

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

ФГБОУ ВО Казанский государственный аграрный университет

Институт механизации и технического сервиса

Специальность: 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства»

Специализация: «Автомобили и тракторы»

Кафедра: «Тракторы, автомобили и энергетические установки»

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА

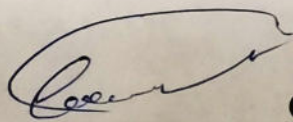
на соискание квалификации (степени) «специалист»

**Тема: «Проектирование автомобиля категории N₃ с разработкой
системы пассивной безопасности водителя и пассажиров»**

Шифр ВКР 23.05.01.113.20. КС.00.00.00. ПЗ

Студент

С262-12у группы



Сорокин А.В.

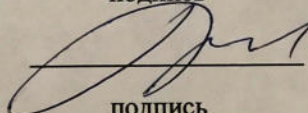
Ф.И.О.

Руководитель

доцент

ученое звание

подпись



подпись

Хафизов Р.Н.

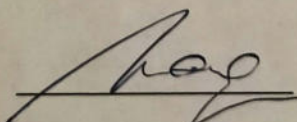
Ф.И.О.

Обсужден на заседании кафедры и допущен к защите (протокол №7 от
06.02.2020 г.)

Зав. кафедрой

профессор

ученое звание



подпись

Хафизов К.А.

Ф.И.О.

Казань – 2020 г.

АННОТАЦИЯ

К выпускной квалификационной работе Сорокина А.В.
«Проектирование автомобиля категории N₃ с разработкой системы пассивной безопасности водителя и пассажиров».

Выпускная квалификационная работа состоит из пояснительной записки на 95 страницах машинописного текста и графической части на 9 листах. Записка состоит из введения, 6 разделов, вывода и включает 18 рисунков и 8 таблиц. Список используемой литературы содержит 22 наименований.

В первом разделе представлен тяговый и динамический расчет грузового автомобиля. Определены основные параметры проектируемого автомобиля.

Во втором разделе приведена эскизная компоновка проектируемого грузового автомобиля.

В третьем разделе приведено описание проектируемой конструкции, проведены конструктивные расчеты.

В четвертом разделе представлены технологические расчеты по изготовлению детали вала.

В пятом разделе рассмотрены мероприятия по безопасности жизнедеятельности.

В шестом разделе представлено экономическая эффективность проекта.

Пояснительная записка также содержит заключение, список использованной литературы и спецификации.

ABSTRACT

For the final qualifying work of Sorokin A.V. "Designing a car of the N3 category with the development of a passive safety system for the driver and passengers".

The final qualifying work consists of an explanatory note on 95 pages of typewritten text and a graphic part on 9 sheets. The note consists of an introduction, 6 sections, and an output, and includes 18 figures and 8 tables. The list of used literature contains 22 titles.

The first section presents the traction and dynamic calculation of a truck. The main parameters of the designed car are defined.

The second section shows a sketch layout of the projected truck.

In the third section, a description of the designed structure is given, and structural calculations are made.

The fourth section presents technological calculations for the production of the shaft part.

In the fifth section, measures for life safety are considered.

The sixth section presents the economic efficiency of the project.

The explanatory note also contains a conclusion, a list of references and specifications.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	8
1. ТЯГОВО-ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРОЕКТИРУЕМОГО АВТОМОБИЛЯ.....	9
1.1 Выбор и оценка параметра тягового расчета.....	9
1.2 Выбор двигателя.....	11
1.3 Выбор передаточных чисел трансмиссии.....	13
1.4 Расчет тягово-динамических характеристик автомобиля....	17
2 ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА ПРОЕКТИРУЕМОГО АВТОМОБИЛЯ.....	24
3 КОНСТРУКТОРСКАЯ ЧАСТЬ.....	31
3.1 Устройство и принцип работы основных систем пассивной безопасности автомобилей.....	31
3.2 Разработка кинематической схемы проектируемого устройства.....	52
3.3 Конструкторские расчёты элементов системы безопасности	57
3.3.1 Расчёт резьбового соединения отводящего штуцера и втулки подушки безопасности.....	58
3.3.2 Расчёт подведения сжатого газа.....	60
3.3.3 Расчёт основной крышки газогенератора.....	61
4. ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ.....	65
4.1 Коэффициент унификации конструктивных элементов детали.....	65
4.2 Качественная технологичность детали	66
4.3 Выбор вида заготовки.....	67
4.3.1 Расчет припусков на заготовку.....	67
4.3.2 Расчет припусков на длину детали.....	71
4.4 Определение минимального расчетного значения детали....	73

