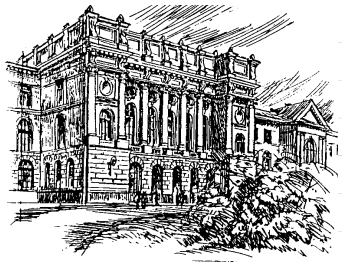


Министерство образования Российской Федерации

САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра: "Инжиниринг силовых установок и транспортных систем"

Курсовой проект

Эскизное проектирование ходовой части автомобиля Tesla Model S

Группа: 43225/5

Студент: Пуказов Я. Г.

Преподаватель: Красильников А. А.

Санкт-Петербург
2018

СОДЕРЖАНИЕ

1	Задание	2
2	Исходные данные	2
3	Определение нагрузок по осям	2
4	Выбор шин и размера обода	4
5	Определение расчетных нагрузок	5
5.1	Подрессоренные и неподрессоренные массы	5
5.2	Нагрузка на подвеску	6
6	Расчет подшипников ступиц колес	7
6.1	Определяем расстояние от вертикальной оси колеса до точек приложения радиальных нагрузок от подшипников на ось ступицы	8
6.2	Боковая нагрузка направленна на колесо снаружи	9
6.2.1	Эквивалентная нагрузка на 1-й подшипник при прямолинейном движении и при положительной боковой силе	10
6.2.2	Эквивалентная нагрузка на 2-й подшипник при прямолинейном движении и при положительной боковой силе	10
6.3	Боковая нагрузка направленна на колесо изнутри	10
6.3.1	Эквивалентная нагрузка на 1-й подшипник при прямолинейном движении и при отрицательной боковой силе	10
6.3.2	Эквивалентная нагрузка на 2-й подшипник при прямолинейном движении и при отрицательной боковой силе	11
6.4	Нагрузки на подшипники наружного колеса	11
6.4.1	Эквивалентная нагрузка на 1-й подшипник наружного колеса при повороте	12
6.4.2	Эквивалентная нагрузка на 2-й подшипник наружнего колеса при повороте	12
6.5	Нагрузки на подшипники внутреннего колеса	12
6.5.1	Эквивалентная нагрузка на 1-й подшипник наружного колеса при повороте	13
6.5.2	Эквивалентная нагрузка на 2-й подшипник наружного колеса при повороте	13
6.6	Расчет долговечности подшипников	14
7	Расчет упругого элемента подвески	14
7.1	Расчет пневматической рессоры	15

1. ЗАДАНИЕ

Определить подрессоренную и не подрессоренную массы, выбрать шины, рассчитать ступичные подшипники, определить кинематику подвески и рассчитать упругий элемент. Произвести данные вычисления для автомобиля Tesla Model S с одним водителем и одним пассажиром спереди и заднего моста

2. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Автомобиль: Tesla Model S

Снаряжённая масса: $M_c := 2100$ кг

Полная масса (снаряжённая масса + водитель+ пассажир): $M_2 := 2250$ кг

Максимальная допустимая масса: $M_g := 2500$ кг

Максимальная скорость: $V_{max} := 230$ км/ч

Длина автомобиля: $L := 4970$ мм

Высота автомобиля: $S := 1964$ мм

Ширина автомобиля: $H := 1435$ мм

Колесная база: $L_k := 2960$ мм

Колея автомобиля (передняя): $B_a := 1661$ мм

Колея автомобиля (задняя): $B_b := 1700$ мм

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОК ПО ОСЯМ

Т.к. мы производим расчет ходовой части электромобиля, будем считать определние нагрузок между осями равными, т.е. 50% на переднюю ось и 50% на заднюю ось

$k := 50\% = 0.5$ – коэффициент распределения массы на ось электромобиля в снаряжённом состоянии

$g := 9.81$ м/с^2

Для передней оси

– в снаряжённом состоянии

$G_{c.a} := k \cdot M_c \cdot g \overset{explicit, ALL}{\rightarrow} 0.5 \cdot 2100 \cdot 9.81 = 1.03 \cdot 10^4 \quad H$

$G_{c.a} := \mathrm{round}\left(G_{c.a}, 3\right) = 1.03 \cdot 10^4 \quad H$

Нагрузка на колесо:

$G_{k.c.a} := \frac{G_{c.a}}{2} \overset{explicit, ALL}{\rightarrow} \frac{10300.5}{2} = 5.15 \cdot 10^3 \quad H$

$G_{k.c.a} := \mathrm{round}\left(G_{k.c.a}, 3\right) = 5.15 \cdot 10^3 \quad H$

– два человека

$G_{2.a} := k \cdot M_2 \cdot g \overset{explicit, ALL}{\rightarrow} 0.5 \cdot 2250 \cdot 9.81 = 1.104 \cdot 10^4 \quad H$

$G_{2.a} := \mathrm{round}\left(G_{2.a}, 3\right) = 1.104 \cdot 10^4 \quad H$

Нагрузка на колесо:

$G_{k.2.a} := \frac{G_{2.a}}{2} \overset{explicit, ALL}{\rightarrow} \frac{11036.25}{2} = 5.518 \cdot 10^3 \quad H$

$G_{k.2.a} := \mathrm{round}\left(G_{k.2.a}, 3\right) = 5.518 \cdot 10^3 \quad H$

– допустимая масса

$G_{g.a} := k \cdot M_g \cdot g \overset{explicit,\ ALL}{\rightarrow} 0.5 \cdot 2500 \cdot 9.81 = 1.226 \cdot 10^4 \quad H$

$G_{g.a} := \mathrm{round}\left(G_{g.a}, 3\right) = 1.226 \cdot 10^4 \quad H$

Нагрузка на колесо:

$G_{k.g.a} := \frac{G_{g.a}}{2} \overset{explicit,\ ALL}{\rightarrow} \frac{12262.5}{2} = 6.131 \cdot 10^3 \quad H$

$G_{k.g.a} := \mathrm{round}\left(G_{k.g.a}, 3\right) = 6.131 \cdot 10^3 \quad H$

Для задней оси все тоже самое!

