M_{Bz}^2 + M_{B\theta}^2} = \sqrt{(S \cdot a + P_1 \cdot R)^2 + (T \cdot a)^2}.$$

Очевидно, что наибольшие значения изгибающих моментов получаются при левом вращении рулевого колеса.

Интересующие нас моменты равны:

$M_{uA} = 4722$ кгсм, $M'_{uB} = 18935$ кгсм, $M''_{uB} = 22140$ кгсм, где M'_{uB} — относится к правому вращению рулевого колеса, а M''_{uB} к левому.

Наибольшие величины напряжений изгиба и кручения, а также и величины наибольших касательных и наибольших главных напряжений будут иметь следующие значения:

Сечение под опорой A:

$$\sigma' = \frac{M_{uA}}{W_u} = 1120 \text{ кг/см}^2; \quad \tau' = \frac{M_\kappa}{W_\kappa} = 1932 \text{ кг/см}^2;$$

$$(\rho_t)_{\max} = \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma')^2 + 4(\tau')^2} = 2011 \text{ кг/см}^2;$$

$$\rho_{\max} = \frac{1}{2} [\sigma' + \sqrt{(\sigma')^2 + 4(\tau')^2}] = 2571 \text{ кг/см}^2.$$

Сечение под опорой B:

$$\sigma' = \frac{M''_{uB}}{W_u} = 5255 \text{ кг/см}^2; \quad \tau' = \frac{M_\kappa}{W_\kappa} = 1932 \text{ кг/см}^2;$$

$$(p_t)_{\max} = \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma')^2 + 4(\tau')^2} = 3261 \text{ кг/см}^2;$$

$$p_{\max} = \frac{1}{2} [\sigma' + \sqrt{(\sigma')^2 + 4(\tau')^2}] = 5888 \text{ кг/см}^2.$$

В этих выражениях $W_u = 4,21 \text{ см}^3$ и $W_k = 8,42 \text{ см}^3$ — соответственно моменты сопротивления на изгиб и на кручение сечений под опорами A и B , при диаметре вала $d = 3,5 \text{ см}$.

Опоры A и B вала рулевой сошки. Напряжения смятия опор A и B вала рулевой сошки по найденным величинам максимальных действующих на них реакций определяются из выражений:

опора A

$$\sigma_d = \frac{A}{F_1} = \frac{2082}{12,6} = 165 \text{ кг/см}^2,$$

опора B

$$\sigma_d = \frac{B}{F_2} = \frac{6222}{12,6} = 493 \text{ кг/см}^2,$$

где $F_1 = F_2 = 12,6 \text{ см}^2$ — проекции поверхностей смятия втулок опор A и B .

При определении напряжений величины реакций на опорах берем максимальные.

Полученные повышенные значения напряжений смятия на опорах вала рулевой сошки, особенно на опоре B , вызывают большой износ втулок. Появляющийся вследствие этого зазор между втулками и валом нарушает точную регулировку червяка с роликом, которая необходима в зацеплении.

Применение игольчатых подшипников может устранить повышенный износ и сохранить правильность зацепления.

Ось ролика червяка. Осью ролика находится под действием результирующей силы от сил P_1 и S и согласно фиг. 50 и 54 равной

$$Q = \sqrt{P_1^2 + S^2} = \sqrt{510^2 + 2625^2} = 2888 \text{ кг.}$$

Расчет оси ведем на смятие и срез по формулам:

$$\sigma_d = \frac{Q}{d \cdot l} = 858 \text{ кг/см}^2 \quad \text{и} \quad \tau = \frac{4 \cdot Q}{n \cdot \pi \cdot d^2} = 1010 \text{ кг/см}^2,$$

где $d = 1,3 \text{ см}$ и $l = 2,4 \text{ см}$ — соответственно диаметр и рабочая длина оси ролика,

$n = 2$ — число поверхностей среза оси.

Рифты вала рулевой сошки. Ввиду того что появляющийся вследствие деформации деталей люфт вредно отражается на работе рулевого управления, определение напряжений в соединении рулевой сошки с ее валом представляет большой интерес.

Интересующие нас напряжения смятия и среза в рифтах, при помощи которых выполнено соединение сошки с валом, определяем по формулам:

$$\sigma_d = \frac{T \cdot R}{r_0 \cdot s \cdot l \cdot n} = 1711 \text{ кг/см}^2; \quad \tau = \frac{T \cdot R}{r_0 \cdot b \cdot l \cdot n} = 940 \text{ кг/см}^2,$$

где r_0 , b , s и n — согласно фиг. 55 представляют собой средний радиус делительного конуса рифтов, рабочую длину, ширину рифтов по средней окружности делительного конуса, рабочую высоту и число рифтов.

Средний радиус конуса при его рабочей длине $l = 1,9 \text{ см}$ при конусности $k = 6,25\%$ и минимальном делительном диаметре рифтов $d_1 = 3,292 \text{ см}$ определяется из выражения:

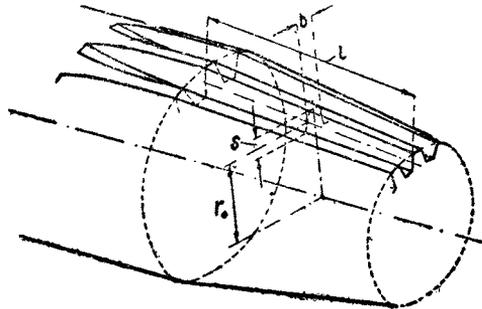
$$r_0 = \frac{1}{2} \left(d_1 + 0,01 \cdot k \cdot \frac{l}{2} \right) = 1,68 \text{ см.}$$

Остальные величины имеют следующие значения:

$$s = 0,08 \text{ см}; \quad n = 36;$$

$$b = 0,146 \text{ см.}$$

Расчет рулевой сошки. От действия шаровой палец сошки силы $P_2 = 794 \text{ кг}$ и изображенной на фиг. 54 сечения сошки, имеющие эллиптическую форму, находятся под одновременным действием изгиба и кручения. Очевидно, что наибольшие



Фиг. 55. Схема вала рулевой сошки с рифтами.

напряжения изгиба будут по концам большей оси сечений, а наибольшие напряжения кручения по концам меньшей их оси. Для определения наибольших касательных и наибольших главных напряжений, имеющих место по концам большей оси сечений, напряжения кручения определяем и в этих точках.

Напряжения изгиба и кручения, а также и наибольшие касательные и наибольшие главные напряжения, определяемые по формулам

$$\sigma' = \frac{P_2 \cdot n}{W_u}; \quad \tau'_1 = \frac{P_2 \cdot m}{W'_k}; \quad \tau'_2 = \frac{P_2 \cdot m}{W''_k};$$

$$(\rho_t)_{\max} = \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma')^2 + 4(\tau')^2} \quad \text{и} \quad \rho_{\max} = \frac{1}{2} \left[\sigma' + \sqrt{(\sigma')^2 + 4(\tau')^2} \right],$$

сводим в табл. 30.

В приведенных выражениях имеем:

$W_u = \frac{\pi}{32} \cdot a^2 b$ — момент сопротивления на изгиб рассматриваемого сечения, определяемый относительно меньшей его оси b :

Напряжения в сечениях рулевой сошки

Сечения	<i>a</i> см	<i>b</i> см	$W_{\text{из}}$ см ³	W'_R см ³	W''_R см ³	<i>m</i> см	<i>n</i> см	Напряжения изгиба σ' кг/см ²	Напряжения кручения по концам меньшей оси τ_1	Напряжения кручения по концам большей оси τ_2	Наибольшая касатель- ная напряжения P_{max}	Наибольшие главные напряжения R_{max}
1	2,84	1,9	1,505	2,01	3,01	3,8	4,0	2113	1515	1003	1456	2510
2	3,35	2,05	2,26	2,765	4,52	4,55	8,5	2985	1307	800	1690	3180
3	3,8	2,3	3,26	3,95	6,52	14,1	8,95	2178	2885	1718	2030	3120
4	4,15	2,5	4,23	5,1	8,46	1,75	18,0	3380	272	164	1695	3385

$W'_R = \frac{\pi}{16} \cdot a \cdot b^2$ — момент сопротивления на кручение рассматри-
ваемого сечения для определения напряжений
кручения по концам меньшей его оси *b*;

$W''_R = \frac{\pi}{16} \cdot a^2 \cdot b$ — момент сопротивления на кручение для опре-
деления напряжений по концам большей оси
сечения *a*;

n и *m* — соответственно плечи для определ-
яющего и крутящего моментов и изображен-
ные для каждого из сечений на фиг. 56.

Шаровые пальцы. Пальцы рулевой сошки и рычага по-
воротной цапфы рассчитываем на смятие и изгиб под действием
силы P_2 , проходящей через их центр. Оба рассчитываемые пальца
изображены на фиг. 57. Проекция поверхности смятия, изобра-
женная на среднем рисунке, представляет собой не полный круг,
и центр тяжести этой поверхности не совпадает с точкой при-
ложения силы. Вследствие этого максимальные напряжения смя-
тия будут отличаться от средних напряжений, определяемых
делением действующей силы на проекцию поверхности смятия.

Не усложняя расчета, но с достаточной для практики точ-
ностью максимальные напряжения смятия определяем делением
силы на симметричную относительно последней площадь, изо-
браженную на среднем рисунке фиг. 57 штриховкой, по формуле:

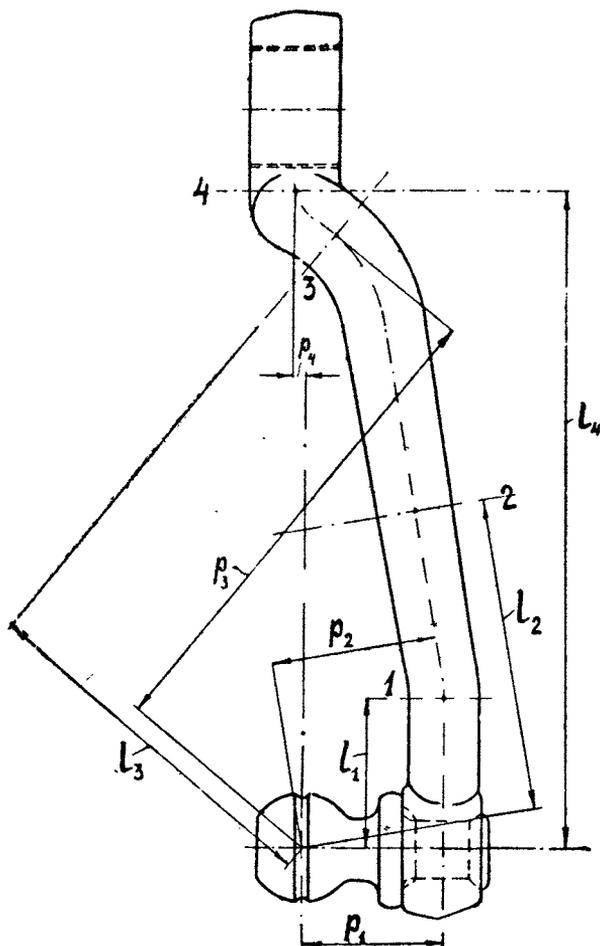
$$\sigma_d = \frac{P_2}{r^2 \left[\pi \left(1 - \frac{\alpha}{180} \right) + \sin \alpha \right]} = 177 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение изгиба определяем в наименьших и наиболее
удаленных от действующей силы сечениях, обозначенных на ле-
вом и правом рисунках.

Палец сошки, изображенный справа на фигуре

$$\text{сечение 1 } \sigma' = \frac{P_2 \cdot l}{W} = 4145 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2},$$

где $l = 2,1 \text{ см}$; $W = 0,4025 \text{ см}^3$.



Фиг. 56. Рулевая сошка с расчетными сечениями.

Палец рычага поворотной цапфы, изображенный слева на фиг. 57.

Сечение 1:

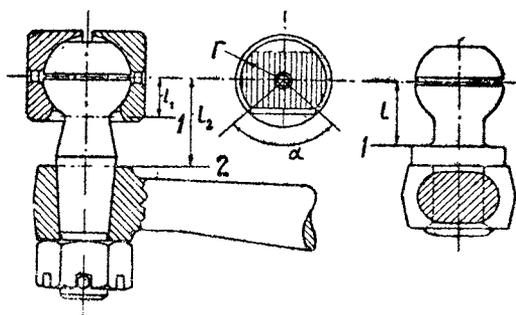
$$\sigma'_1 = \frac{P_2 \cdot l_1}{W_1} = 2875 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2},$$

сечение 2:

$$\sigma'_2 = \frac{P_2 \cdot l_2}{W_2} = 2935 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2},$$

где $l = 1,2 \text{ см}$, $l_2 = 2,9 \text{ см}$, $W_1 = 0,332 \text{ см}^3$ и $W_2 = 0,785 \text{ см}^3$.

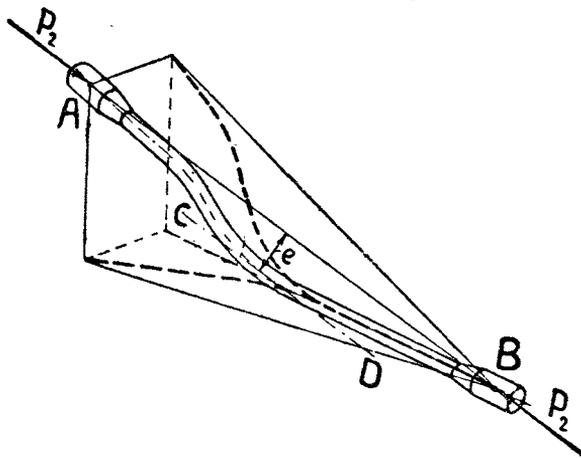
Расчет продольной рулевой тяги. В связи со значительной длиной продольной тяги и кривой формой ее оси расчет тяги сводится к определению запаса надежности против продольного изгиба.



Фиг. 57. Шаровые пальцы сошки и рычага поворотной цапфы с расчетными сечениями.

На фиг. 58 дано пространственное изображение продольной тяги, имеющей кривизну в двух плоскостях, проекции которой изображены жирными пунктирными линиями. Силы P_2 , действующие на продольную тягу, приложены в точках A и B и направлены по прямой их соединяющей.

От действия сил P_2 тяга будет работать на сложное сопротивление сжатия и изгиба. Очевидно, что наибольшее сложное напряжение будет в сечении, наиболее удаленном от прямой AB .



Фиг. 58. Схема действия сил на продольную рулевую тягу.

Величину сложного напряжения определяем по выражению:

$$\sigma_d = P_2 \left(\frac{1}{f} + \frac{e}{W_u} \right) = 3457 \text{ кг/см}^2,$$

где $e = 7,3 \text{ см}$ — расстояние от прямой AB до касательной CD к кривой части оси тяги,

$$W_u = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} = 1,79 \text{ см}^3 \text{ — момент сопротивления на изгиб,}$$

$$= \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) = 3,61 \text{ см}^2 \text{ — площадь поперечного сечения тяги.}$$

Напряжение сжатия, при котором получается продольный изгиб, определяется из выражения:

$$\sigma_k = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{L^2 \cdot f} = \frac{\pi^2 (D^3 + d^2) \varepsilon}{16 \cdot L^2} = 2625 \text{ кг/см}^2.$$

В последнем выражении модуль упругости E принимаем равным $E = 2\,200\,000 \text{ кг/см}^2$:

$L = 75,7 \text{ см}$ — расчетная длина тяги между точками A и B ,
 $D = 2,8$ и $d = 1,8 \text{ см}$ — наружный и внутренний диаметры сечения тяги.

Отношение найденных напряжений: напряжения при продольном изгибе σ_k и сложного напряжения σ_d дает нам запас надежности, равный

$$\delta = \frac{\sigma_k}{\sigma_d} = \frac{2625}{3457} = 0,76.$$

Величина запаса надежности, меньшая единицы, показывает, что, при действии силы $P_2 = 794 \text{ кг}$, продольная тяга будет получать изгиб.

Расчет пружин продольной тяги

Под действием силы $P_2 = 794 \text{ кг}$ одна из пружин продольной рулевой тяги, при упоре шаровой чашки в ограничитель, сжимается до длины $l = 23 \text{ мм}$, при которой усилие пружины равно $P'_2 = 277 \text{ кг}$.

Напряжение кручения от этой силы равняется

$$\tau' = \frac{8P'_2 \cdot D}{\pi \cdot d^3} = \frac{8 \cdot 277 \cdot 2,4}{\pi \cdot 0,6^3} = 7840 \text{ кг/см}^2,$$

где $D = 2,4 \text{ см}$ — средний диаметр витков пружины,

$d = 0,6 \text{ см}$ — диаметр проволоки пружины.

Рычаги поворотных цапф. Момент силы, приложенной к штурвалу, в одном случае — при повороте колес на месте, преодолевает: момент трения всех шарниров рулевого управления, момент, необходимый для подъема передка автомобиля благодаря наклону шкворней вбок, и моменты сопротивления колес повороту.

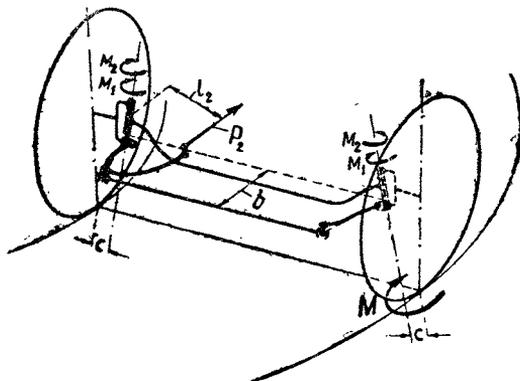
Во втором случае, при движении автомобиля, кроме перечисленных сопротивлений первого случая, указанный момент преодолевает еще жирокопические моменты колес при их поворачивании около оси шкворней.

В этом же случае, кроме сил, действующих от штурвала на детали рулевой трапеции, действуют моменты сил сопротивления качению колес. Действие моментов от всех перечисленных сил для второго случая схематически изображено на фиг. 59.

Здесь знаком M_1 обозначена сумма всех моментов, действующих обратно повороту колес, т. е. момент трения всех шарниров, момент от подъема передка автомобиля, жирокопические моменты колес и моменты сопротивления колес повороту.

Знаком M_2 обозначены моменты от сил сопротивления качению колес по дороге. Как видно из фигуры, рычаги поворотных цапф находятся под нагрузкой различных по величине моментов от действующих на них сил.

Наконец, возможен третий случай расчета, когда одно из колес попадает в колею, из которой нужно выехать. Этот случай вполне может иметь место в действительности и является наиболее тяжелым для работы деталей рулевого управления.



Фиг. 59. Схема действия сил при повороте управляемых колес автомобиля.

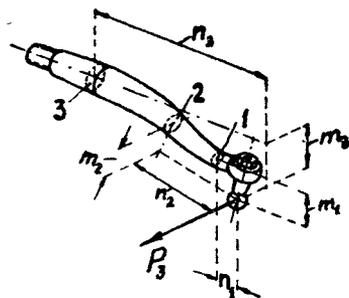
При этом считаем, что действующий момент от штурвала преодолевает сопротивление одного колеса и для возможности распространения этого случая расчета на все детали рулевой трапеции указанный момент должен преодолевать сопротивление правого колеса, обозначенное на фиг. 59 знаком M .

Согласно фиг. 59 на шаровый палец рычага правой поворотной цапфы действует сила, равная:

$$P_3 = P_2 \frac{l_2}{b} = 794 \cdot \frac{20,5}{17,9} = 910 \text{ кг},$$

где $P_2 = 794 \text{ кг}$ — усилие, действующее от шарового пальца рулевой сошки,
 $l_2 = 20,5 \text{ см}$ и $b = 17,9 \text{ см}$ — плечи приложения сил P_2 и P_3 от оси поворота колес и изображенные на фиг. 47, 49 и 59.

Рычаг правой поворотной цапфы. Сечения этого рычага, имеющего изогнутую форму, меняются от эллиптического в начале до круглого в конце, в месте крепления его к поворотной цапфе. В связи с этим судить о степени напряженности отдельных сечений чрезвычайно трудно, и расчет производится для нескольких сечений.



Фиг. 60. Схема действия сил на рычаг правой поворотной цапфы.

На фиг. 60 изображен рычаг, на шаровом пальце которого действует сила $P_3 = 910 \text{ кг}$. Из этой фигуры видно, что каждое из обозначенных сечений 1, 2 и 3 рычага находится под действием изгибающего момента, равного $P_3 \cdot n$ и крутящего момента, равного $P_3 \cdot t$.

Наибольшие напряжения изгиба для сечений эллиптической формы для данного рычага имеют место по концам большей

оси, а наибольшие напряжения кручения — по концам малой оси, где напряжения изгиба равны нулю.

Для определения наибольших касательных и наибольших главных напряжений в указанных сечениях напряжения кручения определяются и по концам большей оси. Напряжения изгиба и кручения, а также наибольшие касательные и главные напряжения определяются по формулам, приведенным в расчете рулевой сошки.

Получаемые по этим выражениям значения напряжений приведены в табл. 31.

Таблица 31

Напряжения в сечениях рычага правой поворотной цапфы

Сечения	a см	b см	$W_{из}$ см ³	W'_k см ³	W''_k см ³	m см	n см	Напряжения изгиба σ' кг/см ²	Напряжения кручения по концам меньшей оси τ_1	Напряжения кручения по концам большей оси τ_2	Наибольшие касательные напряжения (ρ) _{max} кг/см ²	Наибольшие главные напряжения ρ_{max} кг/см ²
1	2,3	1,6	0,83	1,156	1,66	4,15	2,8	2995	3185	2220	2675	4170
2	2,65	2,3	1,587	2,753	3,174	3,75	9,28	5200	1210	1050	2800	5395
3	$d=2,8$	—	2,158	4,316	4,316	5,3	16	6600	1090	1090	3480	6770

Шаровые пальцы поперечной рулевой тяги. Крепление поперечной тяги с пальцами рычагов выполнено при помощи самоустанавливающихся соединений типа Thompson, одно из которых изображено на фиг. 61. Здесь два сухаря 1 образуют своими внешними поверхностями цилиндрическую поверхность, а внутренними — шаровую, причем ось цилиндрической поверхности не проходит через центр шара, образуя таким образом два клина.

Оба сухаря, охватывающие шар пальца, вместе с последним вставляются в цилиндрическую втулку головки 2 поперечной тяги.

В сверления утолщенных концов вставляются концы пружины 3, стремящейся раздвинуть сухари, заклинивая с некоторой силой шар пальца в головке тяги.

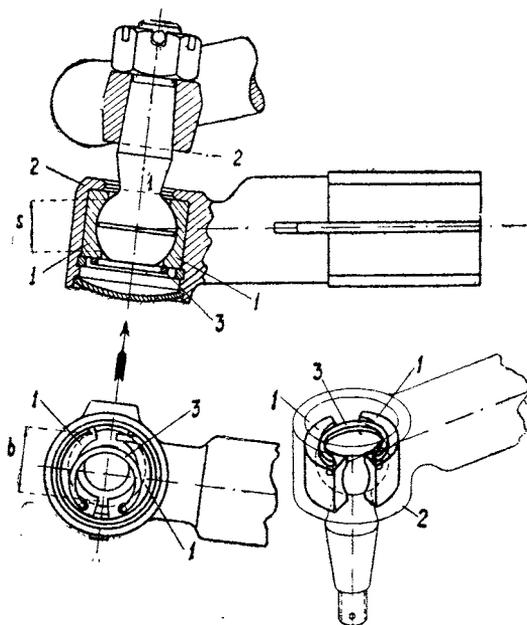
В отверстие с одной стороны втулки 2 ввертывается масленка, а с противоположной этому отверстию стороны, с внутренней стороны втулки (головки), закладывается шпонка для предупреждения смещения сухарей в неправильное положение.