4.5 Выбор оборудования.....	73
4.6 Разработка метода контроля детали и проектирования измерительного инструмента.....	74
5 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ.....	76
5.1 Анализ условий труда на автомобиле.....	76
5.2 Техника безопасности при работе с автомобилем.....	79
5.3 Безопасность жизнедеятельности в чрезвычайных ситуациях.....	80
5.4 Физическая культура на производстве.....	81
6 ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВКР.....	83
6.1 Расчёт производительности.....	83
6.2 Расчет показателей экономического эффекта и эффективности.....	86
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	88
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	89
СПЕЦИФИКАЦИЯ.....	92

ВВЕДЕНИЕ

В целях усиления реализации продовольственной программы необходимо обеспечить значительное укрепление материально-технической базы агропромышленного комплекса.

Подводя итоги экономического и социального развития страны можно сказать, что неуклонно претворяется в жизнь аграрная политика, последовательно осуществляется продовольственная программа. На укрепление материально-технической базы направляются большие объемы денежных средств. Увеличилось производство и закупка основных видов сельскохозяйственных продуктов. Годовой объем валовой продукции сельского хозяйства возрастает с каждым годом.

Для обеспечения высокопроизводительной работы в сельском хозяйстве поставлены задачи, перейти на выпуск новых высококачественных, производительных и экономичных машин и оборудования.

Для выполнения всех этих задач нужно полностью укомплектовать хозяйства необходимым количеством экономически выгодных, высокопроизводительных, качественных машин и оборудования. Одним из направлений улучшения работы подсобных хозяйств являются мероприятия по увеличению сроков службы сельскохозяйственных машин, снижение трудоемкости ремонта и экономических затрат.

Целью ВКР является разработка проектирование грузового автомобиля категории N₃ с разработкой системы пассивной безопасности водителя и пассажиров.

1 ТЯГОВО-ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРОЕКТИРУЕМОГО АВТОМОБИЛЯ

1.1 Выбор и оценка параметра тягового расчета

Для максимальной эффективности транспортной работы автомобиля заданной в теме категории автомобиля примем его грузоподъемность – 20000 кг. С учетом принятых условий эксплуатации принимаем колесную формулу – 6×4. В результате анализа технических характеристик автомобилей – аналогов, максимальная кинематическая скорость проектируемого автомобиля принимается 100 км/ч.

Предварительно полную массу автомобиля m_a определяем по формуле:

$$m_a = m_n(1 + \eta_6) + m_n Z_n, \text{ где:}$$

m_n – масса номинальной грузоподъемности, 20000 кг

η_6 – коэффициент снаряженной массы,

$$\eta_6 = a + b / m_n, \text{ где}$$

a, b – расчетные коэффициенты, для грузовых автомобилей соответственно 0,65 и 0,6

$$\eta_6 = 0,65 + 0,6 / 20000 = 0,6501$$

Z_n – число пассажиров, включая водителя. Для автомобилей с $m_n > 5000$ кг – $Z_n = 3$. В соответствии с ГОСТ Р 52051-2003 принимаем массу пассажира $m_n = 75$ кг.

Тогда расчетная полная масса автомобиля составит:

$$m_a = 20000 * (1 + 0,6501) + 75 * 3 = 20125 \text{ кг}$$

Для предварительных расчетов принимаем значение полной массы автомобиля $M_a = 21000$ кг.

Оптимальным распределением полной массы между передней и ведущей осью для двухосного грузового автомобиля с задним ведущим мостом, считается 1:2. В снаряженном состоянии доля массы, нагружающая ведущую ось, должна быть не менее 50% от M_0 . Такая развесовка обусловлена тем, что большая нагрузка на заднюю ведущую ось позволяет

увеличить силу тяги автомобиля и его дорожную проходимость автомобиля. При выбранной компоновочной схеме, для достижения последнего условия доля полной массы, нагружающая ведущую ось, получается несколько больше оптимальной.

Для предварительного расчета автомобиля принимаем оптимальное распределение массы по осям.