– в снаряжённом состоянии

$G_{c.b} := G_{c.a} = 1.03 \cdot 10^4 \quad H$

Нагрузка на колесо:

$G_{k.c.b} := G_{k.c.a} = 5.15 \cdot 10^3 \quad H$

– два человека

$G_{2.b} := G_{2.a} = 1.104 \cdot 10^4 \quad H$

Нагрузка на колесо:

$G_{k.2.b} := G_{k.2.a} = 5.518 \cdot 10^3 \quad H$

– допустимая масса

$G_{g.b} := G_{g.a} = 1.226 \cdot 10^4 \quad H$

Нагрузка на колесо:

$G_{k.g.b} := G_{k.g.a} = 6.131 \cdot 10^3 \quad H$

Распределение от оси передних колес до центра масс:

– для снаряжённого автомобиля

$a_c := L_k \cdot k \xrightarrow{explicit, ALL} 2960 \cdot 0.5 = 1.48 \cdot 10^3$ мм

$a_c := \mathrm{round}(a_c, 3) = 1.48 \cdot 10^3$ мм

– для двух человек

$a_2 := L_k \cdot k \xrightarrow{explicit, ALL} 2960 \cdot 0.5 = 1.48 \cdot 10^3$ мм

$a_2 := \mathrm{round}(a_2, 3) = 1.48 \cdot 10^3$ мм

– для допустимой массы

$a_g := L_k \cdot k \xrightarrow{explicit, ALL} 2960 \cdot 0.5 = 1.48 \cdot 10^3$ мм

$a_g := \mathrm{round}(a_g, 3) = 1.48 \cdot 10^3$ мм

Высота центра масс для электромобиля:

$h_g := 0.31 \cdot H \xrightarrow{explicit, ALL} 0.31 \cdot 1435 = 444.85$ мм

$h_g := \mathrm{round}(h_g, 3) = 444.85$ мм

4. ВЫБОР ШИН И РАЗМЕРА ОБОДА

Производитель рекомендует шины 245/45/R19

Характеристики шины:

–Обозначение шины: 245/45/R19

–Тип конструкции: *радиальная*

– Исполнение: *без камерная*

– Индекс грузоподъёмности: 100

– Тип рисунка протектора: *дорожный*

–Наружный диаметр: *711 мм*

–Ширина профиля (не более): *245 мм*

–Радиус: – *статический*: $r_к := 327$ *мм*

– *качения*: *330 мм*

–Максимальная нагрузка: *800 кгс (7845.32 Н)*

–Внутренние давление при максимальной нагрузке: 2,5 *кг/см2 (0,25 Мпа)*

–Максимальная скорость: *до 240 км/ч*

– Профиль обода: 8Jx19 ET40

Давление воздуха в шинах колес передней и задней оси соотведственно

$p_{шa} := 2.5$ кгс/см2
$p_{шb} := 2.5$ кгс/см2

Ориентировочная масса колеса в сборе с шиной $m_к := 30$ кг

В Tesla Model S на всех осях применяются дисковая тормозная система + рекуперативное торможение

Суммарная масса вращающихся частей колеса, ступицы и тормозного механизма:

– для дисковых тормозов $m'_к := 1.5 \cdot m_к \overset{explicit,\ ALL}{\longrightarrow} 1.5 \cdot 30 = 45$ кг

5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ НАГРУЗОК

5.1 Подрессоренные и неподрессоренные массы

При отсутствии данных по массе узлов ходовой части неподрессоренные массы определяем через коэффициенты неподрессоренных масс подвески отнесенных к массе колеса $k_{1или2} := \frac{m_{1или2}}{m_к}$

Где $m_{1или2}$– приведенная неподрессоренная масса элементов подвески передней (1) и задней (2) оси;

$m_к = 30$ кг – масса колеса.

Значения коэффициентов неподрессоренных масс задаем в зависимости от типа подвески с учетом наличия привода к ведущим колесам.

Тип оси	Передняя подвеска		Задняя подвеска				
	На двойных рычагах	Макферсон	Зависимая	Макферсон	На диагональных рычагах	На продольных рычагах с поперечиной	На продольных рычагах
ведущая	2,5	3,6	4,6 –5,8	3,6	3,3	–	–
ведомая	2,2	2,6	2,5	1,8	3	2	1,8

$k_1 := 3.6$

$k_2 := k_1 = 3.6$

Неподрессоренные массы:

– передней ведомой оси двойных рычагах:

$m_1 := m_к \cdot (k_1 + 2) \overset{explicit, ALL}{\rightarrow} 30 \cdot (3.6 + 2) = 168$ кг

–задней ведущей оси с зависимой подвеской:

$m_2 := m_к \cdot (k_2 + 2) \overset{explicit, ALL}{\rightarrow} 30 \cdot (3.6 + 2) = 168$ кг

Подрессоренные массы:

- для передней оси:

– в снаряжённом состоянии

$$M_{c.1} := \frac{G_{c.a}}{g} - m_1 \overset{explicit, ALL}{\rightarrow} \frac{10300.5}{9.81} - 168 = 882 \quad кг$$

– два человека

$$M_{2.1} := \frac{G_{2.a}}{g} - m_1 \overset{explicit, ALL}{\rightarrow} \frac{11036.25}{9.81} - 168 = 957 \quad кг$$

– полная масса

$$M_{g.1} := \frac{G_{g.a}}{g} - m_1 \overset{explicit, ALL}{\rightarrow} \frac{12262.5}{9.81} - 168 = 1.082 \cdot 10^3 \quad кг$$

- для задней оси:

– в снаряжённом состоянии

$$M_{c.2} := \frac{G_{c.b}}{g} - m_2 \overset{explicit, ALL}{\rightarrow} \frac{10300.5}{9.81} - 168 = 882 \quad кг$$

– два человека

$$M_{2.2} := \frac{G_{2.b}}{g} - m_2 \overset{explicit, ALL}{\rightarrow} \frac{11036.25}{9.81} - 168 = 957 \quad кг$$

– полная масса

$$M_{g.2} := \frac{G_{g.b}}{g} - m_2 \overset{explicit, ALL}{\rightarrow} \frac{12262.5}{9.81} - 168 = 1.082 \cdot 10^3 \quad кг$$

- для всего автомобиля:

– в снаряжённом состоянии

$$M_{П.С} := M_{c.1} + M_{c.2} \overset{explicit, ALL}{\rightarrow} 882 + 882 = 1.764 \cdot 10^3 \quad кг$$

– два человека

$$M_{П.2} := M_{2.1} + M_{2.2} \overset{explicit, ALL}{\rightarrow} 957 + 957 = 1.914 \cdot 10^3 \quad кг$$

– полная масса

$$M_{П.g} := M_{g.1} + M_{g.2} \overset{explicit, ALL}{\rightarrow} 1082 + 1082 = 2.164 \cdot 10^3 \quad кг$$

5.2 Нагрузка на подвеску

Нагрузка на подвеску, приведенная к оси колеса:

- для передней оси:

– в снаряжённом состоянии

$$P_{kc.1} := \frac{M_{c.1}}{2} \cdot g \overset{explicit, ALL}{\rightarrow} \frac{882}{2} \cdot 9.81 = 4.326 \cdot 10^3 \quad Н$$

– два человека

$$P_{k2.1} := \frac{M_{2.1}}{2} \cdot g \overset{explicit, ALL}{\rightarrow} \frac{957}{2} \cdot 9.81 = 4.694 \cdot 10^3 \quad Н$$

– полная масса

$$P_{kg.1} := \frac{M_{g.1}}{2} \cdot g \overset{explicit, ALL}{\rightarrow} \frac{1082}{2} \cdot 9.81 = 5.307 \cdot 10^3 \quad Н$$