Появляющийся зазор между сухарями и шаром пальца при износе их поверхностей автоматически уничтожается подтяжкой сухарей при помощи пружины 3.

*

Напряжение смятия сухарей с шаровыми поверхностями пальцев определяется по выражению:

$$\sigma_d = \frac{P_3}{f} = \frac{964}{4} = 222 \text{ кг/см}^2,$$

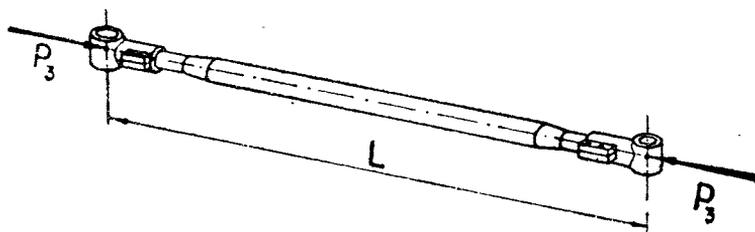


Фиг. 61. Самоустанавливающееся шаровое соединение и шаровые пальцы поперечной тяги.

Действие сил на поперечную тягу изображено на фиг. 62. Для этой тяги, имеющей прямую форму, напряжение сжатия равняется:

$$\sigma_d = \frac{P_3}{f} = \frac{964}{3,02} = 300 \text{ кг/см}^2,$$

где $f = 3,02 \text{ см}^2$ — площадь поперечного сечения тяги.



Фиг. 62. Схема действия сил на поперечную тягу.

где $f = s \cdot b = 4 \text{ см}^2$ — проекция поверхности смятия.

Пальцы поперечной тяги имеют такие же размеры, как палец продольной тяги, следовательно, напряжения изгиба изменятся в отношении действующих сил, т. е. в $\frac{P_3}{P_2} = 1,14$ раза.

Сечение 1 $\sigma'_1 = 1,14 \cdot 2875 = 3295 \text{ кг/см}^2$.

Сечение 2 $\sigma'_2 = 1,14 \cdot 2935 = 3360 \text{ кг/см}^2$.

Поперечная рулевая тяга. Поперечную тягу точно так же, как и продольную, рассчитываем на продольный изгиб.

Напряжение сжатия, при котором получается продольный изгиб тяги, равняется:

$$\sigma_k = \frac{\pi^2 \cdot \varepsilon \cdot J}{L^2 \cdot f} = \frac{\pi^2 (D^2 + d^2) \varepsilon}{16 \cdot L^2} = 1034 \text{ кг/см}^2,$$

где $\varepsilon = 2\,200\,000 \text{ кг/см}^2$ — модуль упругости,

$L = 124,6 \text{ см}$ — расчетная длина тяги,

$D = 2,8 \text{ см}$ и $d = 2,0 \text{ см}$ — наружный и внутренний диаметры среднего сечения тяги.

Делением найденных напряжений σ_k и σ_d получим запас надежности тяги, равный

$$\delta = \frac{\sigma_k}{\sigma_d} = \frac{1034}{300} = 3,45.$$

Рычаг левой поворотной цапфы. На левый рычаг, изображенный на фиг. 63, действуют силы: $P_2 = 794 \text{ кг}$ от продольной рулевой тяги и $P_3 = 910 \text{ кг}$ от поперечной тяги.

При указанном на фиг. 63 действии сил, очевидно, наиболее напряженной частью рычага будет участок, расположенный между шаровыми пальцами.

Для установления наиболее опасного сечения при указанном ранее действии сил на колеса просчитываем три сечения, обозначенные на фигуре. Сечение 2, например, находится под действием изгибающего момента, равного:

$$M_u = \sqrt{(P_1 \cdot \cos \alpha \cdot a_2)^2 + (P_2 \cdot \sin \alpha \cdot b_2)^2}$$

и крутящего момента

$$M_k = P_2 \cdot \sin \alpha \cdot a_2.$$

Сечение 3 находится под действием изгибающего момента, равного

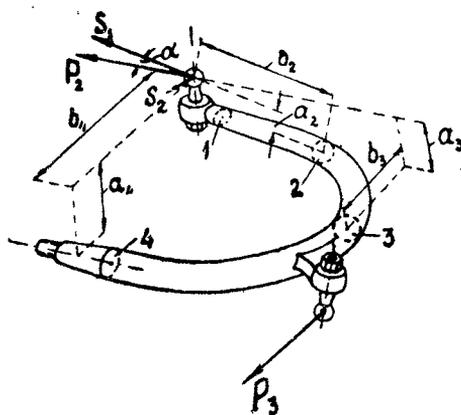
$$M_u = P_2 \cdot b_3$$

и крутящего момента

$$M_k = P_2 \cdot a_3.$$

Выше было принято, что усилие, приложенное к рулевому колесу, преодолевает сопротивление одного правого колеса.

В том случае, когда усилие рулевого колеса преодолевает сопротивление одного левого колеса, необходимо произвести



Фиг. 63. Схема действия сил на рычаг левой поворотной цапфы.

расчет и сечения 4 рычага, находящегося под действием изгибающего момента, равного

$$M_u = P_2 \sqrt{b_4^2 + a_4^2}.$$

Напряжения изгиба и кручения, а также наибольшие касательные и главные напряжения от действия указанных моментов приведены в табл. 32.

Таблица 32

Напряжения в сечениях рычага левой поворотной цапфы

Сечения	По концам большей оси сечений				По концам меньшей оси сечений			
	σ' кг/см ²	τ' кг/см ²	$(p_t)_{\max}$	P_{\max}	σ' кг/см ²	τ' кг/см ²	$(p_t)_{\max}$	P_{\max}
1	755	559	675	1052	5720	803	2970	5830
2	2218	252	1138	2245	—	—	—	—
3	3615	793	1970	3775	—	—	—	—
4	7150	—	—	—	—	—	—	—

Для возможности сравнения этого варианта расчета с расчетами на другие виды нагрузок рулевого управления определим тот момент сопротивления, который преодолевается одним колесом, когда последнее попадает в колею (третий случай нагрузки рычагов поворотных цапф). Нами установлено, что от силы, приложенной к рулевому колесу, равной $P = 40$ кг, на шаровой палец рычага правой поворотной цапфы действует сила, равная $P_3 = 910$ кг и направленная вдоль поперечной тяги.

Момент этой силы, поворачивающей колесо около оси шкворня и преодолевающей момент сопротивления дороги, равняется:

$$M = P_3 \cdot b = 910 \cdot 17,9 = 16\,280 \text{ кгсм.}$$

Момент сопротивления дороги можно отнести к силе сопротивления дороги или к силе трения колеса с дорогой, приложенной в точке касания колеса с последней на расстоянии $c = 3,43$ см до оси шкворня или до оси поворота колеса.

Таким образом интересующая нас сила определится по формуле

$$Q_1 = \frac{M}{c} = \frac{16\,280}{3,43} = 4746 \text{ кг.}$$

Эту силу можно также определить через силовое передаточное число

$$Q_1 = P \cdot i_p = 40 \cdot 118,65 = 4746 \text{ кг.}$$

Прилагая к рулевому колесу усилие $P = 40$ кг, получаем силу на колесе $Q_1 = 5036$ кг, что может быть при выводе колеса из глубокой колеи.

Вариант второй. Расчет рулевого управления на усилия, действующие между колесами и дорогой

Усилия, действующие от дороги на колеса автомобиля, расположены в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Первые представляют собой реакции от веса автомобиля, приходящегося на передние колеса, а вторые силы — силы трения, возникающие во время торможения автомобиля при наличии тормозов на передних колесах.

Кроме того, горизонтальные силы возникают при наезде передних колес в песок, колею и т. д. Вертикальные силы, действующие через рессоры на передний мост и далее через поворотные цапфы на колеса, совсем не нагружают рулевого управления, следовательно, расчет этого варианта производим лишь на горизонтальные силы, действующие от дороги на колеса.

При этом горизонтальное усилие может быть приложено одинаково к обоим колесам или только к одному колесу.

На фиг. 64 изображена передняя ось автомобиля и действующие на нее горизонтальные силы. В точках A оси, в местах крепления рессор действуют силы инерции U или толкающие усилия, а в точках касания колес с дорогой B действуют тормозные силы или силы сопротивления движению Q_2 , направленные обратно движению.

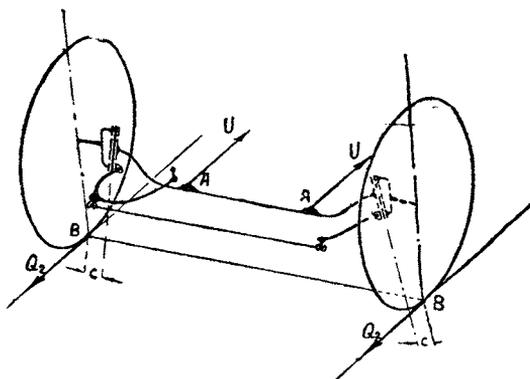
Эти тормозные силы, расположенные на равных расстояниях c от осей шкворней, и нагружают детали рулевого управления.

В первом случае, когда к обоим колесам приложены одинаковые силы, под их нагрузкой находятся только детали рулевой трапеции, т. е. рычаги поворотных цапф, шаровые соединения и поперечная тяга.

Во втором случае, когда усилие приложено к одному из колес, например правому, под его нагрузкой находятся все детали рулевого управления.

Это положение может иметь место, когда одно колесо попало в колею или песок, а также при торможении автомобиля при обрыве троса на одном из передних колес.

Очевидно, что расчет нужно производить на нагрузку второго случая.



Фиг. 64. Схема действия сил на переднюю ось во время торможения автомобиля.

Горизонтальная сила, действующая на одно колесо, для этого случая расчета равняется

$$Q_2 = m_1 \frac{G_1}{2} \varphi = 656 \text{ кг},$$

где $G_1 = 1380 \text{ кг}$ — вес, приходящийся на передние колеса,
 $\varphi = 0,7$ — коэффициент трения между дорогой и колесом,
 $m_1 = 1 + \frac{\varphi \cdot h_g}{L} \cdot \frac{G_a}{G_1} = 1,358$ — коэффициент перераспределения
 веса на передние колеса во время торможения авто-
 мобиля,
 $h_g = 85 \text{ см}$ — высота центра тяжести автомобиля,
 $L = 360,5 \text{ см}$ — база автомобиля.

Имея силу, действующую на колесо, расчет будет идти в обратном направлении, чем это было в первом варианте расчета.

При расчете рычагов поворотных цапф первого варианта расчета мы установили, что усилие, приложенное к рулевому колесу, преодолевает силу сопротивления движению, приложенную к правому же колесу, равную $Q_1 = 4746 \text{ кг}$ и от действия которой нами получены напряжения в деталях рулевого управления. Во втором варианте мы имеем силу, приложенную к правому колесу, равную $Q_2 = 656 \text{ кг}$.

Следовательно, напряжения в деталях рулевого управления при втором варианте изменятся пропорционально изменению действующих сил, т. е. в

$$\frac{Q_2}{Q_1} = 0,138 \text{ раз.}$$

Напряжения в деталях рулевого управления первого и второго вариантов расчета приведены в табл. 33.

Вариант третий. Расчет рулевого управления на усилие, возникающее при наезде колес на препятствие

В этом случае расчета так же, как и в первых двух вариантах, сила может действовать как на оба колеса, так и на одно колесо.

Для распространения этого расчета на все детали рулевого управления считаем, что автомобиль наезжает на препятствие одним колесом.

Действующая на колесо сила определяется из деформации упругой шины. При этом считаем, что максимальная деформация шины не превосходит 25% диаметра ее профиля и определяется из уравнения

$$P = k \cdot \delta = 1320 \text{ кг},$$

где $k = 275 \text{ кг/см}$ — коэффициент упругости шины,
 $\delta = 0,25 \cdot d = 4,8 \text{ см}$ — допускаемая деформация шины,
 $d = 19,2 \text{ см}$ — диаметр профиля шин.

Эта сила, приложенная в точке A колеса фиг. 49, действует на рулевое управление с моментом равным

$$M = P \cdot l = 13\,020 \text{ кгсм},$$

где l — плечо приложения силы определяется из выражения

$$l = a \cdot \cos(\alpha + \beta) = 9,86 \text{ см},$$

$a = 10,0 \text{ см}$ — расстояние до средней плоскости колеса от точки пересечения оси шкворня с осью цапфы,

$\alpha = 1,5^\circ$ — угол наклона оси цапфы,

$\beta = 8^\circ$ — боковой угол наклона оси шкворня.

Для сравнения действия этой силы P с силами первых двух нагрузок заменим ее другой силой Q_3 , приложенной в точке касания колеса с дорогой O и действие которой на детали рулевого управления было бы равновелико действию найденной нами силы P . Величина приведенной силы получится равной

$$Q_3 = P \cdot \frac{l}{c} = 3800 \text{ кг}.$$

Пропорционально отношению сил Q_3 и Q_1 изменятся и напряжения во всех деталях рулевого управления от действия силы этого варианта расчета. Напряжения в деталях этого варианта также приведены в табл. 33.

В табл. 33а приведены максимальные напряжения и запасы прочности деталей рулевого управления.

II. РАСЧЕТ ТОРМОЗОВ

1. Торможение автомобиля

Торможение автомобиля, необходимое для его остановки или уменьшения скорости его движения, представляет собой обращение в работу трения на тормозах живой силы массы автомобиля, которую он имеет при своем движении.

Для безопасной езды на автомобиле последний должен иметь достаточно сильные и надежные тормоза.

Чем быстрее может быть произведено торможение и чем на меньшем расстоянии может быть остановлен автомобиль, тем большей может допускаться для него максимальная безопасная скорость движения.

Торможение, как известно, производится за счет силы трения колес с дорогой.

Кроме тормозного усилия на колесах, на торможение автомобиля влияют: подъемы, сопротивление движению автомобиля, зависящее от состояния дороги, и сопротивление воздуха.

Очевидно, что наихудшие условия торможения для водителя будут на плотной и гладкой дороге, где коэффициент сопротивления качению весьма мал, без подъема и без учета сопротивления воздуха, влияние которого для машин с малой лобовой площадью

Напряжение в деталях рулевого управления

Т а б л и ц а 33

	Синцы штурвала (изгиб)		Рулев. в вал (кручение)		Шпонка штурвала		Шлицы рулевого вала		Опоры вала рулевого сошки (смятие)		Ось ролика червяка		Рифты вала рулевой сошки		Шаровой палец наезд сошки	
	изгиб	смятие	срез	смятие	срез	смятие	срез	смятие	опора А	опора В	срез	смятие	срез	смятие	изгиб	смятие
От усилия на штурвале 40 кг	2985	177	370	934	2154	56	833	165	493	1010	858	940	1711	4145	177	
При торможении	—	—	—	—	—	—	—	23	68	139	118	130	236	572	25	
При наезде на препятствие	—	—	—	—	—	—	—	132	395	809	687	753	1370	3320	141,5	
	Шаровой палец продольной тяги		Продольная рулевая тяга				Шаровые пальцы поперечной тяги				Поперечная рулевая тяга					
	изгиб	смятие	напря-жение	напря-жение	напряж-сжатия	напряж-сжатия при про-должном изгибе	запас устойчивости	изгиб	смятие	напря-жение	напряж-сжатия	напряж-сжатия при про-должном изгибе	запас устойчивости	изгиб	смятие	
От усилия на штурвале 40 кг	405,0	25	477	3157	2625	0,760	3360	222	300	1034	3,45	25,20				
При торможении	2350	141,5	2765	2625	0,950	2685	178	240	1034	4,31						

Продолжение табл. 33

Средняя	Вал рулевой сошки				Рулевая сошка				Рычаг правой поворотной цапфы				Рычаг левой поворотной цапфы			
	нагиб	кручение	наибольшие		нагиб	кручение	наибольшие		нагиб	кручение	наибольшие		нагиб	кручение	наибольшие	
			касательные	главные			касательные	главные			касательные	главные			касательные	главные
1	1120	1932	2011	2571	2113	1515	1456	2510	2995	3185	2675	4170	5720	803	2970	5830
2	5255	1932	3261	5888	2985	1307	1690	3180	5200	1210	2800	5395	2218	252	1138	2245
3	—	—	—	—	2178	2885	2030	3120	6600	1090	3480	6770	3615	793	1970	3775
4	—	—	—	—	3380	272	1695	3385	—	—	—	—	7150	—	—	—
1	155	266	278	354	292	209	201	346	413	440	369	575	789	111	410	805
2	725	266	450	813	412	181	234	439	718	167	386	744	306	25	157	310
3	—	—	—	—	330	398	280	431	911	151	480	935	499	109	372	521
4	—	—	—	—	467	38	234	467	—	—	—	—	987	—	—	—
1	898	1549	1610	2060	1690	1214	1167	2010	2400	2652	2140	3340	4585	643	2378	4675
2	4220	1549	2615	4720	2392	1046	1355	2550	4170	969	2240	4325	1774	202	—	—
3	—	—	—	—	1745	2315	1628	2500	5290	873	2792	5420	2895	635	—	—
4	—	—	—	—	2706	218	1359	2710	—	—	—	—	5725	—	—	—

Максимальные напряжения и запасы прочности в деталях рулевого управления

	Рулевой вал (кручение)	Шаровые пальцы			Вал рулевой сошки (результат пряжения)	Рулевая сошка (результат напряжения)	Рычаги поворот- ных цапф (результат напряжения)	
		сошки	продоль- ной тяги (изгиб)	попереч- ной тяги (изгиб)			правой	левой
Марка материала	1020	3415 А	3415 А	3415 А	1045	5140	1045	1045
Предел упругости k_2/cm^2	5000	—	—	—	5000	8000	5000	5000
Коэффициент крепости k_2/cm^2	7500	—	—	—	8000	9500	8000	8000
От усилия на штурвале 40 k_2	370	4145	2935	3360	5888	3385	6770	7150
Напряжения	13,5	—	—	—	0,85	2,36	0,740	0,70
Запас прочности по пре- делу упругости	20,3	—	—	—	1,36	2,81	1,18	1,120
Запас прочности по ко- эффициенту крепости	—	522	405,0	464	813	468	935	987
При торможении	—	—	—	—	6,15	17,1	5,35	5,07
Напряжения	—	—	—	—	9,84	20,3	8,55	8,11
Запас прочности по пре- делу упругости	—	3320	2350	2685	4720	2710	5420	5725
Запас прочности по ко- эффициенту крепости	—	—	—	—	1,06	2,95	0,922	0,875
При наезде на препятствие	—	—	—	—	1,69	3,51	1,48	1,4

Коэффициент крепости и предел упругости для кручения приняты 0,8 соответствующих величин при растяжении.

и хорошей обтекаемостью при рабочих скоростях торможения небольшое.

При наличии тормозов на всех четырех колесах, что и имеется в конструкции данного автомобиля, максимально возможная сила трения колес с дорогой и общий тормозной момент равняются:

$$Q = G_a \cdot \varphi = 2100 \text{ кг}; \quad M_T = Q \cdot R_k = 80850 \text{ кгсм.}$$

Полный вес автомобиля нами принят $G_a = 3000 \text{ кг}$, коэффициент трения колес с дорогой $\varphi = 0,7$ и радиус колеса с учетом деформации шины $R_k = 38,5 \text{ см}$.

При этом предполагается, что затормаживание одноименных колес (передних или задних) производится с одинаковой силой.

Для наглядного представления водителя об эффективности торможения служат два параметра:

1) время торможения автомобиля от некоторой скорости до полной его остановки,

2) путь торможения автомобиля от некоторой скорости до полной его остановки.

Второй параметр заслуживает наибольшего интереса, так как дает возможность водителю наглядно соразмерять скорость движения с имеющимся перед автомобилем свободным пространством. Для указанных условий при торможении четырьмя колесами время торможения и путь торможения от некоторой начальной скорости автомобиля $V_a \text{ м/сек}$ до полной его остановки определяются соответственно по выражениям:

$$t = \frac{1}{\varphi} \cdot \frac{V_a}{g} \text{ сек.}$$

и

$$S = \frac{1}{\varphi} \cdot \frac{V_a^2}{g} \text{ м.}$$

В этих выражениях как V_a , так и g выражены в м/сек и м/сек^2 .

Принимая коэффициент трения колес с дорогой равным $\varphi = 0,7$, на фиг. 65 изображено изменение времени t и длины пути торможения S в зависимости от начальной скорости, подсчитанные по приведенным формулам.

Тормоза, установленные на колесах, приводятся в действие водителем при помощи системы рычагов. Схема привода на все четыре колеса ножного и ручного тормозов автомобиля ЗИС изображена на фиг. 66.

Здесь от педали 1 усилие через тягу 17 передается к коромыслу 15. Коромысло нижним своим концом укреплено к штоку клапана бустера (сервомеханизма) 16.

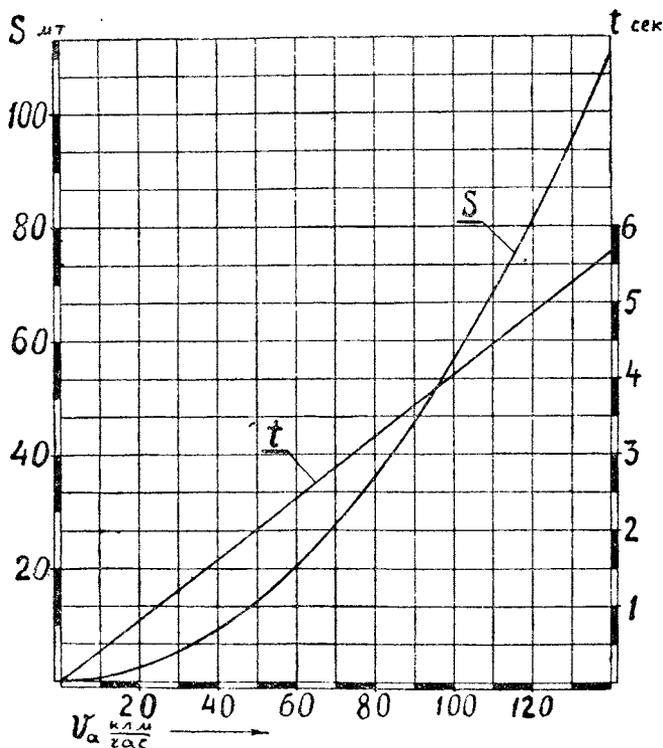
Ниже тяги 17 к коромыслу укрепляется тяга 13, от которой усилие передается к рычагу 14, укрепленному на поперечном валике 10.

Поперечный валик, установленный на лонжеронах рамы на двух подшипниках А и В, имеет на своих концах жестко укреплен-

ные два двуплечих рычага 6—7, от которых идут тросы 9 и 5 соответственно к передним и задним тормозам.

Для усиления действия тормоза в приводе тормозов установлен бустер (сервомеханизм) 3.

Бустер, укрепленный посредством хомутов к раме автомобиля, представляет собой цилиндр, внутри которого ходит поршень. Одна полость цилиндра соединена посредством трубопровода с всасывающей трубой двигателя через клапан бустера 16.



Фиг. 65. Изменение пути и времени торможения автомобиля в зависимости от начальной скорости и торможения.

При торможении автомобиля нижний конец коромысла 15 перемещается вправо при перемещении педали 1 и тяги 17 влево.