Тогда доля массы, нагружающая оси, будет:

$$m1 = 1/3 m_a = 21000/3 = 7000 \text{ кг.}$$

Принимаем $m1 = 7000 \text{ кг}$

$$m2 = 2/3 m_a = m_a - m1 = 21000 - 7000 = 14000 \text{ кг.}$$

Для обеспечения более равномерной нагрузки на шины принимаем двойную ошиновку заднего моста с каждой стороны.

Шины выбираются по таблицам ГОСТ. Для этого определим нагрузку на наиболее нагруженные колеса. На задней оси – двускатные колеса, значит, на каждую шину приходится 1825 кг.

Для проектируемого автомобиля выбираем шины 12.00R20 модели КИ-113. Допустимая нагрузка 20800 Н при давлении 0,53 МПа. Допустимая скорость 120 км/час. Радиус качения 0,49 м. С учетом задания на курсовую работу в качестве прототипа выбираем автомобиль КаМАЗ-55102. Учитывая размеры прототипа, принимаем следующие значения геометрических параметров проектируемого автомобиля:

- база автомобиля.....3800 мм
- колея передних колёс.....1930 мм
- грузоподъёмность.....10000 кг
- полная масса автомобиля.....21000 кг
- габаритная высота автомобиля.....2700 мм
- габаритная длина автомобиля.....6755 мм
- габаритная ширина автомобиля.....2422 мм
- высота центра масс.....1500 мм
- внутренние размеры платформы, мм

-длина.....	3752;
-ширина.....	2326;
-высота.....	575.

1.2 Выбор двигателя

Для выбора двигателя, прежде всего, определим необходимое значение мощности на ведущих колесах для движения автомобиля в наиболее сложных эксплуатационных условиях (N_k). В качестве таких условий для автомобилей общетранспортного назначения можно принять движение с максимальной кинематической скоростью.

$$\text{Тогда: } N_k = N_f + N_w = (P_f + P_w) \cdot V_{\max} / 3600 \text{ [кВт]}, \quad (1.1)$$

где P_f - сила сопротивления качению колёс:

$$P_f = f \cdot G_a = f_0 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-5} \cdot V_a^2) \cdot G_a, \quad (1.2)$$

где: $G_a = M_a \cdot g = 21000 \cdot 9,8 = 107800 \text{ Н}$ – полный вес автомобиля

f_0 - коэффициент сопротивления качению колёс (статический).

Учитывая условия эксплуатации автомобиля, принимаем значение коэффициент сопротивления качению $f_0 = 0,013$.

$$\text{Тогда } P_f = 0,013 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-5} \cdot 100^2) \cdot 107800 = 2102 \text{ Н}$$

P_w - сила сопротивления встречного потока воздуха определяется по формуле:

$$P_w = K \cdot F \cdot (V_a / 3,6)^2, \quad (1.3)$$

где F - условная лобовая площадь автомобиля: $F = \alpha \cdot B \cdot H$, где, в свою очередь

α -- коэффициент полной лобовой площади, $\alpha = 0,8$,

B - колея передних колёс автомобиля: $B = 1930 \text{ мм} = 1,93 \text{ м}$ (см. выше),

H - габаритная высота автомобиля: $H = 2700 \text{ мм} = 2,70 \text{ м}$ (см. выше).

$$\text{Тогда } F = 0,8 \cdot 1,93 \cdot 2,7 = 4,17 \text{ м}^2$$

K - коэффициент лобового сопротивления ($K = 0,5 \text{ Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4$ для одиночных грузовых автомобилей).

$$P_w = 0,5 * 4,17 * (100/3,6)^2 = 1609 \text{ Н}$$

$$\text{Тогда, } N_k = (2102 + 1609) * 100 / 3600 = 220,1 \text{ кВт.}$$

При выборе двигателя необходимо учитывать, что его мощность должна быть, как минимум, на 10...15% больше полученного в результате расчета значения, так как часть его мощности будет потеряна в трансмиссии. Кроме этого необходимо учитывать, что параметры двигателей, приводимые в литературе, получены в результате стандартных стендовых испытаний, при которых на двигатели не устанавливаются некоторые навесные агрегаты.

Полученное значение мощности позволяет принять к рассмотрению следующие двигатели:

С учетом принятых условий эксплуатации на проектируемом автомобиле целесообразно установить дизельный двигатель.