- для задней оси:

– в снаряжённом состоянии

$$P_{kc.2} := \frac{M_{c.2}}{2} \cdot g \overset{explicit, ALL}{\rightarrow} \frac{882}{2} \cdot 9.81 = 4.326 \cdot 10^3 \quad Н$$

– два человека

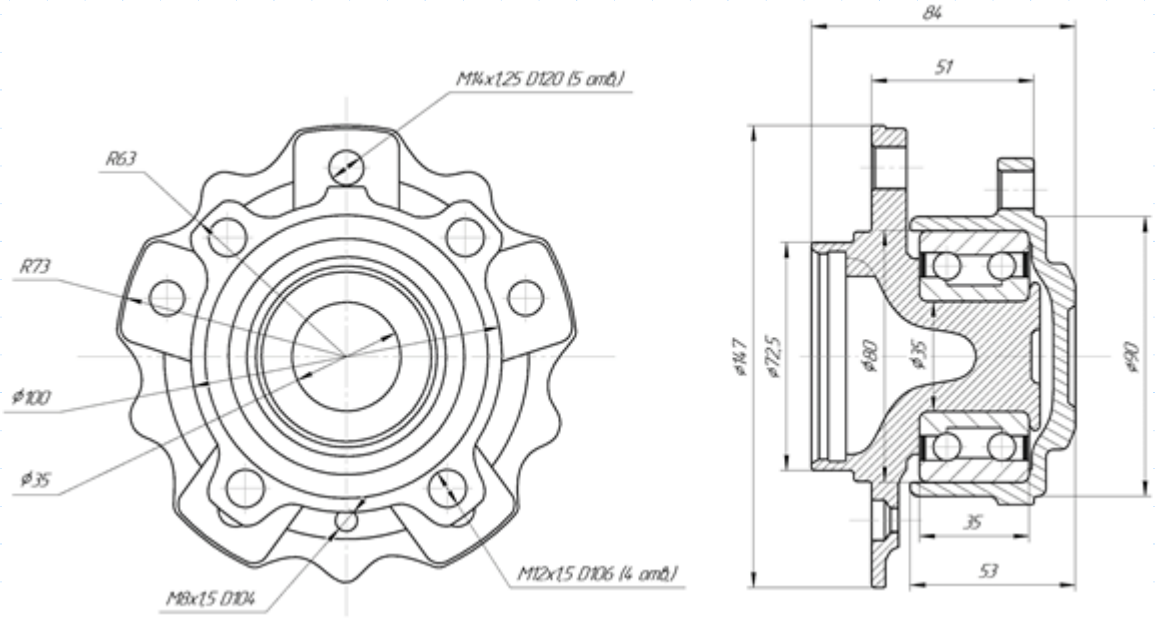
$$P_{k2.2} := \frac{M_{2.2}}{2} \cdot g \overset{explicit, ALL}{\rightarrow} \frac{957}{2} \cdot 9.81 = 4.694 \cdot 10^3 \quad Н$$

– полная масса

$$P_{kg.2} := \frac{M_{g.2}}{2} \cdot g \overset{explicit, ALL}{\rightarrow} \frac{1082}{2} \cdot 9.81 = 5.307 \cdot 10^3 \quad Н$$

6. РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ СТУПИЦ КОЛЕС

На передней ведомой оси автомобиля Tesla Model S применяются ступичные подшипники третьего поколения, так называемые HUB III. Но для удобства расчёта данные подшипники заменены более технологичными двухрядными шариковыми радиально-упорными подшипниками первого поколения (HUB I). Общий вид, а также основные размеры ступицы приведены на рисунке



Исходные данные для расчета:

- $G_в := G_{c.b} = 1.03 \cdot 10^4$ Н – статическая нагрузка на заднюю ось при проектной нагрузке
- $m' := m'_к = 45$ кг – масса колеса и деталей тормоза, вращающихся на ступице заднего колеса
- $B_a := \frac{B_b}{1000} = 1.7$ м – колея задних колес
- $h_g := \frac{h_g}{1000} = 0.445$ м – высота центра масс при расчетной нагрузке
- $V_{max} = 230$ км/ч – максимальная скорость автомобиля

Схема установки подшипников передних колёс показана на рисунке. В ступицах передних колёс установлены двухрядные шариковые радиально-упорные подшипники с уплотнением. Номер подшипника 3056307, его параметры:

$d := 35$ мм

$D := 80$ мм

$B := 35$ мм

$C := 48.8$ кН

$C_0 := 34$ кН

$e := 0.37$

Расчёт подшипника на долговечность

1. При прямолинейном движении (90% пробега) боковая нагрузка на колесо принимается равной где $G_к := \frac{G_в}{2} = 5.15 \cdot 10^3$ – нагрузка на колесо при прямолинейном движении

$P_б := 0.07 \cdot G_к \overset{explicit, ALL}{\rightarrow} 0.07 \cdot 5150.25 = 360.518$ Н

$P_б := \text{round}\left(P_б, 3\right) = 360.518$ Н

Статическая нагрузка на ось ступицы передних колёс при проектной нагрузке:

$Z_к := 0.5 \cdot G_в - m'_к \cdot g \overset{explicit, ALL}{\rightarrow} 0.5 \cdot 10300.5 - 45 \cdot 9.81 = 4.709 \cdot 10^3$ Н

Сила тяги, приведённая к оси ступицы колеса:

Здесь, $f_0 := 0.01$ – коэффициент сопротивления качению (для дорого I–III категории);

$i := 0.05$ – уклон дорог.

где $f := f_0 + i = 0.06$ – суммарный коэффициент сопротивления качению.

$P_f := f \cdot 0.5\ G_в = 309.015$

$X_k := P_f = 309.015$ Н

$k_б := 2.5$ – коэффициент безопасности

$k_m := 1$ – температурный коэффициент

$k_k := 1$ – коэффициент вращения (вращается внутренняя обойма)

Радиальная нагрузка на подшипник:

$P_r := \sqrt{Z_k^2 + X_k^2} = 4.719 \cdot 10^3$ *H*

Осевая нагрузка на подшипник:

$P_0 := P_б = 360.518$ *H;*

Эквивалентная нагрузка при отношении $\frac{P_0}{k_k \cdot P_r} = 0.076$ *<0.99 определяется как:*

$P_э := (k_k \cdot P_r + 0.63 \cdot P_0) \cdot k_б \cdot k_m = 1.237 \cdot 10^4$ н

2. При движении в повороте (10% пробега, причём считается, что 5% поворотов будет в одну сторону и 5% в другую).