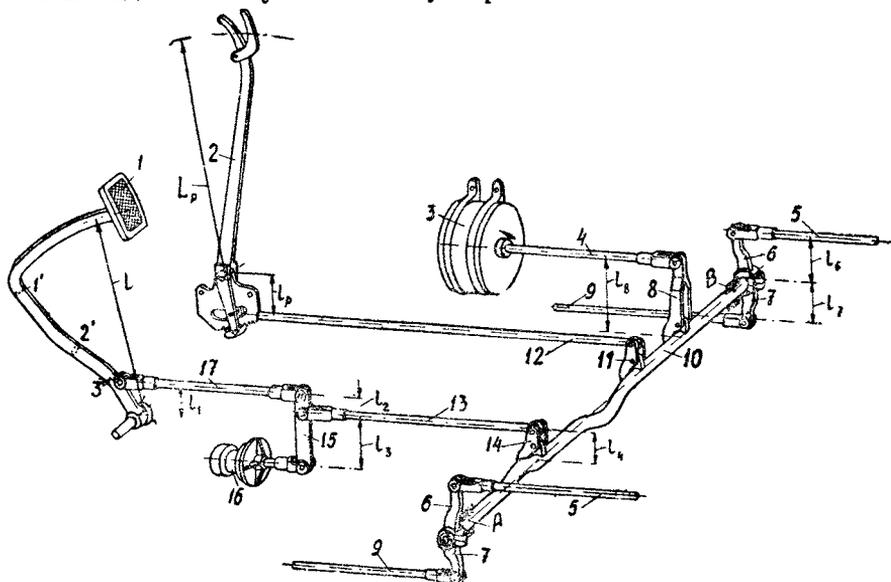
При этом шток с клапаном доходит до гнезда, закрывает отверстие, сообщающееся с атмосферой, и открывает отверстие, сообщающееся с всасывающей трубой двигателя с одной стороны и с полостью бустера — с другой. Таким образом в этот момент бустер включается в действие.

При дальнейшем перемещении педали и тяги 17 влево коромысло 15 поворачивается около оси нижнего своего конца, соединенного со штоком клапана бустера, перемещая при этом тягу 13 также влево.

При отпускании педали шток с клапаном перемещается влево и закрывает отверстие, соединяющее полость бустера с всасывающей трубой двигателя, и открывает отверстие, сообщающее полость с атмосферой. Действие бустера при этом прекращается.

От поршня бустера 3 усилие через тягу 4 передается рычагу 8, установленному на том же поперечном валике, что и рычаг 14 ножного привода.

Таким образом при торможении автомобиля от ноги водителя усилие на поперечном валике складывается из усилия от ноги водителя и усилия от бустера.



Фиг. 66. Схема тормозного привода легкового автомобиля ЗИС.

Для возможности оставить автомобиль в заторможенном состоянии на продолжительное время (остановка на месте, длительный спуск и т. д.) применяется ручной тормоз.

Ручной рычаг 2 (фиг. 66), укрепленный к картеру коробки передач, перемещает тягу 12, один конец которой укреплен к нижнему концу рычага.

Второй конец тяги 12 укреплен к рычагу 11, установленному на том же поперечном валике 10, от которого при помощи двухплечих рычагов и тросов 9 и 5 приводятся в действие те же самые четыре пары колодок, установленные на передних и задних колесах автомобиля.

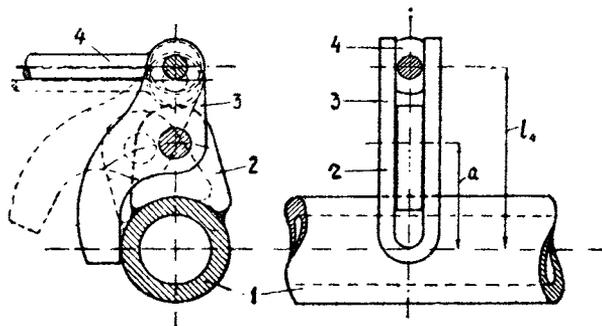
Чтобы одна система привода (ножного или ручного) не препятствовала бы действию другой системы, воздействующей на те же самые колодки тормозов, в этой конструкции применяются рычаги одностороннего действия, установленные на валу привода. Устройство одного из рычагов 14 и 11 изображено на фиг. 67. К трубчатому поперечному валику 1 привариваются

уши 2, к которым шарнирно укрепляются рычаги 3. К верхнему концу такого рычага укрепляется тяга 4, а нижний его конец опирается о валик.

Такое же устройство имеет и рычаг 8 бустера.

Таким образом при перемещении тяги влево рычаг 3, опирающийся о валик, при помощи уха 2 поворачивает вал, а при повороте последнего от другого рычага ухо первого рычага, поворачиваясь вместе с валом против часовой стрелки, имеет возможность перемещения относительно своего рычага. Второе положение валика с ухом относительно рычага на фиг. 67 изображено пунктиром.

Тормоз, к которому подводится усилие посредством троса, имеет следующее устройство.



Фиг. 67. Рычаг одногоронного действия поперечного вала привода тормозов.

На задней оси к фланцам картера, а на передней к фланцам поворотных цапф, укреплены защитные диски, на которых устанавливаются тормозные колодки с разжимным устройством, воспринимающие тормозной момент от колес.

Конструкция разжимного устройства изображена на фиг. 68. Здесь в отверстии 1 защитного диска тормоза укрепляется посредством гайки палец 2, выполненный эксцентричным для регулировки, на заплецики 3 которого свободно одевается приводной рычаг 5. Далее на шейку 4 пальца накладывается своей выемкой между зубцами 6 и 11 разжимной рычаг 12.

Выступ 13 разжимного рычага прилегает к площадке 14 приводного рычага. К шейке 4 указанного пальца прижимаются колодки полукруглыми выемками 8, выполненными в стенках колодок. Затормаживание тормоза производится тросом, одетым на крючок приводного рычага 5.

Приводной рычаг своей площадкой 14, прижимающейся к выступу 13, поворачивает около оси пальца разжимной рычаг 12. Зубец 11 последнего отжимает левую колодку тормоза, изображенную на фигуре, упираясь в ее профиль 10; зубец 6 упирается в профиль правой колодки, не изображенной на фигуре, по которому имеется симметричный профиль на левой колодке, обозначенный цифрой 7.

Как только колодки коснутся тормозного барабана, они увлекаются в сторону его вращения.

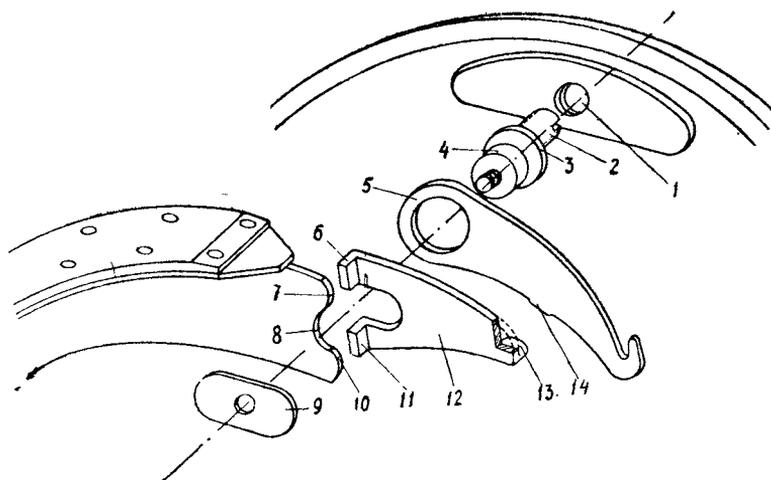
Задняя относительно направления вращения барабана колодка упирается выемкой 8 в палец, служащий для нее неподвижной опорой.

Другие концы колодок соединяются между собой при помощи раздвижного стержня.

На фигуре 69 дана общая конструкция тормоза, установленного на передних колесах, где устройство соединения между колодками изображено отдельно. В колодке выполнена прямая выемка, в которую входит прорез втулки 1 и внутри которой нарезана резьба. Во втулку ввертывается винт 2 с звездочкой.

На другой конец винта (на его шейку) одевается втулочка 3, имеющая также прорезь, заходящую в выемку второй колодки.

Обе колодки стягиваются между собой тремя пружинами 4 и 5.



Фиг. 68. Схема разжимного механизма тормозных колодок.

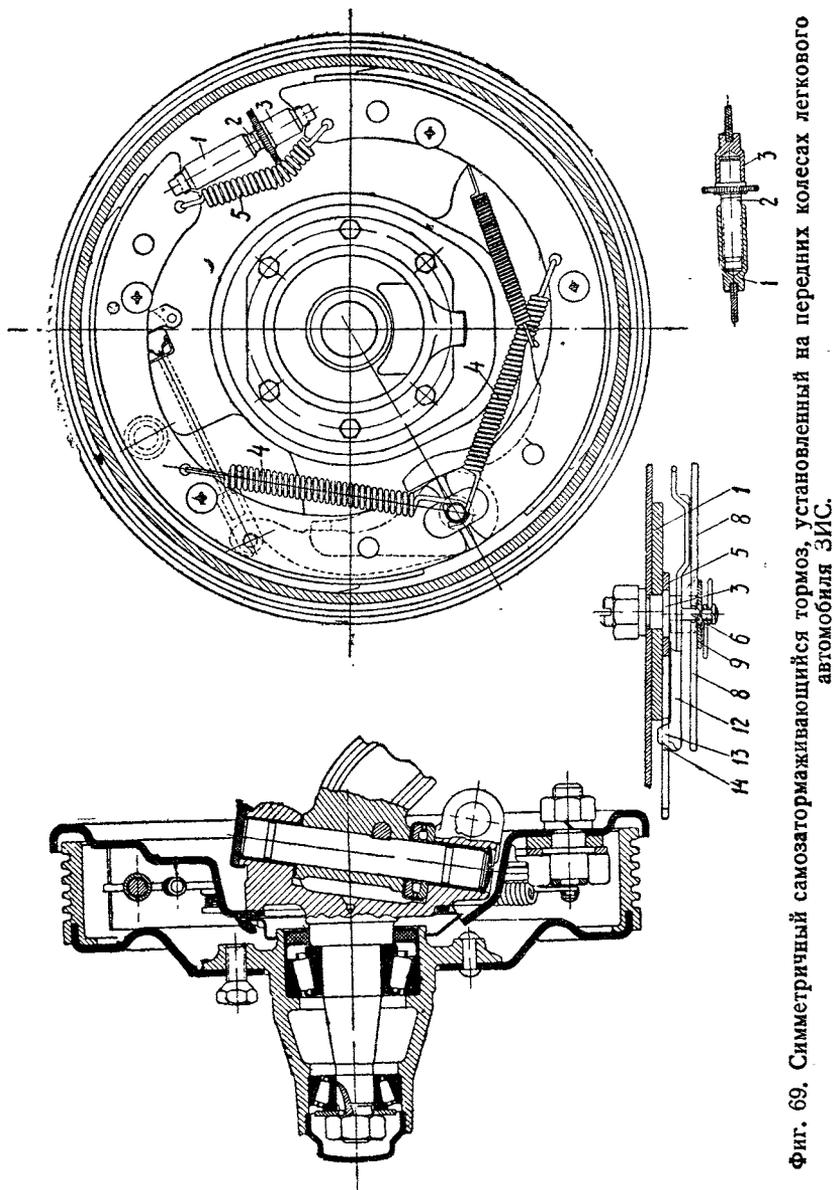
Для правильной работы тормозов при износе тормозной обшивки необходимо соблюдать одинаковый зазор между последними и тормозным барабаном во всех колесах. Регулировка зазора достигается при помощи регулировочного винта, описанного выше и опорного эксцентричного пальца.

При рассмотрении обеих колодок в целом видно, что они в сжатом пружинами состоянии могут свободно качаться на пальце, и, касаясь барабана, производить ненужное притормаживание.

Для устранения этого явления на защитном диске установлены улитки, прижимающиеся к внутренним сторонам полок колодок и изображенные на фиг. 44.

2. Передаточные числа привода тормозов

Передаточное число привода тормозов представляет собой отношение суммы сил, приложенных на колодках тормозов, к силе, приложенной к педали или рычагу тормоза.



Фиг. 69. Симметричный самозатормаживающийся тормоз, установленный на передних колесах легкового автомобиля ЗИС.

Усилие, прилагаемое водителем, передается через целую систему рычагов, благодаря чему в отдельных звеньях привода

действуют разные по величине силы. Поэтому каждый из рычагов или рычажный узел в отдельности будет иметь свое передаточное число, равное отношению плеч приложения сил.

Таким образом общее передаточное число всей системы привода тормозов будет выражаться произведением передаточных чисел отдельных его звеньев.

Передаточное число ножного привода без включения сервомеханизма (бустера)

Согласно обозначениям, принятым на фиг. 66, имеем следующие величины передаточных чисел отдельных звеньев тормозного привода:

а) Педаль 1:

$$i_1 = \frac{L}{l_1} = \frac{33,0}{6,45} = 5,12.$$

б) Коромысло клапана бустера 15:

$$i_2 = \frac{l_2 + l_3}{l_3} = \frac{1,8 + 7,6}{7,6} = 1,24.$$

в) Вал привода тормозов 10. От вала привода усилие передается на передние и задние тормозы. Поэтому передаточное число вала привода необходимо разбить на два передаточных числа: для передних и для задних тормозов.

Рассматривая схему привода, видим, что усилие, подводимое от педали к рычагу 14, распределяется на валу на два двуплечих рычага, плечи каждого из которых имеют разную величину. При отсутствии уравнивателя, т. е. такого устройства, при котором усилия на передние и задние тормоза были бы пропорциональны весам, приходящимся на передние и задние колеса при торможении автомобиля, величина усилий, действующих на концах двуплечих рычагов, зависит исключительно от регулировки тормозов, т. е. от момента начала соприкосновения колодок с барабанами.

При определении усилий P_6 и P_7 на концах рычагов считаем, что тормозные колодки передних и задних тормозов при торможении соприкасаются с тормозным барабаном одновременно и действующие усилия пропорциональны перемещениям концов рычагов 6 и 7. Исходя из этого имеем:

$$\frac{P_6}{P_7} = \frac{l_6 \cdot \sin \alpha}{l_7 \cdot \sin \alpha} = \frac{l_6}{l_7}.$$

Соединяя последнее уравнение с уравнением равновесия:

$$P_2 \cdot l_4 = 2P_6 l_6 + 2P_7 \cdot l_7,$$

найдем интересующую нас зависимость.

Вал привода к передним тормозам:

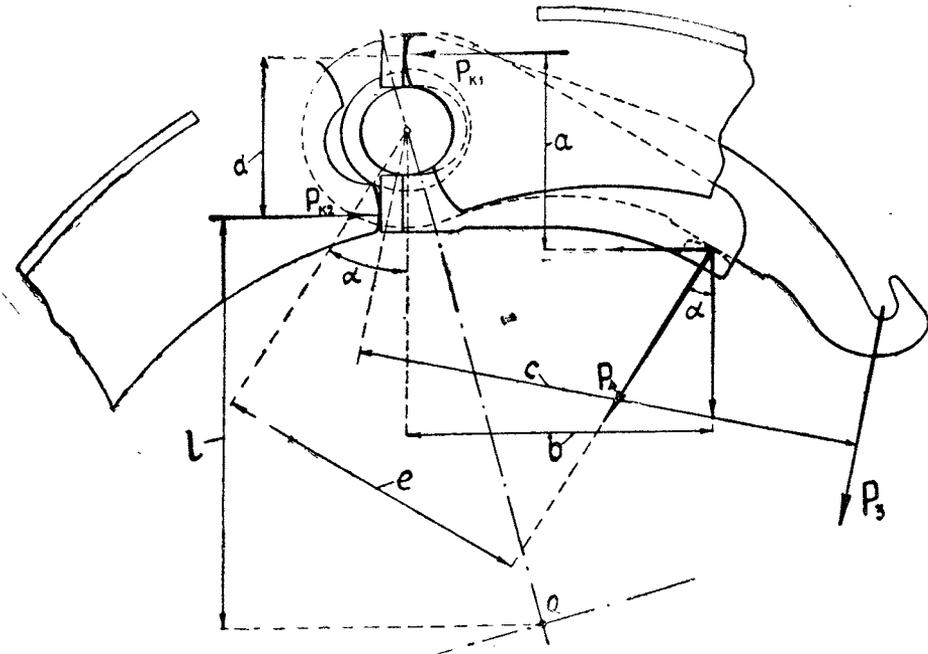
$$i_3 = \frac{P_7}{P_2} = \frac{l_4 \cdot l_7}{2(l_6^2 + l_7^2)} = \frac{6,05 \cdot 5,7}{2(6,5^2 + 5,7^2)} = 0,231.$$

Вал привода к задним тормозам

$$i_4 = \frac{P_6}{P_2} = \frac{l_4 \cdot l_6}{2(l_6^2 + l_7^2)} = \frac{6,05 \cdot 6,5}{2(6,5^2 + 5,7^2)} = 0,264.$$

Входящие в эти выражения силы P_2 , P_6 и P_7 приложены соответственно к концам рычагов 14,6 и 7.

г) Тормозной кулак. Тормозной кулак или разжимной рычаг в тормозах ЗИС по своему устройству отличается от обычно применяемых кулаков, поэтому на определении переда-



Фиг. 70. Схема действия сил на рычагах разжимного механизма и колодках тормоза.

точного числа разжимного рычага следует остановиться подробнее.

Под передаточным числом кулака нужно разуметь отношение суммы сил, действующих на обе разводимые колодки и производящих торможение от этих сил, к силе, действующей на рычаг тормозного кулака.

На фиг. 70 изображено действие сил на рычагах и колодках в заторможенном состоянии тормоза.

Согласно вышеуказанному для разжимного рычага (кулака) этого тормоза передаточным числом будет называться отношение силы, действующей на левой, согласно фиг. 70, подвижной

колодке и производящей торможение, к силе, действующей на приводном рычаге, и будет иметь выражение:

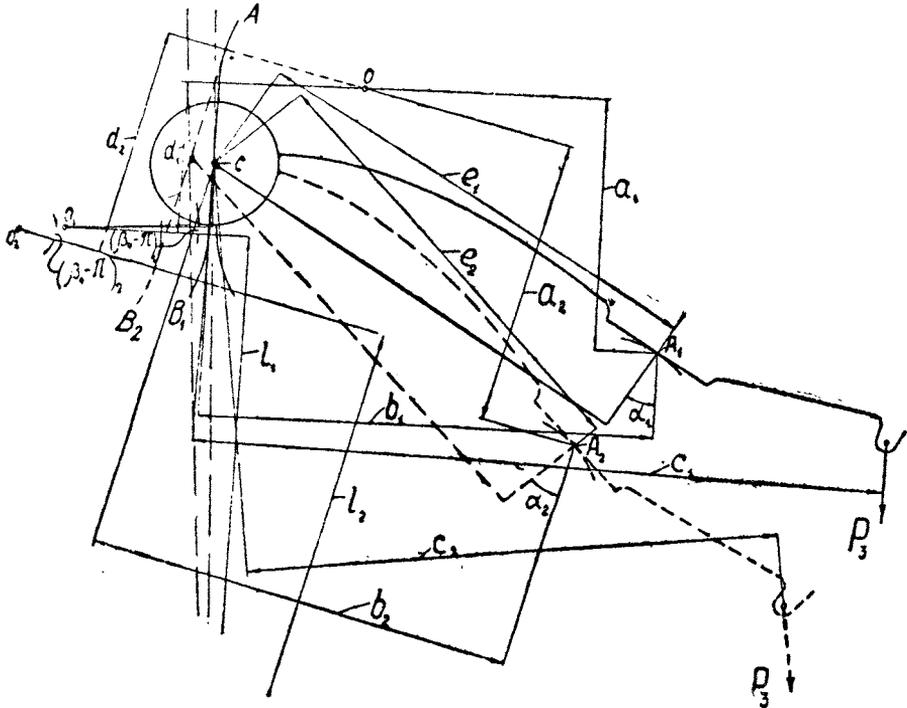
$$i_k = \frac{P_{k2}}{P_3}$$

Из уравнений равновесия разжимного и приводного рычагов находим:

$$P_{k2} = P_4 \frac{b \cdot \cos \alpha + a \cdot \sin \alpha}{d}$$

и

$$P_4 = P_1 \cdot \frac{c}{e}$$



Фиг. 71. Графическое определение передаточного числа разжимного механизма самозатормаживающегося тормоза.

Решая их совместно, получаем:

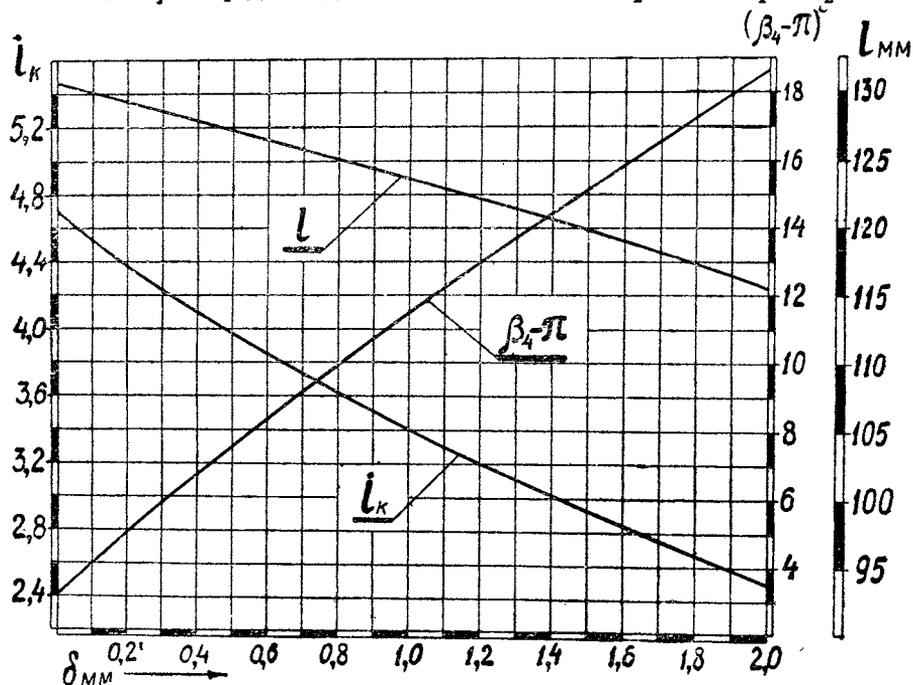
$$i_k = \frac{P_{k2}}{P_3} = \frac{c}{e \cdot d} (b \cdot \cos \alpha + a \cdot \sin \alpha)$$

Аналитическое определение передаточного числа этого кулака имеет весьма сложную зависимость. Значительно проще интересующую нас зависимость можно определить графически. На фиг. 71 указан способ этого определения. В увеличенном масштабе строится профиль A правой (принятой нами на фиг. 68 и 70 неподвижной) колодки, описанный из центра O.

При поворачивании разжимного рычага левая колодка перемещается: по окружности тормозного барабана и в радиальном направлении на величину, зависящую от зазора между колодками и тормозным барабаном.

На фиг. 71 изображены положения левой колодки, разжимного и приводного рычагов, а также и силы P_3 , действующей на крючок последнего, соответствующие двум различным зазорам.

Здесь дуга A , описанная из центра O , представляет собой рабочую часть профиля правой колодки. К этой части профиля прижимается верхний зуб разжимного рычага. Дуга B_1 , описанная из центра O_1 для одного положения и B_2 из центра O_2 для



Фиг. 72. Изменение передаточного числа разжимного механизма в зависимости от зазора между колодками и барабаном самозатормаживающегося тормоза.

другого положения, представляет собой профиль левой колодки, к которой прижимается нижний зуб разжимного рычага.

Точка A_1 для одного положения и точка A_2 для другого положения этого рычага представляет собой точку соприкосновения разжимного и приводного рычагов.

Направление силы P_3 соответствует направлению троса от рычага к отверстию в защитном диске тормоза.