Для проектируемого автомобиля выбирается двигатель 740.30 ЕЗ. Данный двигатель обладает достаточной мощностью, отвечает требованиям Евро – 3, дешевле представленных аналогов и довольно экономичен, что позволит снизить себестоимость автомобиля в целом и, как следствие, повысить его конкурентоспособность.

Внешняя скоростная характеристика двигателя определяется экспериментально на стенде, где замеряется крутящий момент и удельный расход топлива двигателя.

Мощность находится из выражения: $N_e = (M_e * n_e) / 9550$.

Испытания двигателя проводятся в соответствии с ГОСТом Р. 14846 без глушителя и вентилятора. Для выполнения тягово-динамического расчета автомобиля необходима характеристика двигателя, снятая при полном оборудовании. Фактическая мощность N_ϕ и фактический крутящий момент M_ϕ двигателя при полном оборудовании находятся по значениям N_e и M_e , снятым по ГОСТ Р. 14846, из выражений:

$$N_\phi = N_e * \eta_{вг} \quad (1.4)$$

$$M_\phi = M_e * \eta_{вг}; \quad (1.5)$$

где $\eta_{вг}$ -коэффициент потерь на глушитель и вентилятор.

Коэффициент $\eta_{вг}$ зависит от частоты вращения коленчатого вала двигателя и степени использования мощности двигателя. Однако в приближенных расчетах для максимальной подачи топлива можно принять $\eta_{вг} = const$ и равным **0,92**.

Экспериментальные параметры внешней скоростной характеристики выбранного двигателя получены на АМО ГАЗ. В сводную таблицу 1.1 занесены, уже откорректированные с помощью коэффициента $\eta_{вг}$, значения N_e и M_e .

Максимальные обороты двигателя после срабатывания регулятора частоты вращения коленчатого вала

$$n_{p\max} = n_{e\max} + 0,1 * n_{e\max} = 2400 + 0,1*2400 = 2640 \text{ мин}^{-1}$$

1.3 Выбор передаточных чисел трансмиссии

Для проектируемого автомобиля, с учетом принятых условий эксплуатации, целесообразно использовать механическую трансмиссию.

Схема трансмиссии классическая: сцепление - трех вальная коробка передач - карданная передача – задний ведущий мост.

Трех вальная коробка передач обладает следующими преимуществами:

- высокий КПД на прямой передаче,
- меньшее значение реактивного момента на корпусе и опорах и, как следствие, меньшие масса и необходимая жесткость картера и жесткости опор.

С учётом принятых условий эксплуатации, при расчёте параметров трансмиссии, в качестве передаточного числа высшей ступени коробки передач, используем 1,0.

Передаточное число главной передачи (U_0), определяется исходя из условия обеспечения заданной максимальной скорости автомобиля, при

максимальной частоте вращения коленчатого вала двигателя и высшей передаче в коробке передач. Формула для определения передаточного числа главной передачи:

$$U_0 = (0.377 \cdot r_k \cdot n_{e \max}) / (V_{a \max} \cdot U_{\text{кн}6}), \text{ где} \quad (1.6)$$

r_k - радиус качения колеса, $r_k = 0,49 \text{ м}$ (см. выше);

$n_{e \max}$ - максимальная частота вращения коленчатого вала двигателя,

$V_{a \max} = 100 \text{ км/ч}$, см. выше;

$U_{\text{кн}6}$ - передаточное число высшей ступени коробки передач, $U_{\text{кн}6} = 1$ (см. выше).

$$U_0 = (0,377 \cdot 0,49 \cdot 2400) / (100 \cdot 1) = 4,4335.$$

Для расчетов принимаем $U_0 = 4,43$.

Передаточное число первой ступени коробки передач, определяется из условия обеспечения движения по дороге с заданным сопротивлением ($\psi_{\max}$).

Значение этого передаточного числа выбирают таким, чтобы на этой передаче при максимальном значении момента двигателя обеспечивалось движение автомобиля с постоянной скоростью по дороге с заданным значением коэффициента сопротивления движению ($\psi_{\max}$).