Нагрузка на наружное колесо:

ускорение при повороте со скоростью $V_п := 40$ км/ч и радиусом $R_п := 50$ м

$h_g = 0.445$ м – высота центра масс

$B_b = 1.7 \cdot 10^3$ м – колея задних колес

$a_j := \frac{V_п^2}{3.6^2 \cdot R_п}$ *explicit, ALL* $\rightarrow \frac{40^2}{3.6^2 \cdot 50} = 2.469$ м/с^2 – ускорение при повороте

$a_j := \text{round}(a_j, 3) = 2.469$ м/с^2

$m := \frac{a_j \cdot h_g}{g \cdot B_b}$ *explicit, ALL* $\rightarrow \frac{2.469 \cdot 0.44485}{9.81 \cdot 1700} = 6.586 \cdot 10^{-5}$ коэфициент, учитывающий изменения нагрузки на колесе при повороте

$m := \text{round}(m, 3) = 0$

$G_{н.к} := 0.5 \cdot G_в \cdot (1 + m)$ *explicit, ALL* $\rightarrow 0.5 \cdot 10300.5 \cdot (1 + 0) = 5.15 \cdot 10^3$ *H*

$G_{н.к} := \text{round}(G_{н.к}, 3) = 5.15 \cdot 10^3$ *H*

Нагрузка на ось нагруженного колеса при повороте

$Z_{н.к} := G_{н.к} - m'_к \cdot g$ *explicit, ALL* $\rightarrow 5150.25 - 45 \cdot 9.81 = 4.709 \cdot 10^3$ *H*

$Z_{н.к} := \text{round}\left(Z_{н.к}, 3\right) = 4.709 \cdot 10^3$ *Н*

Боковая сила на наружное колесо при повороте

$P_{н.б} := \frac{a_j}{g} \cdot G_{н.к} \overset{explicit, ALL}{\rightarrow} \frac{2.469}{9.81} \cdot 5150.25 = 1.296 \cdot 10^3$ *Н*

$P_{н.б} := \text{round}\left(P_{н.б}, 3\right) = 1.296 \cdot 10^3$

Радиальная нагрузка с учётом силы тяги:

$P_{н.г} := \sqrt{Z_{н.к}^{\,2} + X_k^{\,2}} = 4.719 \cdot 10^3$ *Н*

Осевая нагрузка на подшипник наружного колеса:

$P_{н.о} := P_{н.б} = 1.296 \cdot 10^3$ *Н;*

Эквивалентная нагрузка на подшипник наружного колеса на повороте при отношении $\frac{P_{н.о}}{k_k \cdot P_{н.г}} = 0.275$ *<0.99 определяется как:*

$P_{н.э} := \left(k_k \cdot P_{н.г} + 0.63 \cdot P_{н.о}\right) \cdot k_б \cdot k_т = 1.384 \cdot 10^4$ Н

Нагрузка на внутреннее колесо по отношению к радиусу поворота:

$G_{вн.к} := 0.5 \cdot G_в \cdot (1 - m) \overset{explicit, ALL}{\rightarrow} 0.5 \cdot 10300.5 \cdot (1 - 0) = 5.15 \cdot 10^3$ *Н*

$G_{вн.к} := \text{round}\left(G_{вн.к}, 3\right) = 5.15 \cdot 10^3$ *Н*

Нагрузка на ось внутреннего колеса при повороте:

$Z_{вн.к} := G_{вн.к} - m'_к \cdot g \overset{explicit, ALL}{\rightarrow} 5150.25 - 45 \cdot 9.81 = 4.709 \cdot 10^3$ *Н*

Радиальная нагрузка с учётом силы тяги:

$P_{вн.г} := \sqrt{Z_{вн.к}^{\,2} + X_k^{\,2}} = 4.719 \cdot 10^3$ *Н*

Боковая сила на внутреннее колесо при повороте:

$$P_{вн.б} := \frac{a_j}{g} \cdot G_{вн.к} \quad \text{explicit, ALL} \rightarrow \frac{2.469}{9.81} \cdot 5150.25 = 1.296 \cdot 10^3 \quad Н$$

$$P_{вн.б} := \text{round}\left(P_{вн.б}, 3\right) = 1.296 \cdot 10^3$$

Осевая нагрузка на подшипник внутреннего колеса:

$$P_{вн.О} := P_{вн.б} = 1.296 \cdot 10^3 \quad Н;$$

Эквивалентная нагрузка на подшипник внутреннего колеса в повороте при отношении $\frac{P_{вн.О}}{k_к \cdot P_{вн.г}} = 0.275$ *<0.99 определяется как:*

$$P_{вн.э} := \left(k_к \cdot P_{вн.г} + 0.63 \cdot P_{вн.О}\right) \cdot k_б \cdot k_т = 1.384 \cdot 10^4 \quad Н$$

Расчётная суммарная нагрузка на подшипник для всего пробега:

$$P_c := \sqrt[3]{0.9 \cdot P_э^{\,3} + 0.05 \cdot \left(P_{н.э}^{\,3} + P_{вн.э}^{\,3}\right)} = 1.253 \cdot 10^4 \quad Н$$

Долговечность подшипника в часах:

Здесь $n_{ср} := 2.65 \cdot 0.5 \cdot \frac{V_{max}}{r_к \cdot 1000}$ explicit, ALL $\rightarrow 2.65 \cdot 0.5 \cdot \frac{230}{327 \cdot 1000} = 931.957$

$$L_h := \frac{10^6}{60 \cdot n_{ср}} \cdot \left(\frac{C}{P_c \cdot 1000}\right)^{10/3} = 1.663 \cdot 10^3 \quad час$$

Долговечность подшипника в километрах пробега: $S := 6289.3 \cdot \frac{r_к}{1000} \cdot \left(\frac{C}{P_c \cdot 1000}\right)^{10/3} = 1.912 \cdot 10^5$

тыс.км

Расчётная долговечность, выше нормы для гарантийного пробега легковых автомобилей [125...150 тыс.км]

7. РАСЧЕТ УПРУГОГО ЭЛЕМЕНТА ПОДВЕСКИ

Исходные данные

– Снаряжённая масса автомобиля $M_c = 2.1 \cdot 10^3$ кг
– Грузоподъёмность $M_z := M_g - M_c = 400$ кг
– Полная масса автомобиля $M_g = 2.5 \cdot 10^3$ кг, в том числе на переднюю ось $M_{a.g} := M_g \cdot k = 1.25 \cdot 10^3$ кг
– Масса автомобиля при проектной нагрузке $M_z := M_2 - M_c = 150$ кг (2 человека), $M_2 = 2.25 \cdot 10^3$ кг, в том числе не переднюю ось $M_{a.2} := M_2 \cdot k = 1.125 \cdot 10^3$ кг
– Неподрессоренная масса передней оси $m_1 = 168$ кг;
– Статическое усилие на подвеску передней оси при полной нагрузке:

$$P_{k.cm.g} := \frac{(M_{a.g} - m_1) \cdot g \cdot 10^{-3}}{2} \text{ explicit, ALL} \rightarrow \frac{(1250 - 168) \cdot 9.81 \cdot 10^{-3}}{2} = 5.307 \text{ кН}$$