Расстояние s_1 или s_2 замеряем как длину перпендикуляра, опущенного из точки поворота s (центра пальца) приводного рычага, на направление силы P_3 . Расстояние b_1 или b_2 представляет собой длину перпендикуляра, опущенного из той же точки

поворота c приводного рычага на прямую, проведенную из точки A_1 или A_2 нормально касательной к дугам A и B_1 или A и B_2 .

Расстояние a_1 или a_2 есть расстояние от точки A_1 или A_2 до перпендикуляра, опущенного из точки O на касательные к дугам A и B_1 или A и B_2 . Расстояние d_1 или d_2 представляет собой расстояние между перпендикулярами, опущенными из точек O и O_1 или O_2 на касательные к дугам A и B или A_1 и B_1 .

Расстояние e_1 или e_2 есть расстояние от точки поворота приводного рычага c до перпендикуляра к поверхностям соприкосновения рычагов в точке A_1 или A_2 .

Ряд таких последовательных построений дает возможность определить графически необходимые величины для определения изменения передаточного числа в зависимости от зазора между колодками и тормозным барабаном.

Это изменение передаточного числа изображено кривой i_k на фиг. 72.

Принимаем, что после некоторой работы тормозов зазор между колодками и барабаном равняется $\delta = 0,8$ мм, чему соответствует передаточное число кулака по диаграмме равное:

$$i_k = 3,62.$$

3. Определение усилий в тормозах

Силы, действующие на колодки тормозов.

Имея передаточные числа отдельных звеньев привода, i_1, i_2, i_3, i_4 и i_k , между усилием, прилагаемым к педали S , и усилиями на подвижных колодках передних и задних тормозов при одновременном их соприкосновении с барабанами, обозначив их через P_{k1} и P_{k2} , получим следующую зависимость:

передние тормоза

$$P_{k1} = S \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot i_k = S \cdot 5,12 \cdot 1,24 \cdot 0,231 \cdot 3,62 = 5,301 \cdot S \text{ кг};$$

задние тормоза

$$P_{k2} = S \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot i_4 \cdot i_k = S \cdot 5,12 \cdot 1,24 \cdot 0,264 \cdot 3,62 = 6,060 \cdot S \text{ кг}.$$

Тормозные моменты на барабанах

Схема тормоза, применяемого на передних и задних колесах автомобиля ЗИС, изображена на фиг. 73.

Для тормоза такой конструкции имеем следующее выражение тормозного момента.

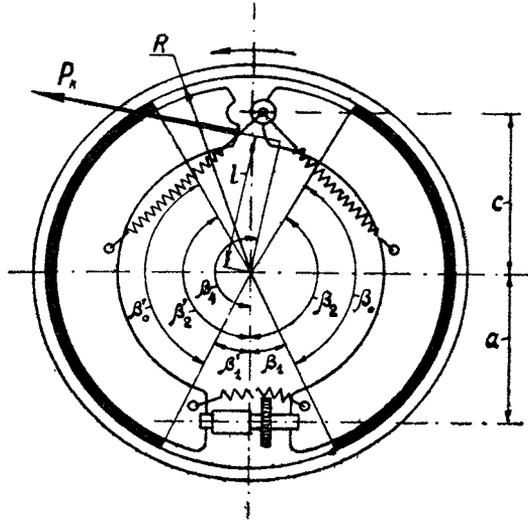
$$M_{\tau} = P_k \left\{ \frac{\mu \cdot R \cdot \beta'_0 [a \cdot \cos(\beta_4 - \pi) - l]}{a \cdot m' - \mu \cdot R \cdot \beta_0} + \frac{l \cdot m' + \mu \cdot R \cdot \beta'_0 \cdot \cos(\beta_4 - \pi)}{a \cdot m' - \mu \cdot R \cdot \beta'_0} \cdot \frac{(c + a) \cdot \mu \cdot R \cdot \beta_0}{c \cdot n + \mu \cdot R \cdot \beta_0} \right\}^1 \quad (168)$$

где

$$m' = \cos \beta'_1 - \cos \beta'_2 + \mu (\sin \beta'_2 - \sin \beta'_1)$$

и

$$n = \cos \beta_1 - \cos \beta_2 + \mu (\sin \beta_2 - \sin \beta_1).$$



Фиг. 73. Схема действия сил для расчета симметричного двухколодочного самозатормаживающегося тормоза.

Для подсчета тормозного момента имеем следующие данные:

$$c = 14,5 \text{ см}; \quad a = 14,2 \text{ см}; \quad R = 18 \text{ см};$$

$$\beta_1 = \beta'_1 = 36^\circ; \quad \beta_0 = \beta'_0 = 111,5^\circ = 1,946 \text{ радиан}$$

и

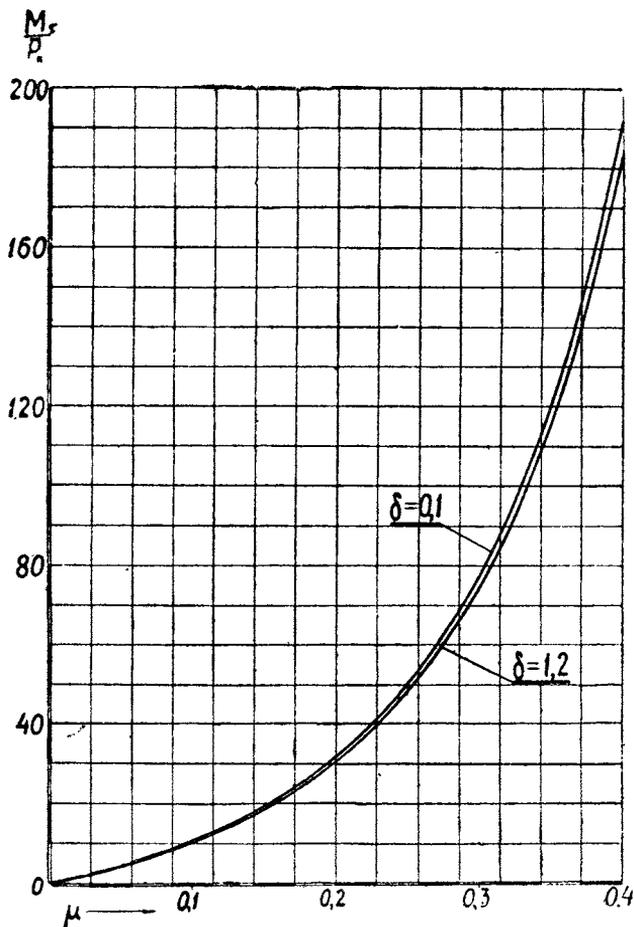
$$\beta_2 = \beta'_2 = 147,5^\circ.$$

После подстановки этих значений выражение тормозного момента примет следующий вид:

$$M_{\tau} = P_k \cdot \frac{35,03 \cdot \mu}{23,464 - 35,7 \cdot \mu} \left\{ 14,2 \cdot \cos(\beta_4 - \pi) + \frac{23,464 + \mu [32,85 + 35,03 \cdot \cos(\beta_4 - \pi)]}{23,96 + 34,3 \cdot \mu} \right\}.$$

¹ Проф. Е. А. Чудаков, Расчет автомобиля, ч. 2, измененная формула № 79.

Входящий в выражение тормозного момента угол $(\beta_4 - \pi)$ и плечо силы P_k , равное l , определяются также графически при определении передаточного числа кулака. Изменение угла $(\beta_4 - \pi)$ и плеча l в зависимости от зазора между колодками и тормозным барабаном изображены на фиг. 72 соответственно кривыми $(\beta_4 - \pi)$ и l . Очевидно, что в зависимости от зазора между тормозными



Фиг. 74. Изменение параметра торможения $\frac{M\tau}{P_k}$ в зависимости от коэффициента трения.

колодками и барабаном, а также и от величины коэффициента трения между ними величина тормозного момента будет переменной.

Подставляя значения угла $(\beta_4 - \pi)$ и плеча l , определяемых по кривым фиг. 72, соответствующие двум зазорам $\delta = 0,1$ мм и $\delta = 1,2$ мм, на фиг. 74 изображено изменение величины $\frac{M\tau}{P_k}$ в зависимости от изменения зазора δ и коэффициента трения μ .

Принимая коэффициент трения между колодками и барабаном, равным $\mu = 0,25$, и при принятом нами зазоре, равным $\delta = 0,8$ мм, по фиг. 74 находим величину $\frac{M_\tau}{P_k}$ равную:

$$\frac{M_\tau}{P_k} = 48,7 \text{ см.}$$

Максимальное усилие на педаль, необходимое для торможения.

Сопоставляя тормозной момент от сил трения колес с дорогой с тормозным моментом на тормозных барабанах колес, получим:

$$M_T = 2 \frac{M_\tau}{P_k} (P_{k1} + P_{k2}).$$

Подставив в это выражение полученную нами величину $\frac{M_\tau}{P_k}$, будем иметь:

$$P_{k1} + P_{k2} = \frac{M_T}{2 \cdot \frac{M_\tau}{P_k}} = \frac{80850}{2 \cdot 48,7} = 830 \text{ кг.}$$

Силы P_{k1} и P_{k2} , действующие на колодки, были нами определены ранее. Подставив их сумму в последнее выражение, получим:

$$5,301 \cdot S + 6,060 \cdot S = 830,$$

откуда

$$S = \frac{830}{11,361} = 74 \text{ кг.}$$

Это усилие получено при условии, что бустер не работает.

При действии бустера максимальное усилие на педаль, необходимое для торможения, уменьшается на величину, определяемую из выражения:

$$S' = S_\sigma \cdot \frac{l_8 \cdot l_3 \cdot l_1}{l_4 (l_2 + l_3) L} = \frac{l_8}{i_1 \cdot i_2 \cdot l_4} \cdot S_\sigma,$$

где l_1, l_2, l_3, l_4, l_8 и L — длины рычагов тормозного привода и изображенные на фиг. 66.

Принимая разрежение в трубопроводе бустера, равное $p = 0,60$ кг/см² при диаметре поршня бустера $D = 15,4$ см, усилие, действующее от бустера, будет равно:

$$S_\sigma = p \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 0,6 \cdot \frac{\pi \cdot 15,4^2}{4} = 112,0 \text{ кг.}$$

При длине рычага бустера, равной $l_8 = 12,55$ см и ранее приводимых данных: $l_4 = 6,05$ см; $i_1 = 5,12$ и $i_2 = 1,24$ разгружающее усилие равно $S' = 36,5$ кг.

Полученное выше значение усилия на педаль, необходимое для торможения, показывает, что торможение автомобиля должно производиться с помощью бустера.

При этом усилие на педаль будет равняться:

$$S_n = S - S' = 74 - 36,5 = 37,5 \text{ кг.}$$

4. Расчет на прочность деталей тормозного привода

Детали тормозного привода рассчитываются на усилие, прилагаемое к педали или к тормозному рычагу.

Максимальные усилия, которые могут быть приложены, считаем равными: к педали 40 кг и к рычагу 30 кг.

Педаля тормоза. Стержень педали, обозначенной на фиг. 66 цифрой 1, имеет изогнутую форму подобно той, какую имеет педаль сцепления, и его сечения находятся под действием изгиба и кручения от силы $S_1 = 40$ кг, приложенной к опорной площадке педали и проходящей вне центра тяжести сечений стержня педали.

В расчете педали сцепления изложен способ определения напряжений изгиба и кручения, а также и наибольших касательных и наибольших главных напряжений, по которым определяемые напряжения в сечениях 1', 2' и 3', обозначенных на педали тормоза фиг. 66, приведены в табл. 34.

Таблица 34

Напряжения в сечениях стержня педали тормоза в кг/см²

Сечения	Размеры сечений		Большая сторона сечений				Меньшая сторона сечений			
	<i>b</i> см	<i>h</i> см	σ'	τ'	$(p_t)_{\max}$	P_{\max}	σ'	τ'	$(p_t)_{\max}$	P_{\max}
1	1,3	1,9	49	73	82	107	45	50	55	78
2	1,5	2,25	71	109	111	147	440	70	231	451
3	1,8	2,5	8	82	92	88	470	76	244	479

Оси, укрепляющие вилки тяги, к педали и к коромыслу клапана бустера.

Усилие, действующее вдоль тяги, равно:

$$P_1 = S_1 \cdot i_1 = 205 \text{ кг.}$$

Напряжения смятия и среза от действия силы P_1 будут соответственно равны

$$\sigma_d = \frac{P_1}{d \cdot n} = 285 \text{ кг/см}^2$$

и

$$\tau = \frac{2P_1}{\pi d^2} = 205 \text{ кг/см}^2.$$

Тяга педали. Напряжение растяжения в сечении тяги по внутреннему диаметру резьбы от действия силы P_1 равно

$$\sigma = \frac{P_1}{f_1} = 603 \text{ кг/см}^2,$$

где $f_1 = 0,34 \text{ см}^2$ — площадь сечения тяги.

Напряжение среза резьбы тяги без учета затяжки контргайки по внутреннему диаметру резьбы равно:

$$\tau = \frac{P_2}{f_2} = 50 \text{ кг/см}^2,$$

где $f_2 = 4,1 \text{ см}^2$ — поверхность среза резьбы.

Коромысло клапана сервомеханизма. При перемещении тяги педали 17 влево по фиг. 66 нижняя точка коромысла перемещается вправо до упора клапана в своем гнезде. После этого нижняя точка является опорой для коромысла, и тяга 13 начинает перемещаться влево.

Наиболее опасным сечением коромысла будет, очевидно, сечение по среднему отверстию.

Напряжение изгиба в этом сечении равно

$$\sigma' = \frac{P_1 \cdot l_2}{W} = 739 \text{ кг/см}^2,$$

где $W = 0,5 \text{ см}^3$ — момент сопротивления на изгиб указанного сечения.

Тяга клапана бустера, обозначенная на фиг. 66 цифрой 13, находится под действием силы P_2 равной

$$P_2 = S_1 \cdot i_1 \cdot i_2 = 40 \cdot 5,12 \cdot 1,24 = 254 \text{ кг.}$$

Так как тяги 13 и 17 имеют одинаковые сечения, то напряжения растяжения и среза в них будут пропорциональны действующим силам.

Для тяги 13 будем иметь:

$$\sigma = 603 \cdot \frac{P_2}{P_1} = 603 \cdot \frac{254}{205} = 747 \text{ кг/см}^2;$$

$$\tau = 50 \cdot \frac{P_2}{P_1} = 50 \cdot \frac{254}{205} = 62 \text{ кг/см}^2.$$

Рычаг вала привода

Обозначенный на фиг. 66 цифрой 14 и изображенный отдельно на фиг. 67 рычаг находится под действием силы $P_2 = 254 \text{ кг}$, действующей вдоль тяги 13.

Сила P_3 , действующая на ось этого рычага, согласно фиг. 67 определится из выражения:

$$P_3 = P_2 \cdot \frac{l_4}{a} = 254 \cdot \frac{60,5}{35,5} = 433 \text{ кг.}$$

Напряжения смятия ушка вала и среза оси от действия силы P_3 получаются равными:

$$\sigma_d = \frac{P_3}{d \cdot m} = 722 \text{ кг/см}^2$$

и

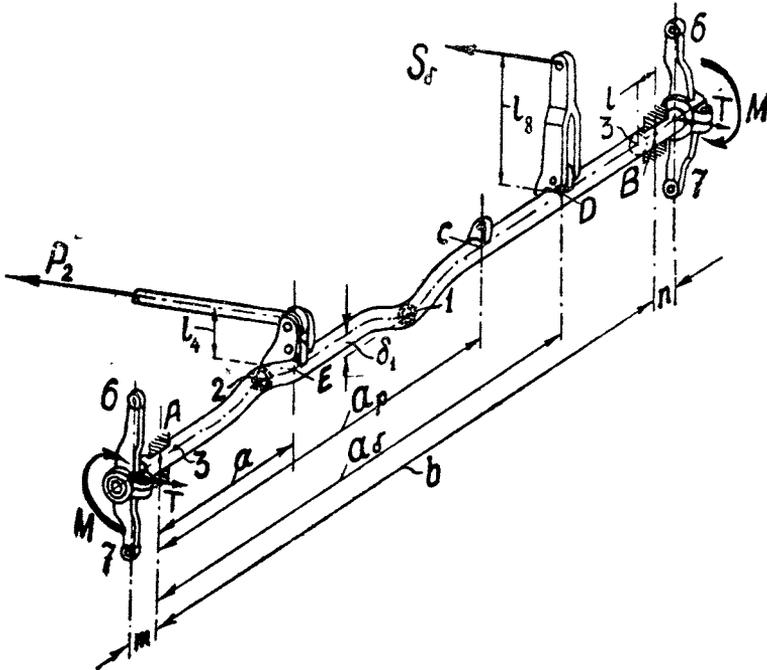
$$\tau = \frac{2 \cdot P_3}{\pi \cdot d^2} = 276 \text{ кг/см}^2.$$

Расчет вала привода тормозов на совместное действие усилий: от ноги водителя и от бустера.

Суммарный крутящий момент на валу привода от указанных усилий согласно обозначениям, приведенным на фиг. 75, равен:

$$M_{0k} = P_2 \cdot l_4 + S_6 \cdot l_8 = S_1 \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot l_4 + S_6 \cdot l_8 = \\ = 40 \cdot 5,12 \cdot 1,24 \cdot 6,05 + 112 \cdot 12,55 = 2942 \text{ кгсм.}$$

Считаем, что этот крутящий момент распределяется поровну по обоим концам вала, на которых укреплены двуплечие рычаги.



Фиг. 75. Схема действия сил на вал привода тормозов.

Из уравнений:

$$M_{0k} = 2 \cdot P_6 \cdot l_6 + 2P_7 l_7$$

и

$$\frac{P_6}{P_7} = \frac{l_6}{l_7}$$

находим силы, действующие на концах 6 и 7 двуплечих рычагов:

$$P_6 = \frac{M_{0k} \cdot l_6}{2(l_6^2 + l_7^2)} = \frac{2942 \cdot 6,5}{2(6,5^2 + 5,7^2)} = 128 \text{ кг}$$

и

$$P_7 = \frac{M_{0k} \cdot l_7}{2(l_6^2 + l_7^2)} = \frac{2942 \cdot 5,7}{2(6,5^2 + 5,7^2)} = 112 \text{ кг.}$$

Сечения участков AE и BD вала, кроме изогнутой части на участке AE , находятся под действием крутящего момента, равного:

$$M = \frac{M_{0k}}{2} = 1471 \text{ кгсм.}$$

Сечения участка ED вала, кроме изогнутой его части, находятся под действием крутящего момента, равного

$$M_{k2} = M - S_6 \cdot l_8 = 1471 - 112 \cdot 12,55 = 66 \text{ кгсм.}$$

Для определения изгибающих моментов, действующих в отдельных сечениях вала, найдем предварительно реакции на опорах A и B от действия сил: $P_2 = 254 \text{ кг}$, приложенной в точке E , $S_6 = 112 \text{ кг}$, приложенной в точке D и двух сил $T = P_6 - P_7 = 16 \text{ кг}$, приложенных по концам вала в точках пересечения его оси с прямыми, соединяющими концы двуплечих рычагов.

Реакция на опоре A :

$$A = \frac{P_2(b-a) + S_6(b-a_6) + T \cdot n - T(b+m)}{b} =$$

$$= \frac{254(93 - 27,1) + 112(93 - 72,5) + 16 \cdot 1,2 - 16(93 + 1,2)}{93} = 188,6 \text{ кг.}$$

Реакция на опоре B

$$B = \frac{S_6 \cdot a_6 + P_2 \cdot a + T \cdot m - T(b+m)}{b} =$$

$$= \frac{112 \cdot 72,5 + 254 \cdot 27,1 + 16 \cdot 1,2 - 16(93 + 1,2)}{93} = 145,4 \text{ кг.}$$

Сечение 1 находится под действием крутящего момента, равного $M_k = M_{k2} + (P_2 - T - A) \cdot \delta_1 = 66 + (254 - 16 - 188,6) \cdot 4,25 = 276 \text{ кгсм}$ и изгибающего момента, равного:

$$M_u = T \left(\frac{b}{2} + m \right) + A \cdot \frac{b}{2} - P_2 \left(\frac{b}{2} - a \right) =$$

$$= 16 \left(\frac{93}{2} + 1,2 \right) + 188,6 \cdot \frac{43}{2} - 254 \left(\frac{93}{2} - 27,1 \right) = 4610 \text{ кгсм.}$$

Сечение 2 находится под действием крутящего момента, равного

$$M_k = M - (T + A) \delta_2 = 1471 - (16 + 188,6) \cdot 3,25 = 776 \text{ кгсм}$$

и изгибающего момента, равного:

$$M_u = T(k+m) + A \cdot k =$$

$$= 16(17,4 + 1,2) + 188,6 \cdot 17,4 = 3580 \text{ кгсм,}$$

где $k = 17,4 \text{ см}$ — расстояние от опоры A до сечения 2.

Сечение 3 находится под действием крутящего момента, равного

$$M_k = M = 1470 \text{ кгсм}$$

и изгибающего момента, равного:

$$M_u = T(m + l) + A \cdot l = 16 \cdot (1,2 + 3,9) + 188,6 \cdot 3,9 = 817 \text{ кгсм.}$$

Напряжения в сечениях 1, 2 и 3 от совместного действия силы ноги водителя, приложенной к педали, и силы бустера приведены в табл. 35.

Таблица 35

Напряжения в сечениях вала привода

Сечения	W_u см ³	W_k см ³	σ' кг/см ²	τ' кг/см ²	$(p_i)_{\max}$ кг/см ²	$(p)_{\max}$ кг/см ²
1	3,44	6,88	1338	40	670	1339
2	3,44	6,88	1040	113	532	1052
3	1,96	3,92	417	375	419	628

Опоры вала привода. Максимальные напряжения смятия в опорах вала при нагрузке на совместное действие сил: от педали $S_1 = 40$ кг и бустера $S_6 = 112$ кг определяются из выражений:

$$\text{опора } A \quad \sigma_d = \frac{A}{f} = \frac{188,6}{6,1} = 31 \text{ кг/см}^2,$$

$$\text{опора } B \quad \sigma_d = \frac{B}{f} = \frac{145,4}{6,1} = 24 \text{ кг/см}^2,$$

где $f = 6,1$ см² — проекция опорной поверхности.

Двуплечий рычаг вала привода. Расчет производим на совместное действие: силы от ноги водителя и силы от бустера.

Усилия на концах рычага, действующих на тросы передних и задних тормозов, равны:
к передним тормозам

$$P_7 = 112 \text{ кг,}$$

к задним тормозам

$$P_6 = 128 \text{ кг.}$$

Оба плеча рычага имеют изогнутую форму, следовательно, их сечения находятся под действием изгиба и кручения.

Способ определения напряжений изгиба и кручения, а также и наибольших касательных и наибольших главных напряжений для такой формы рычага изложен в расчете педали сцепления.

Для шести сечений двуплечего рычага, изображенного на фиг. 76, определяем напряжения изгиба на концах большей оси сечений и напряжений кручения на концах большей и меньшей осей сечений, значения которых приведены в табл. 36.

Наибольшие касательные и наибольшие главные напряжения на концах большей оси сечений, определяемые по ранее приводимым формулам, также приведены в табл. 36.

Тросы к передним и задним тормозам. Расчет производится на совместное действие сил от педали и от бустера.

Тросы состоят из сердечника с $\varnothing 0,08$ см, и навитых на него проволок: 6 шт. с $\varnothing 0,055$ см, 6 шт. с $\varnothing 0,07$ см и 18 шт. с $\varnothing 0,065$ см с общей площадью $f=0,132$ см².

Не учитывая влияния наклона спирали витков проволок, напряжение растяжения определяем по поперечному сечению составляющих трос проволок.