Поэтому:

$$U_{\text{кн}1} = \frac{Ga \cdot \psi_{\max} \cdot r_k}{Me_{\max} \cdot U_0 \cdot \eta_{\text{кп}}} \quad (1.7)$$

Для грузовых автомобилей общего назначения обычно принимают $\psi_{\max} = 0,3 \dots 0,4$. С учётом условий эксплуатации автомобиля принимаем $\psi_{\max} = 0,30$. КПД трансмиссии $\eta_{\text{мп}} = 0,89$. $Ga = m_a \cdot g = 11000 \cdot 9,8 = 107800 \text{ Н}$

Тогда:

$$U_{\text{кп}1} = 107800 \cdot 0,30 \cdot 0,49 / (547 \cdot 4,43 \cdot 0,89) = 7,35$$

Полученное значение $U_{кн1}$ необходимо проверить по условию отсутствия буксования в момент трогания с места на сухом асфальтовом или бетонном покрытии. Значение передаточного числа первой ступени коробки передач должно удовлетворять следующему условию:

$$U_{кн1} \leq \frac{m_2 \cdot g \cdot \varphi \cdot r_k}{Me_{max} \cdot U_0 \cdot \eta} \cdot \frac{L}{L - h_D \cdot \varphi} \quad (1.8)$$

При проверке используют значение коэффициента сцепления ведущих колес с дорогой $\varphi = 0,6 \dots 0,8$. Принимаем $\varphi = 0,7$.

Тогда:

$$\frac{7300 \cdot 9,8 \cdot 0,7 \cdot 0,49}{547 \cdot 4,43 \cdot 0,89} \cdot \frac{3,8}{3,8 - 1,5 \cdot 0,7} = 22,5$$

Расчетное значение $U_{кн1} = 7,35$ меньше допустимого по условию отсутствия буксования значения $22,5$. Поэтому принимаем передаточное число первой ступени в коробке передач равное $7,35$.

Для лучшего использования мощности двигателя, передаточные числа промежуточных передач должны составлять ряд геометрической прогрессии. Для определения знаменателя этой прогрессии необходимо определиться с числом ступеней коробки. Для этого используем статистические данные, устанавливающие зависимость между числом ступеней трансмиссии и диапазоном её передаточных чисел.

При проектном расчете можно использовать статические данные, определяющие зависимость числа ступеней коробки передач от диапазона трансмиссии (таблица 1.2).

Для проектируемого автомобиля $d = U_{кн1} / U_{кн5} = 7,35 / 1,0 = 7,35$, и коробка передач должна иметь 5 ступеней.

Величина, обратная знаменателю геометрической прогрессии для передаточных чисел, по известным значениям передаточных чисел первой и высшей передач, находится по формуле:

$$\frac{1}{q} = \sqrt[n-1]{\frac{U_{\text{кн}}^5}{U_1^5}} = \sqrt[5-1]{\frac{1}{7,35}} = 0,6073$$

Таким образом: $q = \frac{1}{0,6073} = 1,647$.

Передаточные числа промежуточных ступеней определяются по формуле:

$$U_i = U_1 \cdot \left(\frac{1}{q}\right)^{i-1}, \text{ где } i \text{ — номер передачи (ступени)}. \quad (1.9)$$

Значения передаточных чисел промежуточных передач будут равны:

$$U_{\text{кн}2} = \frac{U_{\text{кн}1}}{q} = \frac{7,35}{1,647} = 4,46$$

$$U_{\text{кн}3} = \frac{U_{\text{кн}1}}{q^2} = \frac{7,35}{1,647^2} = 2,70$$

$$U_{\text{кн}4} = \frac{U_{\text{кн}1}}{q^3} = \frac{7,35}{1,647^3} = 1,65$$

Высшая ступень принята прямой, поэтому $U_{\text{кн}5} = 1,0$.

Учитывая условия эксплуатации автомобиля и принятое значение $V_{\text{max}} = 100 \text{ км/ч}$, передаточные числа оставляем без корректировки.

1.4 Расчет тягово-динамических характеристик автомобиля

Исходные данные:

1. Передаточные числа коробки передач
 $U_{кп1} = 7,35; U_{кп2} = 4,46; U_{кп3} = 2,70; U_{кп4} = 1,65; U_{кп5} = 1,0$.
2. Передаточное число главной передачи $U_0 = 4,43$
3. Коэффициент лобового сопротивления: $K = 0,5 (H \cdot c^2) / m^4$
4. КПД трансмиссии: $\eta_{TP} = 0,89$
5. Габаритная высота автомобиля: $H = 2700 \text{ мм} = 2,7 \text{ м}$
6. Колея автомобиля: $B = 1930 \text{ мм} = 1,93 \text{ м}$
7. Полная масса автомобиля: $Ma = 11000 \text{ кг}$
8. Радиус колеса: $R_k = 0,49 \text{ м}$
9. коэффициент сопротивления качению колес автомобиля
 $f_0 = 0,013$
10. Параметры внешней скоростной характеристики двигателя
см. табл. 1.1

Характеристика тягового баланса автомобиля - это графическая зависимость тяговой силы на ведущих колесах для различных передаточных чисел в трансмиссии, а также сил сопротивления качению и воздуха от скорости движения.