– Статическое усилие на подвеску передней оси при проектной нагрузке:

$$P_{k.cm.2} := \frac{(M_{a.2} - m_1) \cdot g \cdot 10^{-3}}{2} \text{ explicit, ALL} \rightarrow \frac{(1125 - 168) \cdot 9.81 \cdot 10^{-3}}{2} = 4.694 \text{ кН}$$

– Собственная частота подвески равна $\nu := 1.7$ Гц, соответственно $n := 60 \cdot \nu = 102$ мин-1,
– Статический прогиб подвески:

$$f_{cm} := \left(\frac{300}{n}\right)^2 = 8.651 \text{ см}$$

– Жёсткость подвески:

$$C_k := \frac{P_{k.cm.2}}{\frac{f_{cm}}{100}} \text{ explicit, ALL} \rightarrow \frac{4.694085}{\frac{8.650519031141871}{100}} = 54.264 \text{ кН/м}$$

– Ход сжатия $f_c := 20$ мм, ход отбоя $f_0 := 30$ мм, полный прогиб подвески:

$$f_n := f_{cm} + \frac{f_c}{10} = 10.651 \text{ см}$$

– Исходная характеристика подвески показана на рисунке 4

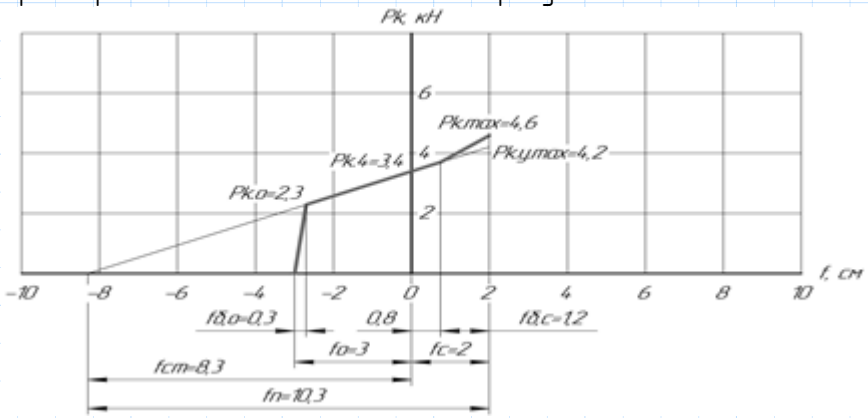


Рис.4. Исходная характеристика передней оси

Предварительные расчёты

Для определения значения передаточного отношения подвески, необходимого для расчёта пружины подвески, нужно составить кинематическую схему подвески, которая представлена на рисунке 5.

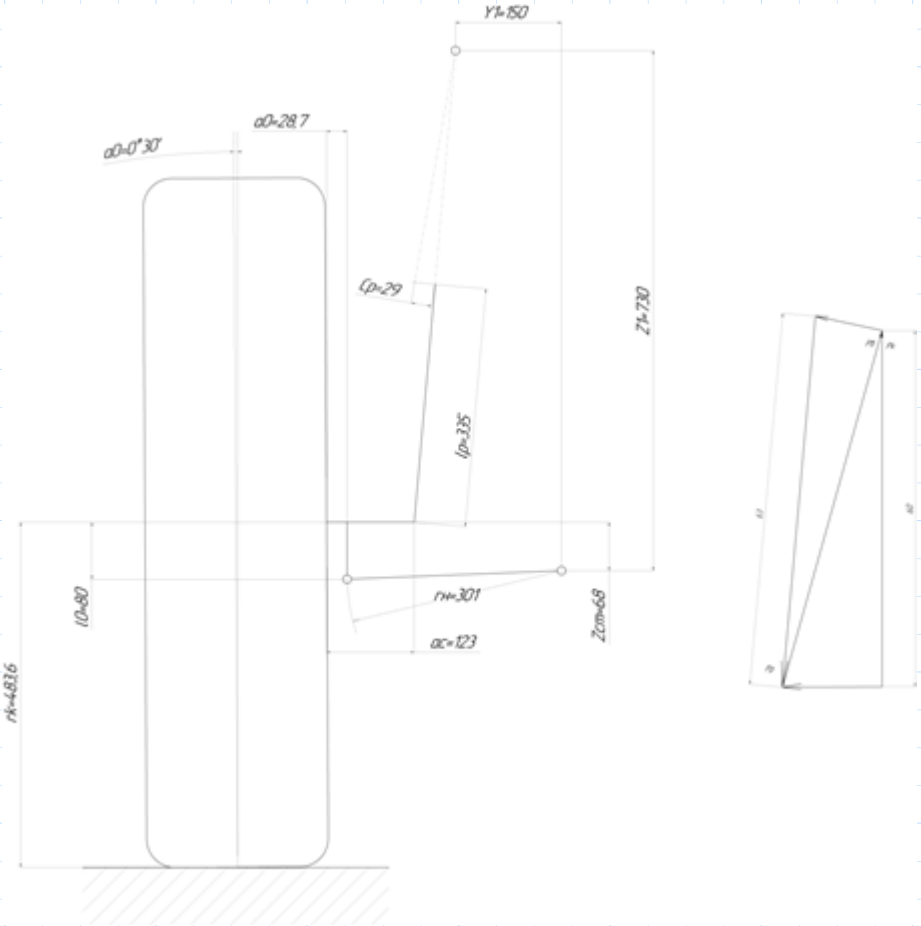


Рис.5. Кинематическая схема подвески и силовой треугольник

Масштаб сил равен $m_p := 65\,Н/мм$. С учётом того, что вектор $P_p := 63\,мм$, а вектор $P_k := 60\,мм$, можно определить значения сил $P_p := P_p \cdot m_p = 4.095 \cdot 10^3\ \ H$ и $P_k := P_k \cdot m_p = 3.9 \cdot 10^3\ \ H$.

Следовательно, передаточное отношение подвески равняется:

$$U_0 := \frac{P_k}{P_p}\ \ explicit, ALL \rightarrow \frac{3900}{4095} = 0.952$$

7.1 Расчет размеров пневматической рессоры для подвески передней оси легкового автомобиля

– подрессоренная масса на подвеску передней оси при проектной нагрузке (*2 человека*) $M_2 = 2.25 \cdot 10^3$ *кг*

– статическая нагрузка на подвеску, приведенная к оси колеса, $P_{к.ст.2} = 4.694$ *кН*

– необходимая жесткость подвески в статическом положении, приведенная к оси колеса, $C_k = 54.264$ *кН/м*

– максимальное перемещение штока на ходе сжатия $h_c := 43$ *мм*, на ходе отбоя $h_0 := 52$ *мм*

– силовое передаточное отношение подвески в статическом положении $U_0 = 0.952$

Решение

- Нагрузка на рессору при проектной нагрузке

$$P_{ст} := \frac{P_{к.ст.2}}{U_0} \text{ explicit, ALL} \rightarrow \frac{4.694085}{0.95238095238095233} = 4.929 \text{ кН.}$$

- Необходимая жесткость рессоры в статическом положении

где $k_p := 1.2$ – коэффициент, учитывающий жесткость резинометаллических шарниров рычагов подвески; $c := -0.66$

$$C_p := \frac{C_k - P_{ст} \cdot c}{k_p \cdot U_0^2} \text{ explicit, ALL} \rightarrow \frac{54.263622599999991 - 4.92878925 \cdot -0.66}{1.2 \cdot 0.95238095238095233^2} = 53.441 \text{ кН/м,}$$

Пневматическую рессору рукавного типа размещаем соосно с амортизатором.