Трос переднего тормоза

$$\sigma = \frac{P_7}{f} = \frac{112}{0,132} = 849 \text{ кг/см}^2.$$

Трос заднего тормоза

$$\sigma = \frac{P_6}{f} = \frac{128}{0,132} = 970 \text{ кг/см}^2.$$

Рычаг ручного тормоза. Обозначенный на фиг. 66 цифрой 2 рычаг рассчитываем на изгиб силой $S_p=30$ кг, действующей от руки водителя.

Наибольшее напряжение изгиба в сечении, проходящем через ось поворота рычага, равняется

$$\sigma' = \frac{S_p \cdot l}{W_u} = \frac{30 \cdot 33}{1,52} = 652 \text{ кг/см}^2,$$

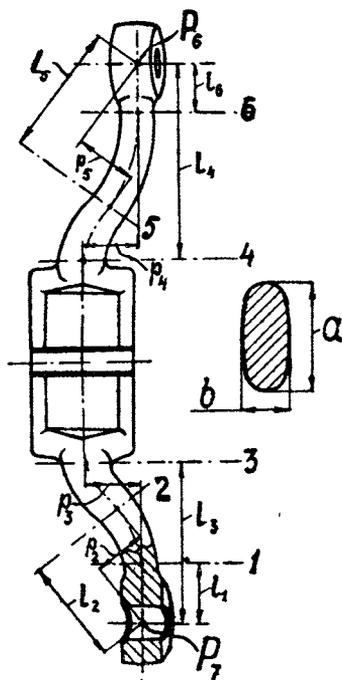
где $W_u = 2 \cdot \frac{bh}{6} = 1,52$ см³ — момент сопротивления на изгиб рассматриваемого сечения.

Ось рычага тормоза. Ось находится под действием суммы сил $S_p=30$ кг и $P_p=129$ кг, приложенных к его концам. Напряжения среза и смятия равны:

$$\tau = \frac{S_p + P_p}{f} = 101 \text{ кг/см}^2,$$

$$\sigma_d = \frac{S_p + P_p}{F} = 265 \text{ кг/см}^2.$$

Максимальные напряжения и запасы прочности приведены в табл. 37.



Фиг. 76. Двуплечий рычаг вала привода тормозов с расчетными сечениями.

Таблица 36
Напряжения в сечениях двулучевого рычага

Сечения	l см	r см	P кг	M _ц кг/см	M _к кг/см	a см	b см	W _ц см ³	W _к ¹ см ³	W _к ^{II} см ³	Напряжения кручения на концах меньшей оси сечений τ кг/см ²	Напряжения на концах большей оси сечений в кг/см ²			
												σ'	τ'	(p) _{max}	p _{max}
1	1,0	0	112	112	—	1,6	0,7	0,176	0,154	0,352	0	637	0	0	637
2	2,1	1,45	112	235	163	2,3	0,85	0,4425	0,326	0,885	500	530	185	207	482
3	3,5	1,25	112	392	140	2,75	1,0	0,7425	0,54	1,485	260	529	94	105	369
4	4,3	1,25	128	550	160	2,7	1,0	0,715	0,53	1,43	302	770	112	125	510
5	2,9	1,35	128	371	173	2,45	0,9	0,5305	0,39	1,051	443	700	163	182	532
6	1,1	0	128	141	—	1,6	0,7	0,176	0,154	0,352	0	802	0	0	802

Таблица 37
Максимальные напряжения и запасы прочности в деталях привода тормозов

Наименование детали	Марка материала	Предел упругости кг/см ²	Коэффициент крепости кг/см ²	Напряжения изгиба или растяжения кг/см ²	Напряжение кручения или среза кг/см ²	Запасы прочности	
						по пределу упругости	по коэффициенту крепости
Педаль тормоза .	1035	2800	5800	479	244	5,85/9,2	12,1/19,0
Тяга педали . . .	1035	3800	6500	603	—	6,3	10,75
Коромысло клапана	1020	2200	4500	739	—	2,98	6,1
Тяга клапана . . .	1035	2800	5800	747	—	3,75	7,75
Вал привода тормозов	1020	2200	4500	1339	670	1,64/2,63	3,36/5,37
Двулучий рычаг вала	1035	2800	5800	800	206	7,65/12,0	15,83/25,0
Тросы привода .	—	—	16000	970	—	—	16,5
Рычаг ручного тормоза	1018	2000	5250	652	—	3,22	8,45

Дробные цифры обозначают: верхние знаки — запас прочности для изгиба, а нижние знаки — запас прочности для кручения.

Коэффициент крепости и предел упругости для кручения приняты 0,8 соответствующих величин для растяжения.

РАСЧЕТ ХОДОВОЙ ЧАСТИ

В расчет этого раздела входят:

- 1) расчет передней оси и
- 2) расчет задней оси.

Расчет указанных агрегатов проводим на те силы, которые могут иметь место при различных условиях нагрузки.

Автомобильные оси в условиях своей работы воспринимают на себя следующие силы:

- 1) нагрузку от рессор (статическую);
- 2) силы, возникающие во время торможения автомобиля, а также и толкающие усилие и
- 3) силы, возникающие при повороте или наклоне автомобиля (боковые силы).

Расчет на каждую из указанных нагрузок разбивается на следующие этапы:

- а) определение действительных величин усилий и реакций, действующих непосредственно на ось, и их распределение по оси при различных условиях нагрузок;
- б) определение моментов в сечениях от действующих сил;
- в) определение моментов сопротивления сечений и
- г) определение напряжений.

1. РАСЧЕТ ПЕРЕДНЕЙ ОСИ

Как мы видели выше, передняя ось состоит из неподвижной средней части моста и двух поворотных цапф, шарнирно укрепленных на средней части, на которых установлены управляемые колеса. Расчету подвергаем среднюю часть — мост, цапфы и шарнирные соединения моста с цапфами — шкворни и втулки.

1. Расчет оси на статическую нагрузку

а) Определение действующих усилий

Вес передней части автомобиля, приходящийся на передние колеса, по вышепринятому равняется $G_1 = 1380$ кг.

Реакция на одно колесо от действия этого веса будет равняться

$$R_1 = \frac{G_1}{2} = \frac{1380}{2} = 690 \text{ кг.}$$

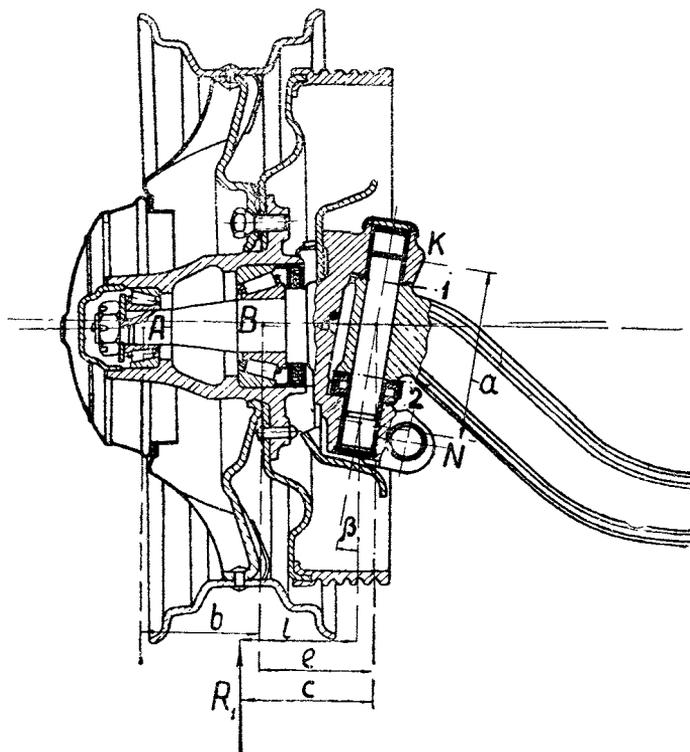
Для расчета поворотной цапфы полученную реакцию раскладываем по опорам колеса (подшипникам).

Согласно обозначениям, приведенным на фиг. 77, реакции на опоры A и B равняются:

$$A_1 = R_1 \frac{c - e}{b} = 690 \cdot \frac{8,85 - 8,2}{8,5} = 53 \text{ кг},$$

$$B_1 = R_1 \frac{e + b - c}{b} = 690 \cdot \frac{8,2 + 8,5 - 8,85}{8,5} = 637 \text{ кг},$$

где $b = 8,5 \text{ см}$, $c = 8,85 \text{ см}$, и $e = 8,2 \text{ см}$.



Фиг. 77. Схема для расчета поворотной цапфы и шкворня на статическую нагрузку.

Реакции от колес уравнивают силы, действующие от рессор.

С небольшой погрешностью считаем, что вес оси сосредоточен в местах крепления рессор, и усилия S , действующие от последних на ось, будут равны реакциям на колесах, т. е.

$$S = \frac{G_1}{2} = \frac{1380}{2} = 690 \text{ кг}.$$

*

б) Определение моментов в сечениях

Зная силы, действующие непосредственно на ось, изгибающие моменты в точках приложения сил будут иметь следующие значения:

под опорой B

$$M_B = A_1 (l_A - l_B) = 53 (82,85 - 74,35) = 450 \text{ кгсм},$$

под рессорой

$$M_S = A_1 (l_A - l_S) + B_1 (l_B - l_S) = 53 (82,85 - 36,25) + 637 (74,35 - 36,25) = 26\,738 \text{ кгсм},$$

где l с индексом внизу представляют собой расстояния от середины оси до действующих сил или сечений и равны:

$$\begin{aligned} l_S &= 36,25 \text{ см} — \text{расстояние от середины оси до рессоры,} \\ l_B &= 74,35 \text{ см} — \text{расстояние от середины оси до опоры } B, \\ l_A &= 82,85 \text{ см} — \text{расстояние от середины оси до опоры } A. \end{aligned}$$

На фиг. 85 представлен расчет передней оси, где изменение изгибающего момента по длине оси от статической нагрузки изображено в виде диаграммы I в соответствии с масштабом длины оси.

в) Определение моментов сопротивления сечений

Сечения передней оси имеют форму симметричных и несимметричных двутавров, для которых определение момента сопротивления на изгиб затруднений не представляет. Так как изгибающие моменты действуют в вертикальной плоскости, то моменты сопротивления определяем относительно горизонтальной оси сечений.

Изменение моментов сопротивления изображено на фиг. 85 диаграммой W_x также в соответствии с длиной оси.

Определение напряжений

При определении напряжений пользуемся построенными на фиг. 85 графиками изгибающего момента и момента сопротивления.

Значения ординат для диаграммы напряжений определяем по выражению

$$c = \frac{m_1}{m_2 \cdot m_3} \cdot \frac{a}{b},$$

где m_1 , m_2 и m_3 — соответственно масштабы диаграмм изгибающего момента, момента сопротивления и напряжений, a и b — соответственно ординаты диаграмм изгибающего момента и момента сопротивления, соответствующие одному и тому же сечению.

По получаемым таким способом значениям ординат строим диаграмму напряжений, обозначенную на фиг. 85 цифрой I .

2. Расчет оси на силы, возникающие во время торможения автомобиля

а) Определение действующих усилий

Во время торможения автомобиля между каждым из передних колес и дорогой действуют:

вертикальная реакция

$$R_2 = m_1 \cdot \frac{G_1}{2} = 1,358 \cdot \frac{1380}{2} = 937 \text{ кг}$$

и сила трения, равная

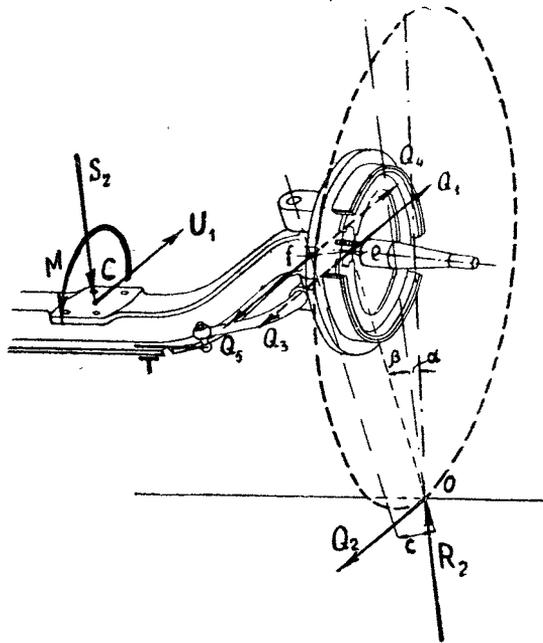
$$Q_2 = \varphi \cdot R_2 = 0,7 \cdot 937 = 657 \text{ кг}$$

и действующая в обратном направлении движению.

$$\text{Здесь } m_1 = 1 + \frac{\varphi \cdot h_g}{L} \cdot \frac{G_a}{G_1} = 1,358$$

— коэффициент перераспределения веса на переднюю ось во время торможения автомобиля, $\varphi = 0,7$ — коэффициент трения колес с дорогой и $G = 1380 \text{ кг}$ — вес автомобиля, приходящийся на передние колеса в статическом его состоянии;

$G_a = 3000 \text{ кг}$ — полный вес автомобиля,
 $h_g = 85 \text{ см}$ — высота центра тяжести автомобиля.



Фиг. 78. Схема действия сил на правую часть передней оси при торможении.

На фиг. 78 изображена схематично правая часть оси, на колесо которой в точке его касания с дорогой O действуют: вертикальная реакция R_2 и тормозная сила Q_2 , направленная обратно движению.

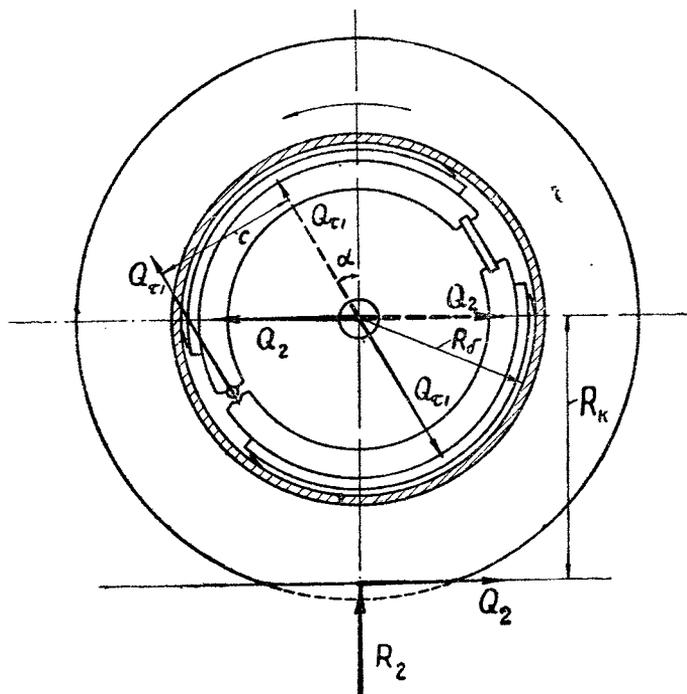
В точке C в месте крепления рессоры действуют: реактивный момент M , вертикальная сила от рессоры, равная $S_2 = R_2$, и сила инерции U_1 , приходящаяся на одну рессору, равная силе трения Q_2 и направленная в сторону движения.

Рассмотрим, какие силы еще действуют на цапфу и мост отдельно во время торможения.

Из расчета автомобильных тормозов известно, что удельные давления, а также и тормозные моменты на каждой (правой и левой) из колодок тормоза различны.

Вследствие этого разность сил, действующих на колодках, установленных на защитных дисках (фланцах) поворотных цапф, будут отжимать тормозной барабан, а вместе с ним и колесо, в сторону действия большей силы.

Из применяющихся типов тормозов сила отжимающая барабан будет наибольшей в самозатормаживающихся колодочных тормозах, установленных и в данном автомобиле.



Фиг. 79. Схема действия сил на переднее колесо при торможении.

Тормозные колодки тормоза ЗИС, на которые действует тормозной момент от барабана, равный $M_{т}$, удерживаются от вращения пальцем 4 фиг. 68, укрепленным в защитном диске.

Обозначив расстояние пальца от оси вращения фиг. 79 через c , сила $Q_{т1}$, отжимающая барабан, а вместе с ним и колесо, от цапфы будет равна

$$Q_{т1} = \frac{M_{т}}{c} = 1738 \text{ кг},$$

где $M_{\tau} = Q_2 \cdot R_k = 655 \cdot 38,5 = 25\,217 \text{ кгсм}$ — максимально возможный тормозной момент на барабане,

$R_k = 38,5 \text{ см}$ — рабочий радиус качения колеса,

$c = 14,5 \text{ см}$ — расстояние пальца тормозных колодок от вращения барабана.

Таким образом при торможении автомобиля на колесо с одной стороны в точке его касания с дорогой O действует сила Q_2 и с другой стороны на тормозной барабан от колодок действует сила Q_{τ_1} , расположенная в средней плоскости колодок.

Схема сил, действующих на колесо, изображена на фиг. 79.

Силу Q_{τ_1} , имеющую другое направление, чем сила Q_2 , раскладываем на горизонтальную Q'_{τ_1} и вертикальную Q''_{τ_1} и тогда получим, что колесо на цапфу в вертикальной плоскости действует с силами R_2 и $Q'_{\tau_1} = Q_{\tau_1} \cdot \cos \alpha = 1738 \cdot \cos 30^\circ = 1509 \text{ кг}$ и в горизонтальной плоскости с силами Q_2 и $Q''_{\tau_1} = Q_{\tau_1} \cdot \sin \alpha = 1738 \cdot \sin 30^\circ = 869 \text{ кг}$.

Разность сил, действующих на верхнюю и нижнюю колодки от разжимного рычага, не учитываем.

Для расчета поворотной цапфы раскладываем действующие от колеса силы по его опорам A и B . Согласно фиг. 80 имеем:

в вертикальной плоскости (верхняя схема):

$$A_s = R_2 \cdot \frac{c-e}{b} - Q''_{\tau_1} \frac{e-f}{b} = 937 \cdot \frac{8,85 - 8,2}{8,5} - 869 \cdot \frac{8,2 - 2,3}{8,5} = 1009 \text{ кг},$$

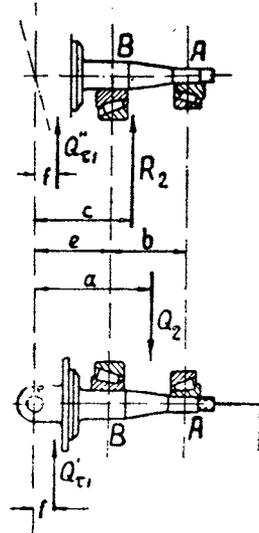
$$B_s = R_2 \cdot \frac{b+e-c}{b} + Q''_{\tau_1} \frac{b+e-f}{b} = 937 \cdot \frac{8,5 + 8,2 - 8,85}{8,5} + 869 \cdot \frac{8,5 + 8,2 - 2,3}{8,5} = 3452 \text{ кг}.$$

В горизонтальной плоскости (нижняя схема)

$$A_2 = Q_2 \cdot \frac{a-e}{b} + Q'_{\tau_1} \frac{e-f}{b} = 655 \cdot \frac{10 - 8,2}{8,5} + 1509 \cdot \frac{8,2 - 2,3}{8,5} = 762 \text{ кг},$$

$$B_2 = Q_2 \cdot \frac{b+e-a}{b} - Q'_{\tau_1} \frac{b+e-f}{b} = 655 \cdot \frac{8,5 + 8,2 - 10}{8,5} - 1509 \times \frac{8,5 + 8,2 - 2,3}{8,5} = 976 \text{ кг}.$$

Теперь рассмотрим действие сил на среднюю часть — на мост. Расчет моста на вертикальные силы был нами проведен в расчете на статическую нагрузку. Данная же вертикальная



Фиг. 80. Схема для расчета поворотной цапфы на силы, возникающие во время торможения.

сила больше статической в m_1 раз, следовательно, действующие на мост силы, изгибающие моменты и напряжения в сечениях также будут в m_1 раз больше против тех же величин от статической нагрузки. Таким образом здесь мы можем ограничиться расчетом моста только на горизонтальные силы.

В точках пересечения e и f перпендикуляра ef к оси шкворня, опущенного из точки e — точки пересечения прямой (проведенной из точки O параллельно оси шкворня) с осью цапфы фиг. 78, приложим по две силы равных Q_2 и противоположно направленных, отметив их для ясности разными знаками Q_1, Q_3, Q_4 и Q_5 .

Пара сил Q_3 и Q_4 с плечом ef , равным c , стремится повернуть колесо около оси шкворня в направлении действия силы Q_2 и уравнивается равной ей парой сил от другого колеса через рулевую трапецию, вдоль поперечной тяги которой действует сила T .

Наконец момент пары сил Q_1 и Q_2 с плечом, Oe равным $\frac{R_k}{\cos(\alpha + \beta)}$, обозначенный через M_T , действующий от колеса через колодки и шкворень цапфы, и сила Q_5 , приложенная в точке f моста и направленная в сторону обратную движению, скручивают и изгибают мост.

б) Определение моментов в сечениях

Изгибающие моменты в сечении под опорой B поворотной цапфы:

в вертикальной плоскости

$$M_{B_1} = A_1 \cdot b = 8576 \text{ кгсм};$$

в горизонтальной плоскости

$$M_{B_2} = A_2 \cdot b = 6477 \text{ кгсм}.$$

Сечения моста, как было указано, находятся под действием изгиба и кручения от силы Q_5 и тормозного момента M_T

Для определения изгибающих и крутящих моментов в сечениях моста от действия тормозного момента M_T последний раскладываем на два момента: один действующий в плоскости, параллельной плоскости рассматриваемого сечения, а другой — в плоскости, перпендикулярной сечению, т. е. $M_T \cdot \cos \gamma$, являющийся крутящим моментом для данного сечения, другой $M_T \cdot \sin \gamma$, являющийся изгибающим моментом для того же сечения.

Здесь γ представляет собой угол между плоскостью рассматриваемого сечения и плоскостью тормозного момента M_T , т. е. плоскостью, расположенной параллельно оси шкворня. На фиг. 81 изображена правая часть рассчитываемого моста и действующие на него усилия:

Q_5 — сила, приложенная в точке f , и тормозной момент M_T .

Сечения участка 1—2 моста находятся под действием крутящего момента, равного

$$M_k = M_T \cdot \cos \gamma + Q_5 \cdot p$$

и изгибающего момента, равного

$$M_u = M_T \cdot \sin \gamma - Q_5 \cdot l.$$

На этом участке угол γ меняется от γ_1 для первого сечения до γ_2 — второго сечения и плечи p и l меняются от p_1 и l_1 для первого, до p_2 и l_2 для второго сечений моста.

Сечения участка 2—3 моста находятся под действием крутящего момента, равного

$$M_k = M_T \cdot \cos \gamma_3 + Q_5 \cdot p_2$$

и изгибающего момента, равного

$$M_u = M_T \cdot \sin \gamma_3 - Q_5 \cdot l.$$

При этом плечо p_2 остается постоянным для данного прямого участка моста, а плечо l увеличивается по мере отдаления сечения от силы Q_5 .