Сила тяги автомобиля:

$$P_k = (M_e \cdot U_{кп} \cdot U_0 \cdot \eta_{TP}) / R_k = (M_e \cdot U_{кп} \cdot 4,43 \cdot 0,89) / 0,49 = 8,05 \cdot M_e \cdot U_{кп};$$

Скорость автомобиля:

$$V_a = (0,377 \cdot R_k \cdot n_d) / (U_{кп} \cdot U_0) = (0,377 \cdot 0,49 \cdot n_d) / (U_{кп} \cdot 4,43) = (4,17 \cdot 10^{-2} \cdot n_d) / U_{кп}$$

Результаты расчетов приведены в таблица 1.1.

Таблица 1.1 - Результаты вычислений

1 передача: $U_{кп1} = 7,35$; $P_k = 59,2 * Me$; $Va = 5,67 * 10^3 * n_e$								
$Va, км/ч$	5,67	6,80	7,94	9,07	10,21	11,34	12,47	13,61
$P_k, Н$	28416	29067	32205	32382	31790	30666	29422	27587
2 передача: $U_{кп2} = 4,46$; $P_k = 35,9 * Me$; $Va = 0,94 * 10^3 * n_e$								
$Va, км/ч$	9,40	11,28	13,16	15,04	16,92	18,8	20,68	22,56
$P_k, Н$	17232	17627	19530	19637	19278	18596	17842	16729
3 передача: $U_{кп3} = 2,70$; $P_k = 21,7 * Me$; $Va = 1,54 * 10^3 * n_e$								
$Va, км/ч$	15,40	18,48	21,56	24,64	27,72	30,80	33,88	36,96
$P_k, Н$	10416	10655	11805	11870	11653	11241	10785	10112
4 передача: $U_{кп4} = 1,65$; $P_k = 13,3 * Me$; $Va = 2,53 * 10^3 * n_e$								
$Va, км/ч$	25,30	30,36	35,42	40,48	45,54	50,60	55,66	60,72
$P_k, Н$	6384	6530	7235	7275	7142	6889	6610	6198
5 передача: $U_{кп5} = 1,0$; $P_k = 8,05 * Me$; $Va = 4,17 * 10^3 * n_e$								
$Va, км/ч$	41,70	50,04	58,38	66,72	75,06	83,4	91,74	100,08
$P_k, Н$	3864	3953	4379	4403	4323	4170	4001	3751

Силы сопротивления движению:

$$P_{сопр} = P_f + P_w, \text{ где}$$

P_f -- сила сопротивления качению:

$$P_f = f * Ga = f_0 * (1 + 5 * 10^{-5} * Va^2) * Ga =$$

$$= 0,013 * (1 + 5 * 10^{-5} * Va^2) * 11000 * 9,8 = 1401,4 * (1 + 5 * 10^{-5} * Va^2)$$

При скорости автомобиля менее 20 км/ч ($Va < 20 км/ч$) $f = f_0 = const$

Тогда $P_f = 1401,4 Н$

P_w — сила сопротивления воздуха: $P_w = K * F * (Va / 3,6)^2$; где:

F — условная лобовая площадь автомобиля.

$$F = \alpha * B * H = 0,8 * 1,93 * 2,7 = 4,17 м^2$$

$$P_w = 0,50 * 4,17 * (Va / 3,6)^2 = 0,161 * Va^2.$$

Результаты расчетов приведены в таблица 1.2.

Таблица 1.2 - Результаты вычислений

$V_a, \text{ км/ч}$	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$P_f, \text{ Н}$	1401,4	1464	1514	1577	1654	1745	1850	1969	2102
$P_w, \text{ Н}$	64,4	145	258	402	580	789	1030	1304	1610
$P_f + P_w, \text{ Н}$	1466	1609	1772	1979	2134	2534	2880	3273	3712

Динамическая характеристика автомобиля представляет собой графическую зависимость динамического фактора автомобиля от скорости установившегося движения автомобиля при различных передачах в трансмиссии.