Определение размеров амортизатора.

Амортизатор гидравлический, телескопического типа, двухтрубный.

– Построение исходной характеристики.

- Задаем значение коэффициента апериодичности $\psi := 0.4$.
- Среднее значение коэффициента сопротивления амортизатора, приведенноек оси колеса

Здесь $f_{ст} := \frac{0.5 \cdot M_2 \cdot g}{C_k \cdot 10^3}$ explicit, ALL $\rightarrow \frac{0.5 \cdot 2250 \cdot 9.81}{54.263622599999991 \cdot 10^3} = 0.203$ *м* – статический прогиб подвески.

ω – собственная частота подвески. $\omega := \frac{31.4}{\sqrt{f_{ст} \cdot 100}} = 6.963$ рад/

$$k_{ср} := \psi \cdot M_2 \cdot \omega \text{ explicit, ALL} \rightarrow 0.4 \cdot 2250 \cdot 6.9626293255733014 = 6.266 \cdot 10^3 \text{ Н*с/м}$$

- Задаем отношение коэффициентов сопротивления амортизатора на ходе отбоя и сжатия $\frac{k_0}{k_c}$=4, тогда значение коэффициента сопротивления амортизатора на ходе

сжатия определим как $k_c := \frac{k_{ср}}{2.5} = 2.507 \cdot 10^3$ Н*с/м. Значение коэффициента сопротивления амортизатора на ходе отбоя $k_0 := 4 \cdot k_c = 1.003 \cdot 10^4$ Н*с/м.

- Задаем отношение коэффициентов сопротивления амортизатора при открытых разгрузочных клапанах на ходе отбоя и сжатия $\frac{k_{0.c}}{k_{кл.0.c}}$ =8, тогда значение коэффициентов сопротивления амортизатора при открытых разгрузочных клапанах на ходе отбоя и сжатия определим как $k_{кл.c} := \frac{k_c}{8} = 313.318$ Н*с/м; $k_{кл.0} := \frac{k_0}{8} = 1.253 \cdot 10^3$ Н*с/м.
- Полученные значения коэффициентов сопротивления амортизатора приводим непосредственно к штоку амортизатора:

$$k_{a.c} := \frac{k_c}{U_0^2} \overset{explicit, ALL}{\rightarrow} \frac{2506.5465572063886}{0.95238095238095233^2} = 2.763 \cdot 10^3 \text{ Н*с/м}$$

$$k_{a.0} := \frac{k_0}{U_0^2} \overset{explicit, ALL}{\rightarrow} \frac{10026.186228825554}{0.95238095238095233^2} = 1.105 \cdot 10^4 \text{ Н*с/м}$$

$$k_{a.кл.c} := \frac{k_{кл.c}}{U_0^2} \overset{explicit, ALL}{\rightarrow} \frac{313.31831965079857}{0.95238095238095233^2} = 345.433 \text{ Н*с/м}$$

$$k_{a.кл.0} := \frac{k_{кл.0}}{U_0^2} \overset{explicit, ALL}{\rightarrow} \frac{1253.2732786031943}{0.95238095238095233^2} = 1.382 \cdot 10^3 \text{ Н*с/м}$$

- Принимаем значение скорости штока в момент открытия разгрузочных клапанов амортизатора на ходе сжатия и отбоя $V_c := 0.1$ $V_0 := V_c = 0.1$ м/с.
- Усилие на штоке в момент открытия разгрузочных клапанов амортизатора:
  - на ходе сжатия $P_{a.c} := \frac{k_{a.c}}{1000} \cdot V_c \overset{explicit, ALL}{\rightarrow} \frac{2763.4675793200436}{1000} \cdot 0.1 = 0.276$ кН;
  - на ходе отбоя $P_{a.0} := \frac{k_{a.0}}{1000} \cdot V_0 \overset{explicit, ALL}{\rightarrow} \frac{11053.870317280174}{1000} \cdot 0.1 = 1.105$ кН;.
- Усилие на штоке при открытых разгрузочных клапанах амортизатора для скорости штока $V_ш := 0.52$ м/с:
  - на ходе сжатия

$$P_{a.c.max} := P_{a.c} + \frac{k_{a.кл.c}}{1000} \cdot (V_ш - V_c) = 0.421 \text{ кН};$$

  - на ходе отбоя

$$P_{a.0.max} := P_{a.0} + \frac{k_{a.кл.0}}{1000} \cdot (V_ш - V_c) = 1.686 \text{ кН};$$

- Максимальная нагрузка на рессору

$$P_{max} := P_{ст} + C_р \cdot \frac{h_c}{1000} = 7.227 \text{ кН}.$$

- Из таблицы ОСТ 37.001.434-88 по нагрузке $P_{a.0.max}$ задаем основные размеры двухтрубного амортизатора:
  - диаметр поршня $d_п := 30$ *мм*;
  - ход поршня $h_{п.max} := 100$ *мм*;
  - минимальная длина амортизатора в сдвинутом состоянии $L_{min} := 220$ *мм*.

Верхнее крепление штока амортизатора к кузову при помощи резиновых подушек, нижнее соединение амортизатора на нижнем рычаге подвески при помощи резино-металлического шарнира. Размеры элементов крепления амортизатора задаем ппо нагрузке P_{max}.

$p_a := 0.1$ *МПа* – атмосферное давление

Для верхнего шарнира:
- резьба крепления штока М12 × 1,25 –6*g* *мм*;
- диаметр штока $d_ш := 14$ *мм*;
- внутренний диаметр резиновой подушки $d := 14$ *мм*;
- наружный диаметр резиновой подушки $D := 40$ *мм*;
- толщина резиновой подушки в сжатом состоянии $H := 6$ *мм*.

Для нижнего шарнира:
- внутренний диаметр проушины $D_{вн} := 41$ *мм*;
- ширина проушины $B := 45$ *мм*.