Сечения участка 3—4 моста находятся под действием крутящего момента, равного

$$M_k = M_T \cdot \cos \gamma \pm Q_5 \cdot p$$

и изгибающего момента, равного

$$M_u = M_T \cdot \sin \gamma - Q_5 \cdot l.$$

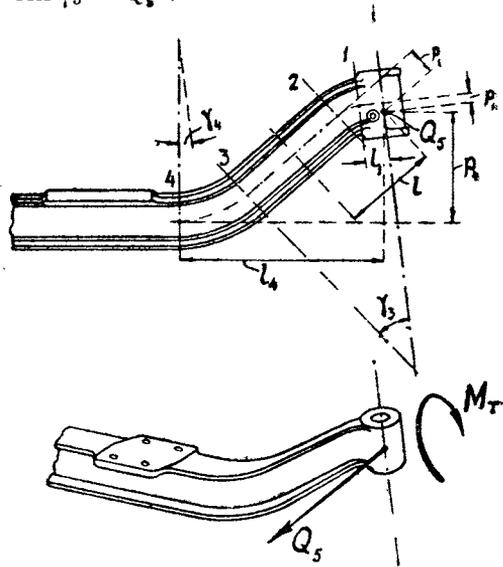
На этом участке плечо p меняется от $+p_2$ до $-p_4$, вследствие чего в выражении крутящего момента имеются два знака. Точно так же и угол γ меняется от γ_3 до 0 и от 0 до $-\gamma_4$, при этом изгибающий момент $M_T \cdot \sin \gamma$ изменяет положительное направление на обратное.

По приведенным выражениям определяем величины моментов, по значениям которых на фиг. 85 построены диаграммы их изменения.

Цифрой II—обозначена эпюра изгибающих моментов в горизонтальной плоскости, цифрой III—эпюра изгибающих моментов в вертикальной плоскости и цифрой IV—эпюра крутящих моментов.

в) Определение моментов сопротивления

Изгибающие моменты от горизонтальных усилий при торможении изгибают ось в горизонтальной плоскости, следовательно, для данной нагрузки нам нужно брать момент сопротивления



Фиг. 81. Схема для расчета переднего моста на силы, возникающие во время торможения.

изгиба сечений относительно их вертикальной оси, и их определение для сечений двутавровой и прямоугольной формы затруднений не представляет. Изменение момента сопротивления сечений нормальных к линии их центров тяжести на фиг. 85 изображено диаграммой, обозначенной знаком W_y .

г) Определение напряжений

Напряжения изгиба определяем по принятому выше способу, при помощи диаграмм изгибающих моментов II и III и моментов сопротивления на изгиб W_y и W_x .

По получаемым таким способом значениям ординат, обозначающих величины напряжений, строим кривые их изменения на общем графике напряжений, которые обозначены цифрой 2 в горизонтальной плоскости и цифрой 3 в вертикальной плоскости.

Кроме изгибающих моментов, мы имеем еще крутящие моменты, под действием которых находится мост.

Для сложных сечений определение момента сопротивления на кручение представляет большие затруднения. В таких случаях рекомендуется разбить сечение на участки простой формы, распределить крутящий момент по числу участков соответственно их форме и определить напряжения в каждом участке.

Чтобы не вводить больших затруднений при определении напряжений, фигурное очертание двутавровых для данной оси сечений разбиваем на прямоугольники.

Крутящий момент M_k , действующий в двутавровом сечении, распределяется по 3 участкам, его составляющим (по Веберу), следующим образом:

$$M_1 = \frac{A_1 \cdot a_1^4}{A_1 \cdot a_1^4 + A_2 \cdot a_2^4 + A_3 \cdot a_3^4} \cdot M_k;$$

$$M_2 = \frac{A_2 \cdot a_2^4}{A_1 \cdot a_1^4 + A_2 \cdot a_2^4 + A_3 \cdot a_3^4} \cdot M_k; \quad M_3 = \frac{A_3 \cdot a_3^4}{A_1 \cdot a_1^4 + A_2 \cdot a_2^4 + A_3 \cdot a_3^4} \cdot M_k.$$

В этих выражениях A_1 , A_2 и A_3 , зависящие от соотношения высоты прямоугольника h и его ширины a , т. е. $n = \frac{h}{a}$, имеют следующую аналитическую зависимость:

$$A = \frac{1}{3} \left(n - 0,63 + \frac{0,052}{n^4} \right).$$

Наибольшие касательные напряжения для трех прямоугольников двутаврового сечения получаются на серединах длинных сторон прямоугольников и в зависимости от высоты и ширины участков определяются по следующим формулам:

$$\tau'_1 = \frac{B_1}{A_1} \cdot \frac{M_1}{a_1^3}; \quad \tau'_2 = \frac{B_2}{A_2} \cdot \frac{M_2}{a_2^3} \quad \text{и} \quad \tau'_3 = \frac{B_3}{A_3} \cdot \frac{M_3}{a_3^3}.$$

Подставив в эти выражения значения крутящих моментов для каждого участка M_1 , M_2 и M_3 окончательно получаем:

$$\tau'_1 = \frac{B_1 \cdot a_1}{A_1 \cdot a_1^4 + A_2 \cdot a_2^4 + A_3 \cdot a_3^4} \cdot M_k; \quad \tau'_2 = \frac{B_2 \cdot a_2}{A_1 \cdot a_1^4 + A_2 \cdot a_2^4 + A_3 \cdot a_3^4} \cdot M_k;$$

$$\tau'_3 = \frac{B_3 \cdot a_3}{A_1 \cdot a_1^4 + A_2 \cdot a_2^4 + A_3 \cdot a_3^4} \cdot M_k.$$

В этих выражениях B_1 , B_2 и B_3 также зависят от соотношения высоты и ширины участков, т. е. от $n = \frac{h}{a}$, и имеют следующую зависимость

$$B = 1 - \frac{0,65}{1 + n^3}.$$

Для каждого участка разбиваемого нами сечения мы имеем высоту h , ширину a , а следовательно, и их отношение n .

Для определения напряжений на серединах длинных сторон участков находим для каждого из них коэффициенты A и B и по приведенным формулам определяем интересующие нас величины. Для облегчения подсчетов на фиг. 82 изменения коэффициентов A и B в зависимости от n изображены в виде диаграмм.

По приведенным выражениям получаются напряжения на серединах длинных сторон. Совершенно очевидно, что для верхней и нижней полок двутавра эти напряжения не будут точно соответствовать действительным их величинам. Напряжения на коротких сторонах стенки должны быть равны напряжениям на обеих полках на тех участках, на которых происходит сопряжение стенки с обеими полками двутавра.

Следовательно, для середины верхней и нижней полок напряжения будут несколько ниже против величин, определяемых по приведенным выражениям.

Чтобы не вводить больших усложнений в определение интересующих нас величин, ограничимся для первого приближения вышеприведенными формулами.

Для примера найдем напряжения в сечении I , обозначенного на фиг. 85, которое находится под действием крутящего момента, равного $M_k = 20\,927$ кгсм.

Для участка 1 (верхняя полка) с размерами $h_1 = 7,3$ см, $a_1 = 1,05$ см имеем $n_1 = \frac{h_1}{a_1} = 6,95$. По значению последнего, по диаграммам фиг. 82 находим коэффициенты $A_1 = 2,104$ и $B_1 = 0,998$.

Для участка 2 (стенка двутавра) с размерами

$$h_2 = 3,55 \text{ см и } a_2 = 2,6 \text{ см имеем } n_2 = \frac{h_2}{a_2} = 1,365.$$

Значению $n_2 = 1,305$ соответствуют $A_2 = 0,243$ и $B_2 = 0,815$.

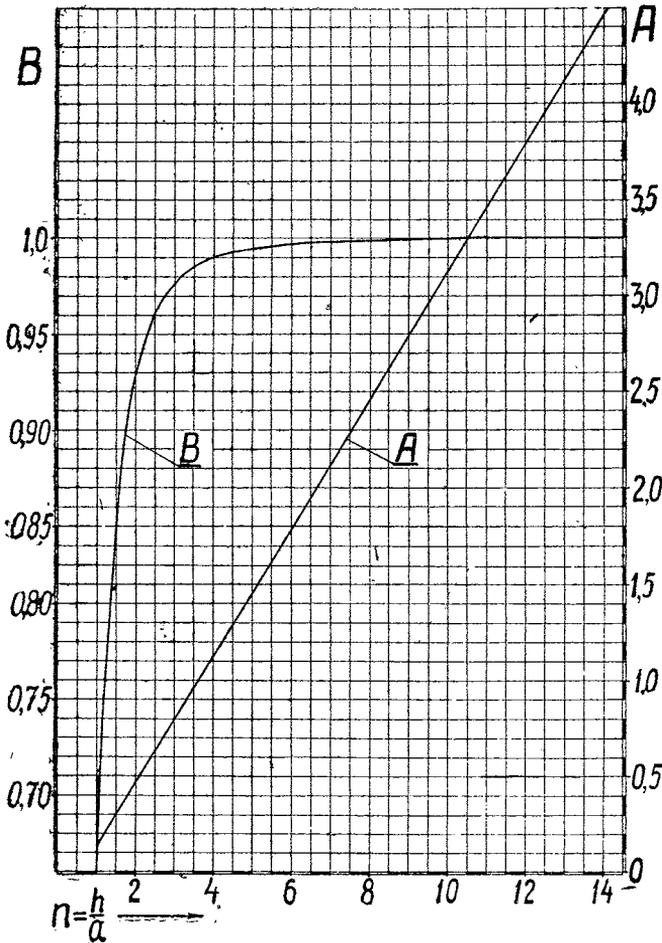
Для участка 3 (нижняя полка двутавра) с размерами

$$h_3 = 5,1 \text{ см и } a_3 = 1 \text{ см имеем } n_3 = \frac{h_3}{a_3} = 5,1.$$

По диаграммам фиг. 82 находим $A_3 = 1,484$ и $B_3 = 0,9952$.

Умножая четвертую степень ширины каждого участка на соответствующий коэффициент A и суммируя эти три произведения, получим

$$S = A_1 \cdot a_1^4 + A_2 \cdot a_2^4 + A_3 \cdot a_3^4 = 15,603.$$



Фиг. 82. Диаграмма коэффициентов для расчета на кручение тел сложной формы.

Подставив значения отдельных членов в выражения напряжений, получим:

$$\tau_1' = \frac{B_1 \cdot a_1}{S} \cdot M_k = 1402 \text{ кг/см}^2; \quad \tau_2' = \frac{B_2 \cdot a_2}{S} \cdot M_k = 2840 \text{ кг/см}^2 \text{ и}$$

$$\tau_3' = \frac{B_3 \cdot a_3}{S} \cdot M_k = 1332 \text{ кг/см}^2.$$

Таким же порядком определяем напряжения и для других сечений.

Для облегчения подсчетов в целом ряде сечений составляем таблицу (38) с необходимыми для подсчета данными.

Подсчитанные по указанному способу напряжения в отдельных элементах целого ряда сечений передней оси ЗИС показывают, что наибольшие напряжения кручения получаются на серединах стенок двутавровых сечений.

Изменение напряжений кручения в серединах стенки изображено на фиг. 85 в виде диаграммы 4.

3. Расчет оси на боковые силы

При наклонах или при движении автомобиля на повороте возникает боковая сила, приложенная в центре тяжести машины. Боковая сила (будет это центробежная сила при повороте или составляющая веса при наклоне автомобиля) не должна превышать силы трения колес с дорогой, в противном случае будет боковое скольжение колес. Считаем, что боковая сила распределяется по осям на две силы, пропорциональные весам, приходящимся на переднюю и заднюю оси и приложенные на высоте общего центра тяжести.

Таблица 38

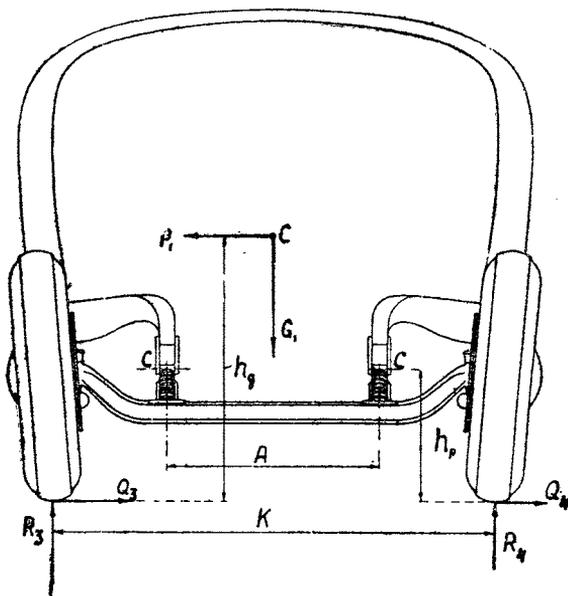
Сечения	Участки	h	a	$n = \frac{h}{a}$	a^4	A	$a^4 \cdot A$	$S = \Sigma (a^4 \cdot A)$	B	$a \cdot B$	$\frac{a \cdot B}{\Sigma (a^4 \cdot A)}$	M_{τ}	$\tau' = M_{\tau} \frac{a \cdot B}{\Sigma (a^4 \cdot A)}$
	Верхняя полка												
	Стенка												
	Нижняя полка												

Расчет на боковые силы является расчетом на одновременное действие сил статических и боковых.

а. Определение действующих усилий

По принятому ранее обозначению $G_1 = 1380$ кг есть вес, приходящийся на передние колеса, и, принимая коэффициент трения колес с дорогой $\varphi = 0,6$, боковая сила, действующая на переднюю ось, будет иметь значение

$$P_1 = G_1 \cdot \varphi = 828 \text{ кг.}$$



Фиг. 83. Схема сил, действующих на переднюю ось при заносе или повороте автомобиля.

Колесо, расположенное ближе к центру поворота, будем в дальнейшем называть внутренним, а колесо, расположенное дальше от центра поворота, внешним. Пренебрегая смещением центра тяжести C от оси симметрии от действия указанных двух сил G_1 и P_1 реакции на колеса согласно фиг. 83 определяются из следующих выражений:

внешнее колесо:

$$\begin{aligned} R_3 &= \frac{G_1 \frac{K}{2} + P_1 \cdot h_g}{K} = \\ &= 1157 \text{ кг, } Q_3 = \\ &= R_3 \cdot \varphi = 697 \text{ кг;} \end{aligned}$$

внутреннее колесо:

$$R_4 = \frac{G_1 \cdot \frac{K}{2} - P_1 \cdot h_g}{K} = 223 \text{ кг, } Q_4 = R_4 \cdot \varphi = 134 \text{ кг.}$$

В этих выражениях имеем:

$K = 150$ см — колея передних колес,

$h_g = 85$ см — высота центра тяжести автомобиля (по ранее принятому).

Полученные реакции на колесах раскладываем по их подшипникам на поворотных цапфах.

Внешнее колесо, схема которого изображена слева на фиг. 84.

$$A_3 = \frac{R_3(c-e) - Q_3 \cdot R_k}{b} = 3068 \text{ кг.}$$

$$B_3 = \frac{R_3(b+e-c) + Q_3 \cdot R_k}{b} = 4225 \text{ кг.}$$

Внутреннее колесо, схема которого на фиг. 84 изображена справа

$$A_4 = \frac{Q_4 \cdot R_k + R_4(c-e)}{b} = 624 \text{ кг.}$$

$$B_4 = \frac{Q_4 \cdot R_k - R_4(b+e-c)}{b} = 401 \text{ кг.}$$

Далее определяем усилия, действующие непосредственно на мост от рессор.

При продольных рессорах, установленных между мостом и рамой, действие сил на мост не вполне установлено. Как первое приближение считаем, что рессоры к раме крепятся шарнирно, а к мосту жестко; боковую упругость рессор принимаем одинаковой.

Пренебрегая смещением центра тяжести автомобиля от оси симметрии по приведенным на фиг. 83 обозначениям, находим:

$$S_3 = \frac{G_1 \frac{A}{2} + P_1(h_g - h_p)}{A} = 631 \text{ кг.}$$

$$S_4 = \frac{G_1 \frac{A}{2} - P_1(h_g - h_p)}{A} = 59 \text{ кг.}$$

где $h_p = 34,7 \text{ см}$ — высота до точек крепления ушков рессор к раме,

$A = 72,6 \text{ см}$ — расстояние между рессорами.

б. Определение изгибающих моментов в сечениях

От действующих на ось сил изгибающие моменты определяются по формулам:

под опорой B поворотной цапфы:

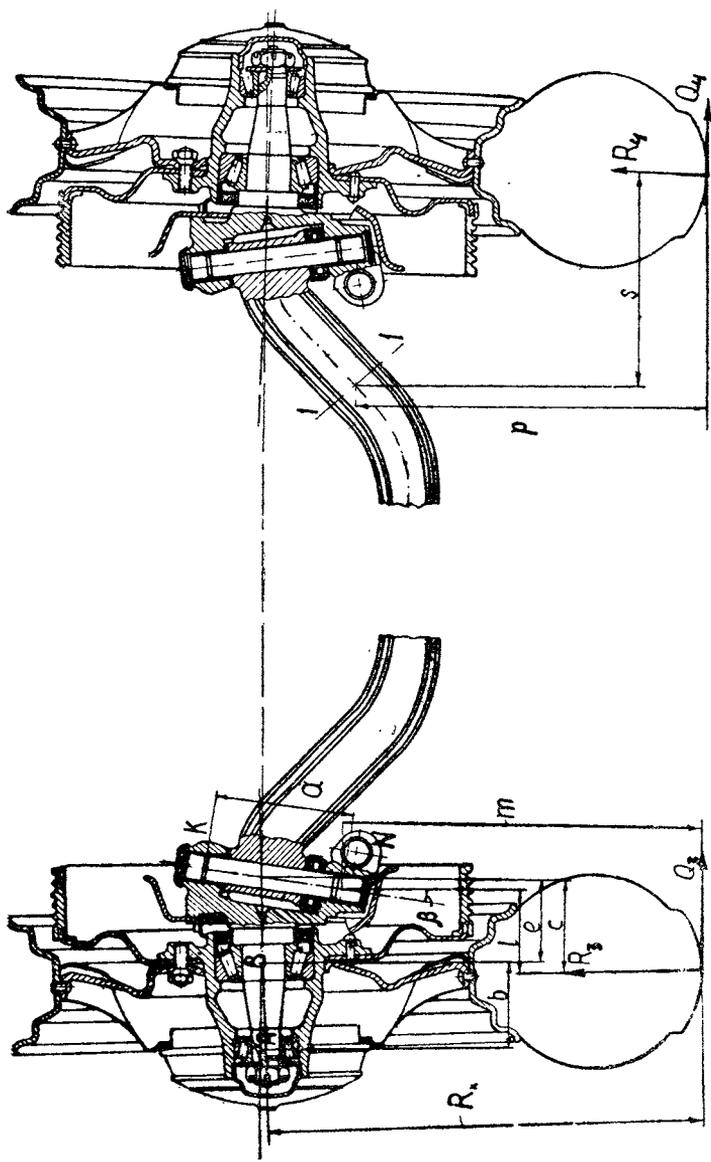
внешнее колесо: $M_B = -A_3 \cdot b = 26078 \text{ кгсм.}$

внутреннее колесо: $M_B = A_4 \cdot b = 5304 \text{ кгсм.}$

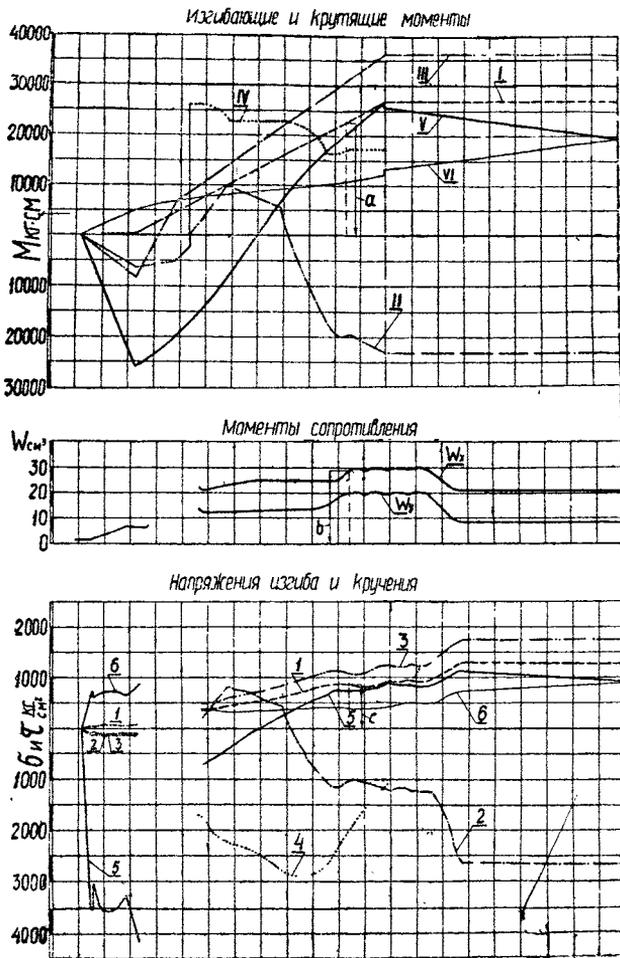
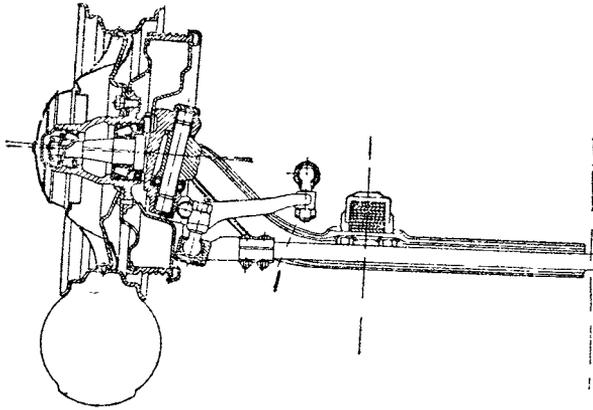
При определении моментов в сечениях моста для упрощения расчета исходим из усилий, действующих на колесах. Например, в сечении $I-I$, обозначенном на фиг. 84, изгибающий момент определяется из выражения:

для внешней части оси:

$$M_1 = R_3 \cdot s - Q_3 \cdot p;$$



Фиг. 84. Схема для расчета поворотных цапф и шкворней на силы, возникающие при завесе или повороте автомобиля.



Фиг. 85. Расчет передней оси ЗИС.

для внутренней части оси:

$$M_2 = R_4 \cdot s + Q_4 \cdot p,$$

где s и p — плечи действующих сил до центра тяжести рассматриваемого сечения.

Для сечений оси, расположенных между рессорами, изгибающие моменты определяем по выражениям:

для внешней части оси:

$$M_1 = R_3 \cdot s - Q_3 \cdot p - S_3 \cdot c - P_1 \cdot \frac{\delta}{2};$$

для внутренней части оси:

$$M_2 = R_4 \cdot s + Q_2 \cdot p - S_4 \cdot c + P_1 \cdot \frac{\delta}{2},$$

где c и δ — расстояния от сил S и P , действующих на ушки рессор до центра тяжести сечения.

По приведенным выражениям определяем величины изгибающих моментов, по значениям которых на фиг. 85 построена эпюра, обозначенная цифрой V для внешней части оси и цифрой VI для внутренней части оси.

в) Определение напряжений

От действия боковых сил ось подвергается изгибу в вертикальной плоскости. При определении напряжений пользуемся графиками построенной эпюры моментов V и VI и диаграммой момента сопротивления, обозначенной знаком W_x .

По значениям ординат напряжений, определяемых по ранее указанному способу, строим на общем графике напряжений диаграмму их изменения, обозначенную на фиг. 85 цифрой $б$ для внешней части оси и цифрой $б$ для внутренней части оси.

II. РАСЧЕТ ШКВОРНЕЙ И ВТУЛОК ПОВОРОТНЫХ ЦАПФ

Шарнирное соединение поворотных цапф с осью должно обладать компактностью и надлежащей крепостью.

Первое требование ставится вследствие необходимости лучшего размещения тормозного устройства и рычажной системы рулевого управления, второе требование ставится ходовыми качествами автомобиля.

Расчет шкворня и втулок проводим на те же нагрузки, на которые рассчитывали ось.

При расчете принимаем, что силы, действующие на концах шкворня, приложены в серединах рабочих поверхностей втулок.

1. Расчет на статическую нагрузку

Силы, действующие по концам шкворня, согласно схеме фиг. 77 определяются из выражений:

Усилие на верхнем конце шкворня:

$$K_1 = R_1 \cdot \frac{l}{a} = 690 \cdot \frac{78,5}{127} = 426 \text{ кг.}$$

Усилие на нижнем конце шкворня:

$$N_1 = R_1 \cdot \frac{l + a \cdot \sin \beta}{a} = 690 \cdot \frac{78,5 + 127 \cdot \sin 8^\circ}{127} = 523 \text{ кг.}$$

Полученные силы на концах шкворня вызывают напряжения изгиба и среза в сечениях верхнего и нижнего концов шкворня и напряжения смятия втулок.

Указанные напряжения определяем по формулам:
 верхний конец шкворня:

$$\sigma'_{1c} = \frac{K_1 \cdot l_1}{W} = 527 \text{ кг/см}^2; \tau_{1c} = \frac{K_1}{f} = 87 \text{ кг/см}^2; \sigma_{d1c} = \frac{K_1}{F} = 46 \text{ кг/см}^2;$$

нижний конец шкворня:

$$\sigma'_{2c} = \frac{N_1 \cdot l_2}{W} = 1194 \text{ кг/см}^2; \tau_{2c} = \frac{N_1}{f} = 106,5 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_{d2c} = \frac{N_1}{F} = 56,5 \text{ кг/см}^2.$$

В этих выражениях имеем:

$l_1 = 1,9 \text{ см}$ и $l_2 = 3,5 \text{ см}$ — расстояния от сил K_1 и N_1 до рассматриваемых сечений 1 и 2, обозначенных на схеме.

$W = \frac{\pi}{32} \cdot d^3 = \frac{\pi}{32} \cdot 2,5^3 = 1,535 \text{ см}^3$ — момент сопротивления на изгиб сечений 1 и 2.

$$f = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 = \frac{\pi}{4} \cdot 2,5^2 = 4,91 \text{ см}^2; F = d \cdot l = 2,5 \cdot 3,7 = 9,25 \text{ см}^2$$
 —

поперечное сечение шкворня и проекция поверхности смятия втулок верхнего и нижнего концов шкворня.

2. Расчет на силы, возникающие во время торможения автомобиля

При расчете передней оси мы установили, что от колес на мост действуют:

крутящие моменты, равные

$$M_T = Q_2 \frac{R_k}{\cos(\alpha + \beta)} = 25\,607 \text{ кгсм};$$

вертикальные реакции

$$R_2 = m_1 \cdot \frac{G_1}{2} = 1,358 \cdot \frac{1380}{2} = 937 \text{ кг}$$

и силы трения колес с дорогой, равные

$$Q_2 = R_2 \cdot \varphi = 937 \cdot 0,7 = 657 \text{ кг.}$$

Кроме этих сил действует еще сила T , направленная вдоль поперечной тяги автомобиля и величина которой определяется из уравнения:

$$T = Q_2 \frac{c}{b} = 126 \text{ кг},$$

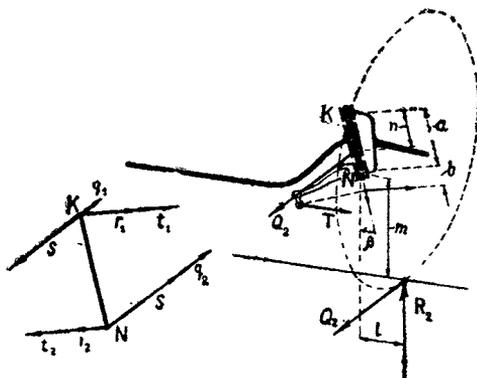
где $c = 3,43 \text{ см}$ и $b = 17,9 \text{ см}$ — расстояния, указанные на фиг. 59.

Согласно обозначениям, приведенным на фиг. 86, реакции, действующие на концах шкворня, определяются из уравнений: верхний конец шкворня:

$$K_2 = \sqrt{(s - q_1)^2 + (r_1 + t_1)^2} = \\ = \sqrt{\left(\frac{M_T}{a} - Q_2 \cdot \frac{a - n}{a}\right)^2 + \left(R_2 \frac{l}{a} + T \frac{b \cdot \cos \beta}{a}\right)^2} = 1792 \text{ кг};$$

нижний конец шкворня:

$$N_2 = \sqrt{(s + q_2)^2 + (r_2 + t_2)^2} = \\ = \sqrt{\left(\frac{M_T}{a} + Q_2 \cdot \frac{n}{a}\right)^2 + \left(R_2 \cdot \frac{l + a \cdot \sin \beta}{a} + T \cdot \cos \beta \cdot \frac{a + b}{a}\right)^2} = 2495 \text{ кг}.$$



Фиг. 86. Схема для расчета шкворня правой поворотной цапфы на силы, возникающие во время торможения.

В этих выражениях имеем: $a = 12,7 \text{ см}$; $n = 6,08 \text{ см}$; $l = 7,85 \text{ см}$; $b = 5,75 \text{ см}$ и $m = 31,5 \text{ см}$, где S , q_1 , q_2 , t_1 , t_2 , r_1 и r_2 — реакции от отдельных сил, изображенные отдельно на фигуре.

Очевидно, что при неизменившихся конструктивных данных (сечения и расстояния их от действующих сил) напряжения от данной нагрузки против напряжений от нагрузки статической изменятся пропорционально изменению действующих сил. Таким

образом напряжения от данной нагрузки будут иметь следующие значения:

верхний конец шкворня:

$$\sigma'_{1T} = \sigma'_{1c} \cdot \frac{K_2}{K_1} = 2219 \text{ кг/см}^2; \quad \tau_{1T} = \tau_{1c} \cdot \frac{K_2}{K_1} = 366 \text{ кг/см}^2 \text{ и}$$

$$\sigma_{d1T} = \sigma_{d1c} \cdot \frac{K_2}{K_1} = 194 \text{ кг/см}^2;$$

нижний конец шкворня:

$$\sigma'_{2T} = \sigma'_{2c} \cdot \frac{N_2}{N_1} = 5700 \text{ кг/см}^2; \quad \tau_{2T} = \tau_{2c} \cdot \frac{N_2}{N_1} = 508 \text{ кг/см}^2 \text{ и}$$

$$\sigma_{d2T} = \sigma_{d2c} \cdot \frac{N_2}{N_1} = 270 \text{ кг/см}^2.$$

3. Расчет на боковые силы

От действия боковых сил на внешнем и внутреннем колесах автомобиля, на концах шкворней действующие силы определяются из следующих выражений.

Внешнее колесо, изображенное слева на фиг. 84:
 верхний конец шкворня:

$$K_3 = \frac{Q_3 \cdot m - R_3 \cdot l}{a} = 1006 \text{ кг};$$

нижний конец шкворня:

$$N_3 = \frac{Q_3(m + a \cdot \cos \beta) - R_3(l + a \cdot \sin \beta)}{a} = 1532 \text{ кг}.$$

Внутреннее колесо, изображенное на фиг. 84 справа:
 верхний конец шкворня:

$$K_4 = \frac{Q_4 \cdot m + R_4 \cdot l}{a} = 470 \text{ кг};$$

нижний конец шкворня:

$$N_4 = \frac{Q_4(m + a \cdot \cos \beta) + R_4(l + a \cdot \sin \beta)}{a} = 634 \text{ кг}.$$

Здесь $m = 31,5 \text{ см}$; $l = 7,85 \text{ см}$; $a = 12,7 \text{ см}$ и $\beta = 8^\circ$.

Сравнением напряжений от данной нагрузки с напряжениями от нагрузки статической получим следующие их величины:

Внешнее колесо

$$\text{Верхний конец шкворня} \left\{ \begin{array}{l} (\sigma'_{1\sigma})' = \sigma'_{1c} \cdot \frac{K_3}{K_1} = 1368 \text{ кг/см}^2 \\ (\tau'_{1\sigma})' = \tau'_{1c} \cdot \frac{K_3}{K_1} = 226 \text{ " } \\ (\sigma_{d1\sigma})' = \sigma_{d1c} \cdot \frac{K_3}{K_1} = 119 \text{ " } \end{array} \right.$$

$$\text{Нижний конец шкворня} \left\{ \begin{array}{l} (\sigma'_{2\sigma})' = \sigma'_{2c} \cdot \frac{N_3}{N_1} = 3500 \text{ кг/см}^2 \\ (\tau'_{2\sigma})' = \tau'_{2c} \cdot \frac{N_3}{N_1} = 312 \text{ " } \\ (\sigma_{d2\sigma})' = \sigma_{d2c} \cdot \frac{N_3}{N_1} = 165 \text{ " } \end{array} \right.$$

Внутреннее колесо

$$\text{Верхний конец шкворня} \left\{ \begin{array}{l} (\sigma'_{1\sigma})'' = \sigma'_{1c} \cdot \frac{K_4}{K_1} = 581 \text{ кг/см}^2 \\ (\tau'_{1\sigma})'' = \tau'_{1c} \cdot \frac{K_4}{K_1} = 96 \text{ " } \\ (\sigma_{d1\sigma})'' = \sigma_{d1c} \cdot \frac{K_4}{K_1} = 51 \text{ " } \end{array} \right.$$

$$\text{Нижний конец шкворня} \left\{ \begin{array}{l} (\sigma'_{2c})'' = \sigma'_{2c} \cdot \frac{N_4}{N_1} = 1446 \text{ кг/см}^2 \\ (\tau'_{2c})'' = \tau_{2c} \cdot \frac{N_4}{N_1} = 129 \text{ " } \\ (\sigma_{a2c})'' = \sigma_{a2c} \cdot \frac{N_4}{N_1} = 68 \text{ " } \end{array} \right.$$

III. РАСЧЕТ ЗАДНЕГО МОСТА

Задний мост здесь является не только осью или балкой для поддержания части веса автомобиля, но и служит также картером для размещения всех деталей механизмов главной передачи и привода к ведущим колесам.

Вследствие этого характер напряженности в сечениях моста играет существенную роль для правильной работы механизмов главной передачи.

Конструкция заднего моста изображена на фиг. 93.

В условиях своей работы на задний мост передаются следующие силы:

- 1) нагрузка от рессор (статическая),
- 2) силы, возникающие во время торможения автомобиля,
- 3) силы, возникающие при повороте или наклоне автомобиля (боковые силы),
- 4) толкающее усилие от ведущих колес и скручивающий момент.

1. Расчет на статическую нагрузку

а) Определение действующих усилий

Считаем, что вес, приходящийся на задние колеса автомобиля, равный $G = 1620 \text{ кг}$ распределяется поровну на оба колеса и реакции на последние от дороги будут равны

$$R_1 = \frac{G_2}{2} = \frac{1620}{2} = 810 \text{ кг.}$$

Здесь также считаем, что усилия, действующие от рессор, равны реакциям на колеса, т. е.

$$S_1 = R_1 = 810 \text{ кг.}$$

Полуоси, как мы видели выше, полуразгруженного типа, следовательно, реакции от колес передаются на мост через полуоси в местах их установки на подшипниках.

Согласно схеме, изображенной на фиг. 87, реакции на опорах A и B определяются из выражений:

$$A_1 = R_1 \cdot \frac{a+b}{b} = 930 \text{ кг; } B_1 = R_1 \cdot \frac{a}{b} = 120 \text{ кг,}$$

где $a = 9,3 \text{ см}$ и $b = 62,5 \text{ см}$.

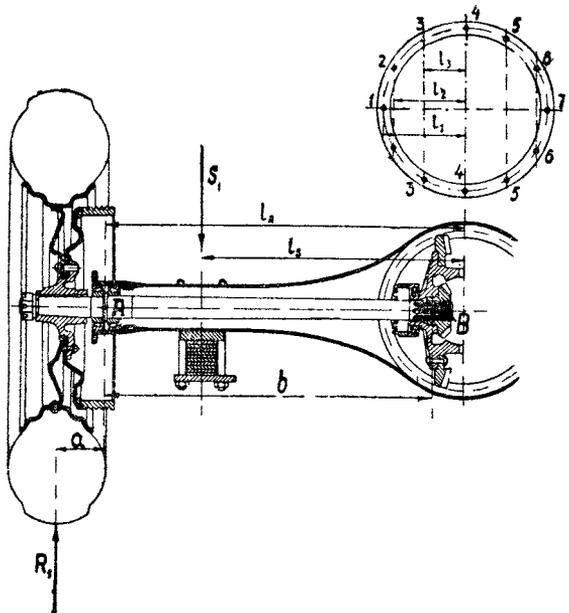
Опоры B установлены в передней крышке, укрепленной к зад-

нему мосту на болтах. Считаем, что усилия от опор B распределяются равномерно по всем болтам, обозначенным цифрами отдельно на фигуре.

В результате имеем следующие силы и реакции, действующие на одну половину моста:

$$A_1 = 930 \text{ кг}, S_1 = 810 \text{ кг}, B'_1 = -20 \text{ кг}, B'_2 = -40 \text{ кг}, B'_3 = -40 \text{ кг}$$

$$\text{и в середине моста } \frac{B'_4}{2} = -20 \text{ кг.}$$



Фиг. 87. Схема для расчета заднего моста на статическую нагрузку.

б) Определение изгибающих моментов

Зная силы, действующие непосредственно на мост и их положение на последнем, изгибающие моменты в точках приложения определяются из следующих выражений:

Под рессорой:

$$M_S = A_1(l_A - l_S);$$

под первым креплением (болты, обозначенные цифрами 1 и 7):

$$M_1 = A_1(l_A - l_1) - S_1(l_S - l_1);$$

под вторым креплением (болты, обозначенные цифрой 2 с одной стороны и цифрой 6 с другой):

$$M_2 = A_1(l_A - l_2) - S_1(l_S - l_2) + B'_1(l_1 - l_2);$$

под третьим креплением (болты, обозначенные цифрами 3 и 5):

$$M_3 = A_1(l_A - l_3) - S(l_5 - l_3) + B'_1(l_1 - l_3) + B'_2(l_2 - l_3);$$

в середине моста:

$$M_0 = A_1 l_A - S \cdot l_5 + B'_1 \cdot l_1 + B'_2 \cdot l_2 + B'_3 \cdot l_3,$$

где l с индексом внизу есть расстояние от соответствующей силы до середины моста и равны: $l_1 = 15,4$ см; $l_2 = 13,3$ см; $l_3 = 7,7$ см; $l_5 = 49,9$ см; $l_A = 68,3$ см.

Изменение изгибающего момента по длине моста изображено на фиг. 93 диаграммой I.

в) Определение моментов сопротивления

Задний мост выполнен штампованным сварным, и его сечения из круглого вначале принимают эллиптическую форму, переходя в прямоугольное с отверстием в середине. Определение моментов сопротивления сечений относительно горизонтальной их оси для данной нагрузки не представляет затруднений, и их изменение по длине моста до середины изображено на фиг. 93 диаграммой, обозначенной знаком W_x .

г) Определение напряжений

По рекомендуемому выше способу, для построения диаграммы напряжений величины ординат, обозначающих в некотором масштабе значения напряжений, определяем по выражению:

$$c = \frac{m_1}{m_2 \cdot m_3} \cdot \frac{a}{b},$$

где m_1 , m_2 и m_3 — масштабы диаграмм изгибающего момента, момента сопротивления и напряжений,
 a и b — ординаты диаграмм изгибающего момента и момента сопротивления, соответствующие одному и тому же сечению моста.

По получаемым значениям ординат на фиг. 93 изображена диаграмма напряжений от статической нагрузки, обозначенная цифрой I.

2. Расчет на силы, возникающие во время торможения автомобиля

а) Определение действующих усилий

Во время торможения между каждым из колес и дорогой действуют: вертикальная реакция

$$R_2 = m_2 \cdot \frac{G_2}{2} = 0,695 \cdot \frac{1620}{2} = 563 \text{ кг}$$

и сила трения, равная

$$Q_2 = R_2 \cdot \varphi = 563 \cdot 0,7 = 394 \text{ кг},$$

В этих выражениях имеем:

$m_2 = 1 - \frac{\varphi \cdot h_g}{L} \cdot \frac{G_a}{G_2} = 0,695$ — коэффициент перераспределения веса на задние колеса автомобиля, определяемый по формуле из „Теории автомобиля“.

$\varphi = 0,7$ — коэффициент трения колес с дорогой.

Сила инерции U_2 от массы автомобиля, приходящейся на задние колеса, не может быть больше суммы сил трения колес с дорогой при отсутствии их скольжения, следовательно, силы, действующие от рессор соответственно в горизонтальной и вертикальной плоскостях будут иметь следующие величины.

$$U_2 = Q_2 = 394 \text{ кг}$$

и

$$S_2 = R_2 = 563 \text{ кг}.$$

При торможении автомобиля, кроме сил Q_2 и R_2 , действующих на колесо, на тормозной барабан от колодок, установленных на фланце (защитном диске), действует еще сила

$$Q_{\tau_2} = Q_2 \cdot \frac{R_k}{c} = 1046 \text{ кг},$$

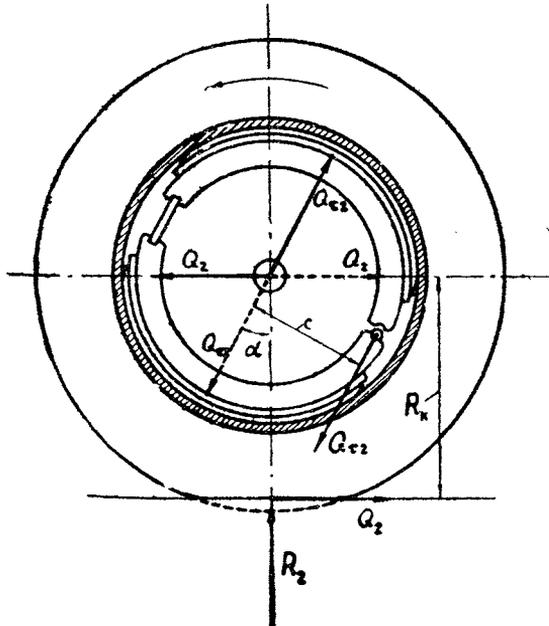
равная разности сумм удельных давлений на обеих колодках. Здесь $R_k = 38,5 \text{ см}$ — рабочий радиус качения колеса, $c = 14,5 \text{ см}$ — расстояние пальца тормозных колодок от оси вращения.

Действие сил на колесо при торможении изображено на фиг. 88. Согласно фигурам 88 и 89 реакции на опоры A и B определяются из выражений:

В вертикальной плоскости

$$A_B = \frac{R_2(a+b) - Q_{\tau_2}''(b+c)}{b} = -284 \text{ кг},$$

$$B_B = \frac{R_2 \cdot a - Q_{\tau_2}'' \cdot c}{b} = -59 \text{ кг}.$$



Фиг. 88. Схема действия сил на заднее колесо при торможении.

В горизонтальной плоскости

$$A_2 = \frac{Q_2(a+b) - Q'_{\tau_2}(b+c)}{b} = 85 \text{ кг},$$

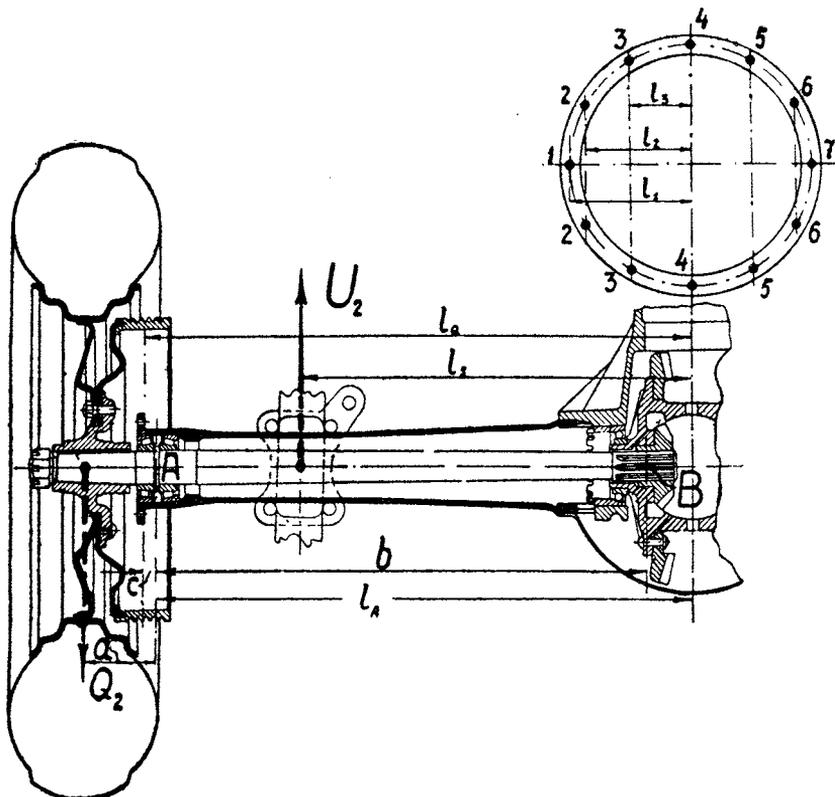
$$B_2 = \frac{Q_2 \cdot a - Q'_{\tau_2} \cdot c}{b} = 44 \text{ кг},$$

где

$$Q''_{\tau_2} = Q_{\tau_2} \cdot \cos \alpha$$

и

$$Q'_{\tau_2} = Q_{\tau_2} \cdot \sin \alpha$$



Фиг. 89. Схема для расчета заднего моста при торможении автомобиля.

В этих выражениях имеем:

$$a = 9,3 \text{ см}; \quad b = 62,5 \text{ см}; \quad c = 1,7 \text{ см} \quad \text{и} \quad \alpha = 30^\circ.$$

Как и ранее считаем, что реакции на опорах *B*, установленных в передней крышке, распределяются равномерно по болтам, укрепляющим ее к средней части моста.

Распределение по болтам 1, 2, 3, 4, 5, 6 и 7, указанным на фиг. 89, дает нам следующие силы:

В вертикальной плоскости:

$$B_1 = B_7 = 9,85 \text{ кг}; B_2 = B_3 = B_4 = B_5 = B_6 = 19,7 \text{ кг}.$$

В горизонтальной плоскости:

$$B'_1 = B'_7 = 7,35 \text{ кг}; B'_2 = B'_3 = B'_4 = B'_5 = B'_6 = 14,7 \text{ кг}.$$

б) Определение моментов в сечениях моста

По полученным усилиям и реакциям, действующим непосредственно на мост, изгибающие моменты определяются по следующим выражениям:

В вертикальной плоскости:
под опорой А:

$$M_A = Q''_{\tau_2} (l_Q - l_A);$$

под рессорой:

$$M_S = Q''_{\tau_2} (l_Q - l_S) - A_s (l_A - l_S);$$

под болтами 1 и 7:

$$M_1 = Q''_{\tau_2} (l_Q - l_1) - A_s (l_A - l_1) - S_2 (l_S - l_1);$$

под болтами 2 и 6:

$$M_2 = Q''_{\tau_2} (l_Q - l_2) - A_s (l_A - l_2) - S_2 (l_S - l_2) - B_1 (l_1 - l_2);$$

под болтами 3 и 5:

$$M_3 = Q''_{\tau_2} (l_Q - l_3) - A_s (l_A - l_3) - S_2 (l_S - l_3) - B_1 (l_1 - l_3) - B_2 (l_2 - l_3);$$

под болтами 4 (середина моста):

$$M_0 = Q''_{\tau_2} \cdot l_Q - A_s \cdot l_A - S_2 \cdot l_S - B_1 \cdot l_1 - B_2 \cdot l_2 - B_3 \cdot l_3;$$

В горизонтальной плоскости:
под опорой А:

$$M_A = Q'_{\tau_2} (l_Q - l_A);$$

под рессорой:

$$M_S = Q'_{\tau_2} (l_Q - l_S) - A_2 (l_A - l_S);$$

под болтами 1 и 7:

$$M_1 = Q'_{\tau_2} (l_Q - l_1) - A_2 (l_A - l_1) - U_2 (l_S - l_1);$$

под болтами 2 и 6:

$$M_2 = Q'_{\tau_2} (l_Q - l_2) - A_2 (l_A - l_2) - U_2 (l_S - l_2) + B'_1 (l_1 - l_2);$$

под болтами 3 и 5:

$$M_3 = Q'_{\tau_2} (l_Q - l_3) - A_2 (l_A - l_3) - U_2 (l_S - l_3) + B'_1 (l_1 - l_3) + B'_2 (l_2 - l_3);$$

под болтами 4 (середина моста):

$$M_0 = Q'_{\tau_2} \cdot l_Q - A_2 \cdot l_A - U_2 \cdot l_S + B'_1 \cdot l_1 + B'_2 \cdot l_2 + B'_3 \cdot l_3.$$

В этих выражениях расстояния от середины моста до действующих сил и реакций имеют следующие значения:

$$l_Q = 70 \text{ см}; \quad l_A = 68,3 \text{ см}; \quad l_S = 49,9 \text{ см}; \quad l_1 = 15,4 \text{ см}; \\ l_2 = 13,9 \text{ см} \quad \text{и} \quad l_3 = 7,7 \text{ см}.$$

Тормозной момент от фланца с колодками воспринимается рессорами, следовательно, участки заднего моста между рессорами и фланцами (защитными дисками) подвержены действию кручения.