- площадь поршня $F_п := \frac{3.14 \cdot d_п^2}{4 \cdot 100} = 7.065$ *см^2*
- площадь штока $F_ш := \frac{3.14 \cdot d_ш^2}{4 \cdot 100} = 1.539$ *см^2*
- максимальное давление в амортизаторе на ходе отбоя

$$P_{0.max} := \frac{P_{a.0.max} \cdot 1000}{100 \cdot (F_п - F_ш)} + p_a = 3.15 \text{ МПа}$$

- Необходимая толщина стенки рабочего цилиндра
  Здесь $p_р := 2.25$ *МПа* – расчетное давление;
  $\sigma := 60$ *МПа* – допустимые напряжения для стали 30ХГСА при давлении в рабочем цилиндре < 20 *МПа* [ ].

$$\delta_{р.ц} := \frac{p_р \cdot d_п}{2 \cdot \sigma} = 0.563 \text{ мм}.$$

Принимаем толщину рабочего цилиндра $\delta_{р.ц} := 1.5$. Наружный диаметр рабочего цилиндра $D_{р.ц} := d_п + 2 \cdot \delta_{р.ц} = 33$ *мм*.

- объем компенсационной камеры

$$V_{k.k} := 4 \cdot F_ш \cdot \frac{h_{п.max}}{10} = 61.544 \text{ см3}.$$

$$V_ш := F_ш \cdot \frac{h_{п.max}}{100} = 1.539$$

Внутренний диаметр наружного цилиндра компенсационной камеры

$$d_{k.k} := \sqrt{\frac{4 \cdot V_{k.k}}{3.14 \cdot \frac{h_{n.max}}{10}} + \left(\frac{D_{p.ц}}{10}\right)^2} = 4.328 \quad см$$

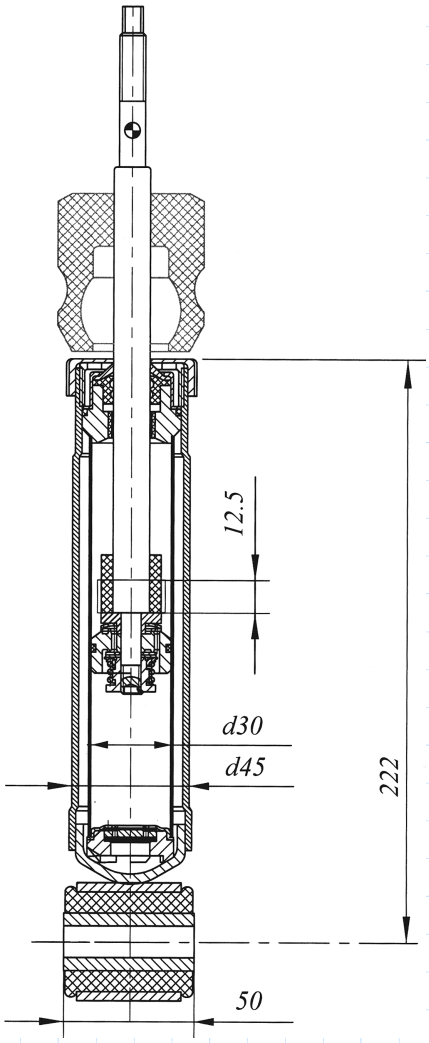
С учетом крепления на амортизаторе поршня пневматической рессоры принимаем толщину внешнего цилиндра $\delta_{k.k} := 2.5$ *мм.* Наружный диаметр амортизатора $D_{k.k} := d_{k.k} \cdot 10 + 2 \cdot \delta_{k.k} = 48.278$ *мм.* Принимаем наружный диаметр рабочего цилиндра $D_{k.k} := 45$ *мм*

(В этом случае внутренний диаметр наружного цилиндра компенсационной камеры амортизатора составит $d_{k.k} := D_{k.k} - 2 \cdot \delta_{k.k} = 40$ *мм, а сам объем компенсационной камеры*

$$V_{k.k} := \frac{3.14 \cdot \left(\left(\frac{d_{k.k}}{10}\right)^2 - \left(\frac{D_{p.ц}}{10}\right)^2\right)}{4} \cdot \frac{h_{n.max}}{10} = 40.114 \quad см3.$$

$$\frac{V_{k.k}}{10 \cdot V_ш} \quad explicit, ALL \rightarrow \quad \frac{40.113500000000009}{10 \cdot 1.5386000000000002} = 2.607 \quad > 2.$$

По данным размерам разрабатываем эскиз амортизатора, приведенный на рисунке



Определение размеров пневматической рессоры.

- Задаем значение давления в рессоре в статическом положении при проектной нагрузке $p_0 := 0.85$ МПа.
- Эффективная площадь резиновой оболочки

$$F_{эф} := \frac{P_{ст}}{p_0 - p_a} \cdot 10 \overset{explicit,\ ALL}{\rightarrow} \frac{4.92878925}{0.85 - 0.1} \cdot 10 = 65.717 \quad см2.$$

- Эффективный диаметр

$$d_{эф} := 1.13 \cdot \sqrt{F_{эф}} = 9.16 \quad см.$$

- В выполненных конструкциях пневматических рессор наружный радиус перегиба резиновой оболочки 8<R<30 *мм*. Принимаем $R := 10$ *мм*. Задаем толщину рукавного элемента $\delta_р := 3$ *мм*.

Диаметр поршня $D_п := d_{эф} - 2 \cdot \frac{R}{10} = 7.16$ *см*.

Принимаем $D_п := 70$ *мм*, тогда $d_{эф} := D_п + 2 \cdot R = 90$ *мм*.

Уточняем значение эффективной площади $F_э := \frac{3.14 \cdot \left(\frac{d_{эф}}{10}\right)^2}{4} = 63.585$ *см2* и давления в рессоре для статического положения при проектной нагрузке

$$p_0 := \frac{P_{ст} \cdot 10}{F_э} + 0.1 \overset{explicit,\ ALL}{\rightarrow} \frac{4.92878925 \cdot 10}{63.585} + 0.1 = 0.875 \quad см2.$$

Наружный диаметр рукавного элемента пневматической рессоры

$D_р := d_{эф} + 2 \cdot R + 2 \cdot \delta_р = 116$ *мм*.

- Необходимый объем воздуха в рессоре для статического положения при проектной нагрузке

$$V_0 := \frac{p_0 \cdot F_э^2 \cdot 1.25}{C_р} \cdot 10 = 827.611 \quad см3.$$

- Минимальная высота поршня

$H_п := \frac{h_c}{2} + \frac{h_0}{2} + R = 57.5$ *мм*. Принимаем $H_п := 65$ *мм*.