Крутящий момент, действующий в сечениях указанных участков для данной нагрузки, равняется:

$$M_k = Q_2 \cdot R_k = 394 \cdot 38,5 = 15169 \text{ кгсм}.$$

Изменение моментов, изгибающих и крутящего, изображены на фиг. 93. Цифрой II обозначена эпюра изгибающих моментов в горизонтальной плоскости, цифрой III обозначена эпюра изгибающих моментов в вертикальной плоскости и цифрой IV обозначена эпюра крутящих моментов.

в) Определение моментов сопротивления

Кроме изгиба, задний мост, как уже установлено, подвержен действию кручения. Для определения напряжений этого рода найдем предварительно моменты сопротивления на кручение сечений моста.

Выше было указано, что последний имеет переменную форму сечений; круглая вначале, изменяясь в эллиптическую, переходит в прямоугольную с отверстием в середине.

Для полых круглых сечений момент сопротивления определяется по формуле:

$$W_k = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}.$$

Для полых эллиптических сечений с большими осями A и a и малыми осями B и b моменты сопротивления на кручение определяются по формулам:

$$W_{k1} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{B^3 \cdot A - b^3 \cdot a}{B}$$

и

$$W_{k2} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{B \cdot A^3 - b \cdot a^3}{A}.$$

Здесь W_{k1} — момент сопротивления для определения напряжений кручения по концам малой оси B и W_{k2} — момент сопротивления для определения напряжений кручения по концам большой оси A .

Для полых прямоугольных сечений, имеющих длину сторон a_1 и a_2 , считая их по середине стенок с толщиной c_1 и c_2 , моменты

сопротивления на кручение можно выразить следующими формулами:

$$W_{k1} = 2 \cdot a_1 \cdot a_2 \cdot c_1 \text{ — для стенок с толщиной } c_1;$$

$$W_{k2} = 2 \cdot a_1 \cdot a_2 \cdot c_2 \text{ — для стенок с толщиной } c_2.$$

Наибольшие напряжения кручения получаются на концах меньших осей для эллиптических сечений и на серединах длинных сторон для прямоугольных сечений, если толщины стенок c_1 и c_2 мало отличаются. По приведенным выражениям на фиг. 93 построена диаграмма моментов сопротивления на кручение, обозначенная знаком W_k для определения наибольших напряжений кручения.

г) Определение напряжений

Изменение момента сопротивления сечений на изгиб относительно их вертикальной оси для данной нагрузки изображено на фиг. 93 диаграммой W_y .

Значения ординат, обозначающих в принятом для статической нагрузки масштабе, находим по ранее указанному способу и по их величинам строим диаграмму изменения напряжений, обозначенную цифрой 2 от моментов, действующих в горизонтальной плоскости. Диаграмму напряжений, обозначенную цифрой 3 от моментов, действующих в вертикальной плоскости, строим при помощи диаграмм III изгибающего момента и W_x момента сопротивления.

Тем же способом определяем напряжения кручения по диаграммам: IV — крутящего момента и W_k — момента сопротивления, и построенная по получаемым значениям диаграмма этих напряжений на фиг. 93 обозначена цифрой 4.

3. Расчет на боковые силы

Расчет заднего моста на боковые силы является расчетом на одновременное действие сил: статической равной $G_2 = 1620 \text{ кг}$ и боковой $P_2 = \varphi \cdot G_2 = 972 \text{ кг}$, приложенных на высоте общего центра тяжести.

а) Определение действующих усилий

От действия изображенных на фиг. 90 сил, без учета смещения центра тяжести C , от оси симметрии, реакции на колеса равняются:

внешнее колесо

$$R_1 = \frac{G_2 \left(\frac{K}{2} + \varphi \cdot h_g \right)}{K} = 1342 \text{ кг},$$

$$Q_1 = \varphi \cdot R_1 = 805 \text{ кг},$$

внутреннее колесо:

$$R_2 = \frac{G_2 \left(\frac{K}{2} - \varphi \cdot h_g \right)}{K} = 278 \text{ кг},$$

$$Q_2 = \varphi \cdot R_2 = 167 \text{ кг},$$

где $\varphi = 0,6$ — коэффициент трения колес с дорогой при боковом сдвигении.

Реакции на колесах, как и ранее, раскладываем по опорам полуосей по формулам:

внешнее колесо:

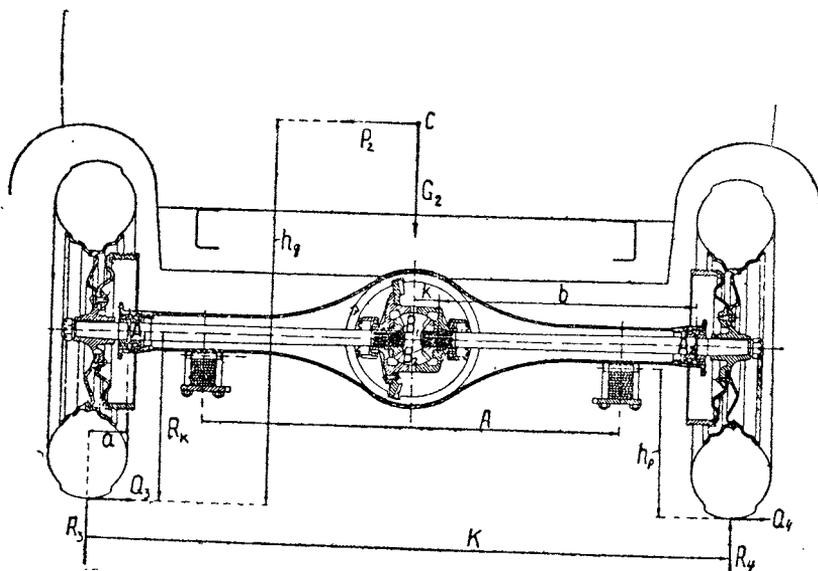
$$A_1 = \frac{-Q_1 \cdot R_k + R_1 \cdot (a + b)}{b} = 1046 \text{ кг},$$

$$B_1 = \frac{-Q_1 \cdot R_k + R_1 \cdot a}{b} = 296 \text{ кг};$$

внутреннее колесо:

$$A_2 = \frac{R_2 \cdot (a + b) + Q_2 \cdot R_k}{b} = 422 \text{ кг},$$

$$B_2 = \frac{-Q_2 \cdot R_k - R_2 \cdot a}{b} = -144 \text{ кг}.$$



Фиг. 90. Схема сил, действующих на заднюю ось при заносе или повороте автомобиля.

Реакции на опорах B , направленные в разные стороны, дают в сумме вертикальную силу:

$$B = B_1 - B_2 = 152 \text{ кг}$$

и момент

$$M_B = (B_1 + B_2) k = (296 + 144) 5,8 = 2552 \text{ кгсм},$$

распределяющиеся равномерно по болтам передней крышки.

Здесь $k = 5,8 \text{ см}$ — половина расстояния между опорами

B_1 и B_2 .

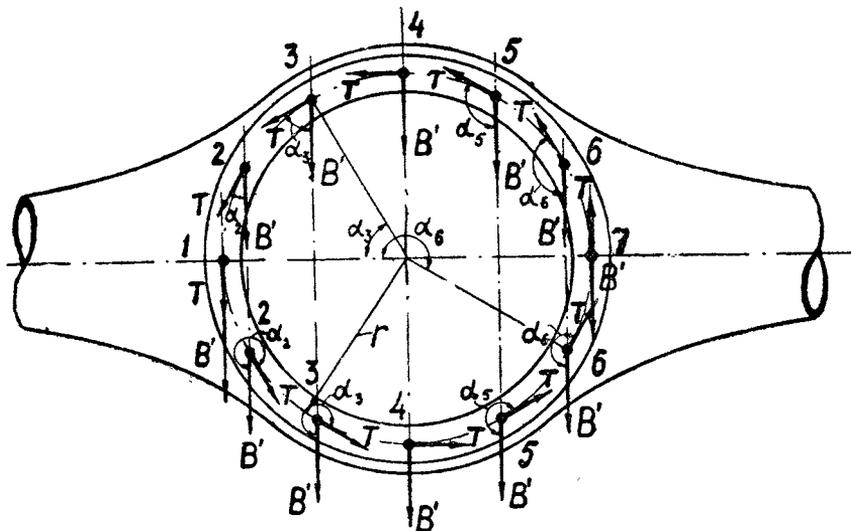
От действия реакций B и момента M_B на каждом из болтов получаются силы равные:

$$B' = \frac{B}{n} = 12,7 \text{ кг}$$

и

$$T = \frac{M_B}{n \cdot r} = 13,8 \text{ кг},$$

где $n = 12$ — число болтов, укрепляющих переднюю крышку.
Действие сил B' и T на болтах изображено на фиг. 91.



Фиг. 91. Распределение сил, действующих на внутренние опоры полуосей, по болтам передней крышки заднего моста при заносе или повороте автомобиля.

Проектируя силы T на вертикальную и горизонтальную оси и суммируя вертикальные их проекции с силами B , получим, что в каждой из точек 1, 2, 3, 4, 5, 6 и 7 средней части моста действуют следующие силы и моменты.

$$B'_1 = B' + T = 26,5 \text{ кг}; \quad B'_2 = 2(B' + T \cdot \cos \alpha_2) = 49,3 \text{ кг},$$

$$B'_3 = 2(B' + T \cdot \cos \alpha_3) = 39,2 \text{ кг}; \quad B'_4 = 2B' = 25,4 \text{ кг},$$

$$B'_5 = 2(B' + T \cdot \cos \alpha_5) = 11,6 \text{ кг}; \quad B'_6 = 2(B' + T \cdot \cos \alpha_6) = 1,5 \text{ кг},$$

$$B'_7 = B' - T = -1,1 \text{ кг},$$

$$M'_2 = 2 \cdot T \cdot r \cdot \sin^2 \alpha_2 = 106 \text{ кгсм}; \quad M'_3 = 2 \cdot T \cdot r \cdot \sin^2 \alpha_3 = 319 \text{ кгсм},$$

$$M'_4 = 2 \cdot T \cdot r = 422 \text{ кгсм}; \quad M'_5 = 2 \cdot T \cdot r \cdot \sin^2 \alpha_5 = 319 \text{ кгсм},$$

$$M'_6 = 2 \cdot T \cdot r \cdot \sin^2 \alpha_6 = 106 \text{ кгсм}.$$

Принимая жесткость рессор одинаковой с шарнирным их креплением к раме, усилия, действующие от рессор согласно обозначениям, приведенным на фиг. 90, определяем по формулам:

$$S_3 = \frac{G_2 \frac{A}{2} + P_2 (h_g - h_p)}{A} = \frac{G_2 \left[\frac{A}{2} + \varphi (h_g - h_p) \right]}{A} = 1316 \text{ кг},$$

$$S_4 = \frac{G_2 \frac{A}{2} - P_2 (h_g - h_p)}{A} = \frac{G_2 \left[\frac{A}{2} - \varphi (h_g - h_p) \right]}{A} = 304 \text{ кг},$$

где $h_p = 33$ см высота до точек крепления ушков рессор к раме и $A = 988$ мм — расстояние между рессорами.

б) Определение изгибающих моментов

Внешняя часть моста:
под рессорой:

$$M_S = A_1 (l_A - l_S).$$

В точке 1 средней части моста:

$$M_I = A_1 (l_A - l_1) - S_3 (l_S - l_1) - \frac{P_2}{2} \cdot \delta.$$

В точках 2 средней части:

$$M_{II} = A_1 (l_A - l_2) - S_3 (l_S - l_2) - \frac{P_2}{2} \cdot \delta + B'_1 (l_1 - l_2)$$

$$M'_{II} = M_{II} + M'_2.$$

В точках 3:

$$M_{III} = A_1 (l_A - l_3) - S_3 (l_S - l_3) - \frac{P_2}{2} \cdot \delta + \\ + B'_1 (l_1 - l_3) + M'_2 + B'_2 (l_2 - l_3) \quad M'_{III} = M_{III} + M'_3$$

В точках 4:

$$M_{IV} = A_1 \cdot l_A - S_1 \cdot l_S - \frac{P_2}{2} \cdot \delta + B'_1 \cdot l_1 + M'_2 + B'_2 \cdot l_2 + B'_3 \cdot l_3 + M'_3 \\ M'_{IV} = M_{IV} + M'_4.$$

Внутренняя часть моста:
под рессорой

$$M_S = A_2 (l_A - l_S).$$

В точке 7 средней части моста:

$$M_{VII} = A_2 (l_A - l_7) - S_4 (l_S - l_7) - \frac{P_2}{2} \cdot \delta.$$

В точках 6 средней части:

$$M_{VI} = A_2 (l_A - l_6) - S_4 (l_S - l_6) - \frac{P_2}{2} \cdot \delta - B'_7 (l_7 - l_6)$$

$$M'_{VI} = M_{VI} - M'_6.$$

В точках 5:

$$M_V = A_2 (l_A - l_5) - S_4 (l_S - l_5) - \\ - \frac{P_2}{2} \cdot \delta - B'_7 (l_7 - l_5) + B'_6 (l_6 - l_5) - M'_6$$

$$M'_V = M_V - M'_5.$$

В точках 4:

$$M_{IV} = A_2 \cdot l_2 - S_4 \cdot l_3 - \frac{P_2}{2} \cdot \delta - B'_7 \cdot l_7 - B'_1 \cdot l_6 + M'_6 + B'_5 \cdot l_5 - M'_5,$$

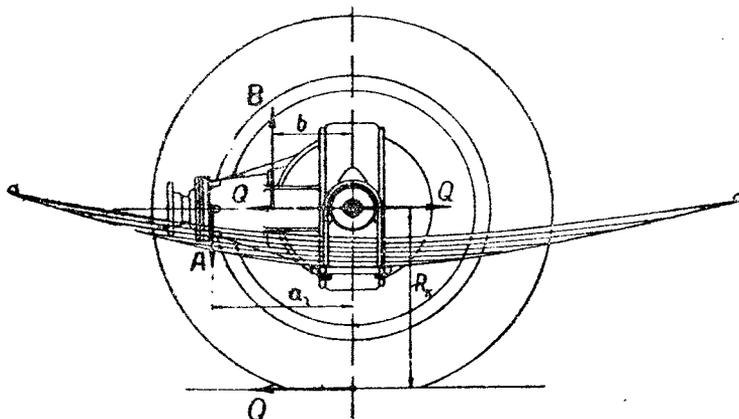
где $\delta = R_k - h_p$.

Изменение изгибающих моментов на фиг. 93 изображено диаграммой V для внешней части моста и диаграммой VI для внутренней части моста.

в. Определение напряжений

Для нагрузки, действующей в вертикальной плоскости, диаграмму моментов сопротивления на изгиб мы имеем обозначенной на фиг. 93 знаком W_x .

Пользуясь диаграммами V и VI изгибающих моментов и диаграммой W_x моментов сопротивления, определяем ординаты диаграммы напряжений, обозначая ее цифрой 5 для внешней части моста и цифрой 6 — для внутренней.



Фиг. 92. Схема действия сил для расчета заднего моста на скручивающий момент и толкающее усилие.

4. Расчет на толкающее усилие и скручивающий момент

Передача толкающего усилия и скручивающего момента от заднего моста к раме здесь осуществляется при помощи двух продольных полуэллиптических рессор, укрепленных к мосту посредством хомутов.

а. Определение действующих усилий и моментов

Валик ведущей конической шестерни главной передачи, изображенный на фиг. 35, действует на задний мост через опоры передней крышки последнего с силами A и B , скручивающими задний мост моментом, равным:

$$M = -A \cdot a + B \cdot b = M_m \cdot i_k \cdot i_0 = 38363 \text{ кгсм},$$

где a и b — расстояния от центра коронной шестерни до опор A и B валика ведущей шестерни, и изображенные на фиг. 92,

M_m — крутящий момент двигателя,
 i_k и i_0 — передаточные числа: коробки на первой передаче
и главной передачи.

Считаем, что этот крутящий момент распределяется поровну на правую и левую части заднего моста от его середины и воспринимается рессорами. Толкающее усилие, действующее на каждую часть моста, равно

$$Q = \frac{M}{2 \cdot R_k} = \frac{38\,363}{2 \cdot 38,5} = 498 \text{ кг.}$$

Коэффициент трения при этом равняется:

$$\varphi = \frac{Q}{R_1} = \frac{498}{810} = 0,615.$$

Изменение скручивающего момента на фиг. 93 изображено диаграммой VII.

Как видно из фиг. 92, действие толкающего усилия Q , а также и силы сопротивления движению, обратно тому, что мы имели при торможении.

В этом случае реакции на опорах B прижимают переднюю крышку к кольцевой части заднего моста и распределяются равномерно по поверхности их соприкосновения.

Для упрощения расчета считаем, что сумма реакций на опорах B распределяется равномерно по болтам, укрепляющим крышку.

Сравнивая расчет заднего моста на толкающее усилие с расчетом на статическую нагрузку, найдем, что изгибающие моменты от первой в сравнении с моментами от второй, изменятся в отношении действующих на мост сил, т. е. в

$$\frac{Q}{R_1} = \frac{498}{810} = 0,615 \text{ раз.}$$

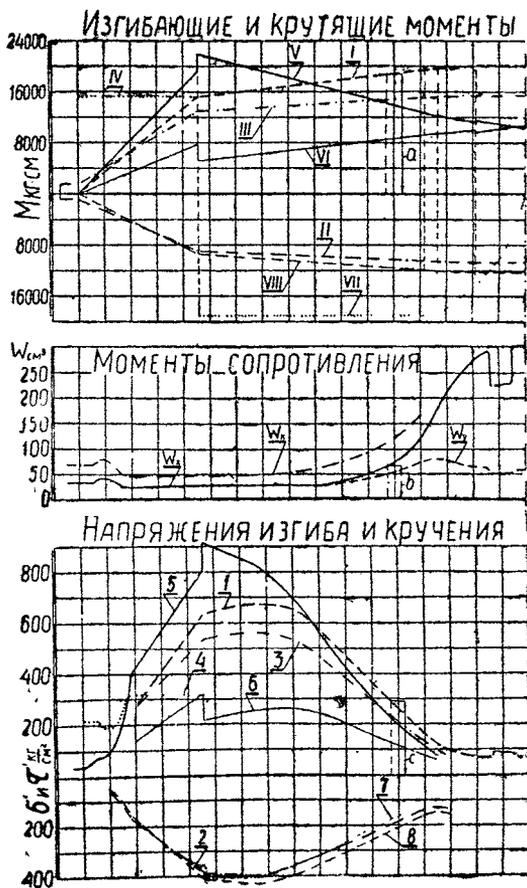
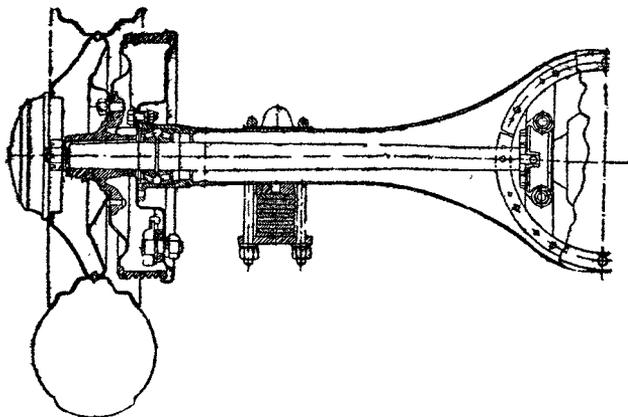
Эпюра изгибающих моментов от действия толкающего усилия на фиг. 93 обозначена цифрой VIII.

6. Определение напряжений

Изменение момента сопротивления кручению на длине рассчитываемого участка моста изображено на фиг. 93 диаграммой W_k . Пользуясь диаграммой VII крутящего момента и диаграммой момента сопротивления на кручение W_k , а также диаграммой VIII изгибающего момента и диаграммой W_u момента сопротивления на изгиб, определяем по ранее указанному способу величины ординат напряжений кручения и изгиба. По значениям последних построены соответствующие диаграммы напряжений, обозначенные на фиг. 93 цифрой 7—для кручения и цифрой 8—для изгиба.

Получающиеся в поворотных цапфах, шкворнях, переднем и заднем мостах максимальные напряжения приведены в табл. 39.

Здесь же приведены предел упругости и коэффициент крепости и получающиеся по последним и указанным выше напряжениям запасы прочности отдельных деталей осей.



Фиг. 93. Расчет заднего моста ЗИС.

Максимальные напряжения и запасы прочности в поворотных цапфах, шкворнях, переднем и заднем мостах

	Марка материала, предел упругости и коэффициент крепости		От статической нагрузки (изгиб)	При торможении		От боковых сил (изгиб)	От толкающего усилия (изгиб)	От скручивающего момента (кручение)
				Изгиб	Кручение			
Поворотные цапфы	5140	Напряжения . .	212	1350	—	4150	—	—
	8000	Запас прочности по пределу упругости . . .	37,8	5,92	—	1,93	—	—
	9500	Запас прочности по коэффициенту крепости . .	44,8	7,04	—	2,29	—	—
Мост передней оси	1045	Напряжения . .	1275	2665	2905	1125	—	—
	5000	Запас прочности по пределу упругости . . .	3,92	1,875	1,38	4,45	—	—
	8000	Запас прочности по коэффициенту крепости .	6,28	3,0	2,2	7,11	—	—
Шкворни поворотных цапф	6115	Напряжения . .	1194	5700	—	3500	—	—
	6000	Запас прочности по пределу упругости . . .	5,02	1,05	—	1,71	—	—
	8000	Запас прочности по коэффициенту крепости .	6,7	1,40	—	2,29	—	—
Задний мост	1025	Напряжения . .	625	56,5	317	918	427	405
	3000	Запас прочности по пределу упругости . . .	4,8	5,31	7,6	3,27	7,03	5,9
	5000	Запас прочности по коэффициенту крепости .	8,0	8,85	12,6	5,45	11,7	9,9

Предел упругости и коэффициент крепости при кручении приняты 0,8 соответственных величин при растяжении.

Цена 2 р. 75 к.