- Задаем толщину стенки поршня $\delta_п := 2.5$ *мм*. Внутренний диаметр поршня рессоры $d_п := D_п - 2 \cdot \delta_п = 65$ *мм*.
- По данным размерам разрабатываем эскиз рессоры и определяем внутренний объем воздушной полости:

– объем полости / (половина тора)

$$V_1 := 0.5 \cdot 3.14^2 \cdot \frac{d_{эф}}{10} \cdot \left(\frac{R}{10}\right)^2 = 44.368 \quad см3.$$

– объем полости // (полый цилиндр вокруг поршня)

Здесь $h_2 := 40$ *мм* – длина цилиндрической полости вокруг поршня;

$d_{р.вн} := D_р - 2 \cdot \delta_р = 110$ *мм* – внутренний диаметр резиновой оболочки;

$d_{п.н} := D_п + 2 \cdot \delta_р = 76$ *мм* – наружный диаметр поршня с учетом толщины резиновой оболочки.

$$V_{II} := \frac{3.14 \cdot \left(\left(\frac{d_{р.вн}}{10} \right)^2 - \left(\frac{d_{п.н}}{10} \right)^2 \right)}{4} \cdot \frac{h_2}{10} = 198.574 \quad см3.$$

– Объем полости *III* (полый цилиндр между корпусом амортизатора и поршнем рессоры)

Здесь $h_3 := 47$ *мм* – длина цилиндрической полости между корпусом амортизатора и поршнем рессоры; $d_п := D_п - 2 \cdot \delta_п = 65$ *мм* – внутренний диаметр поршня;

$D_а := 45$ *мм* – наружный диаметр амортизатора

$$V_{III} := \frac{3.14 \cdot \left(\left(\frac{d_п}{10} \right)^2 - \left(\frac{D_а}{10} \right)^2 \right)}{4} \cdot \frac{h_3}{10} = 81.169 \quad см3.$$

.

– Объем полости *IV* (резервуар над корпусом амортизатора)

Здесь $h_4 := 62$ *мм* – высота резервуара над амортизатором;

$d_ш := 14$ *мм* – диаметр штока;

$D_н := 120$ *мм* наружный диаметр резервуара;

$\delta_б := 3$ *мм* – толщина стенки резервуара.

$d_н := D_н - 2 \cdot \delta_б = 114$ *мм* – внутренний диаметр резервуара,

$$V_{IV} := \frac{3.14 \cdot \left(\left(\frac{d_н}{10} \right)^2 - \left(\frac{d_ш}{10} \right)^2 \right)}{4} \cdot \frac{h_4}{10} = 622.976 \quad см3.$$

– Объем буфера сжатия

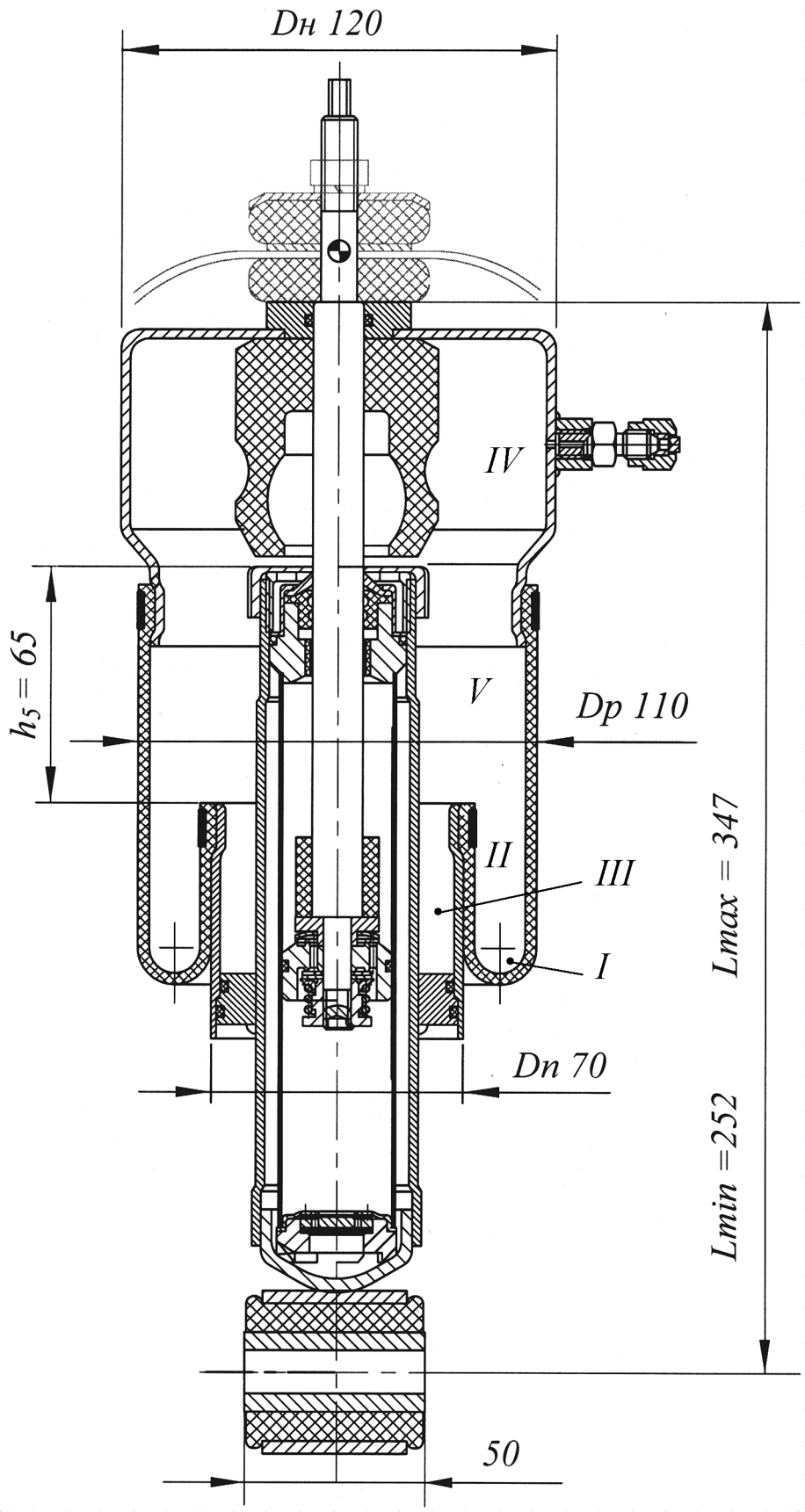
$V_{б.с} := 500$ *см2.*

– Оставшийся объем полости между корпусом амортизатора и внутренним диаметром резиновой оболочки (объем полости *V*) определяем как

$V_V := V_0 + V_{б.с} - V_I - V_{II} - V_{III} - V_{IV} = 380.524$

С другой стороны этот объем вычисляется как $\frac{3.14 \cdot \left(d_{р.н}^{\,2} - D_а^{\,2} \right)}{4} \cdot h_c$, откуда определяем необходимое расстояние от верхнего края наружного цилиндра амортизатора до поршня рессоры $d_{р.н} := 9.7$ $D_а := \frac{D_а}{10} = 4.5$

$$h_c := \frac{4 \cdot V_V}{3.14 \cdot \left(d_{р.н}^{\,2} - D_а^{\,2} \right)} = 6.565 \quad см$$



Амортизатор с пневматической рессорой

Пневмоподвеска Tesla Model S