Динамический фактор представляет собой удельную остаточную силу тяги автомобиля:

$$D = [(P_k - P_w) / G a]^* = [(P_k - P_w) / 107800]$$

Значения P_k на каждой передаче берутся из таблицы 1.3, а P_w рассчитывается по формуле $P_w = 0,50 * 4,17 * (V_a / 3,6)^2 = 0,161 * V_a^2$ для скоростей таблицы 1.3.

Результаты расчетов сведены в таблицы 1.3

Таблица 1.3 - Результаты вычислений

1 передача								
$V_a, \text{ км/ч}$	5,67	6,80	7,94	9,07	10,21	11,34	12,47	13,61
$P_w, \text{ Н}$	5,2	7,4	10,2	13,2	16,8	20,7	25,0	29,8
D	0,264	0,270	0,299	0,300	0,295	0,284	0,273	0,256
2 передача								
$V_a, \text{ км/ч}$	9,40	11,28	13,16	15,04	16,92	18,8	20,68	22,56
$P_w, \text{ Н}$	14,2	20,5	27,9	36,4	46,1	56,9	68,9	81,9
D	0,160	0,163	0,181	0,182	0,178	0,172	0,165	0,154
3 передача								
$V_a, \text{ км/ч}$	15,40	18,48	21,56	24,64	27,72	30,80	33,88	36,96
$P_w, \text{ Н}$	38,2	55,0	74,8	97,7	123,7	152,7	184,8	219,9
D	0,096	0,098	0,109	0,109	0,107	0,103	0,098	0,092
4 передача								
$V_a, \text{ км/ч}$	25,30	30,36	35,42	40,48	45,54	50,60	55,66	60,72
$P_w, \text{ Н}$	103,1	148,4	202,0	263,8	333,9	412,2	498,8	593,6
D	0,058	0,059	0,065	0,065	0,063	0,060	0,057	0,052
5 передача								
$V_a, \text{ км/ч}$	41,70	50,04	58,38	66,72	75,06	83,4	91,74	100,08
$P_w, \text{ Н}$	280,0	403,1	548,7	716,7	907,1	1119,8	1355,0	1612,6
D	0,032	0,033	0,036	0,034	0,032	0,028	0,025	0,020

Зависимость коэффициента сопротивления качения от скорости движения автомобиля: $f = f_0 * (1 + 5 * 10^{-5} * Va^2) = 0,013 * (1 + 5 * 10^{-5} * Va^2)$

Результаты расчетов приведены в таблице 1.4.

Таблица 1.4 - Результаты вычислений

Va, км/ч	20	30	40	50	60	70	80	90	100
f	0,013	0,014	0,014	0,015	0,015	0,016	0,017	0,018	0,020

Характеристика ускорений автомобиля представляет собой графическую зависимость ускорения от скорости движения при разгоне автомобиля на каждой передаче.

Ускорение, которое может развить автомобиль при движении на заданной передаче, находится по формуле:

$$j = [(D-f) * g] / \delta, [м/с^2], \text{ где}$$

D - динамический фактор,

g - ускорение свободного падения,

f - коэффициент сопротивления качению (при скорости автомобиля менее 20 км/ч, $f = f_0$),

δ - коэффициент, учитывающий влияние инерции вращающихся масс двигателя и колес,

$$\delta = 1 + 0,04 * (1 + U_{кп}^2).$$

Значения D на каждой передаче берутся из таблицы 1.5, а f -- рассчитывается по формуле $f = f_0 * (1 + 5 * 10^{-5} * Va^2)$ для скоростей таблицы 1.5.

Результаты расчетов приведены в таблице 1.5.

Таблица 1.5 - Показатели динамического фактора

1 передача.		$U_{кп1} = 7,35;$				$j = 3,06 * (D - f)$			
Va, км/ч	5,67	6,80	7,94	9,07	10,21	11,34	12,47	13,61	
j, м/с²	0,768	0,786	0,875	0,878	0,863	0,829	0,796	0,744	
2 передача.		$U_{кп2} = 4,46;$				$j = 5,34 * (D - f)$			
Va, км/ч	9,40	11,28	13,16	15,04	16,92	18,8	20,68	22,56	
j, м/с²	0,785	0,801	0,897	0,902	0,881	0,849	0,812	0,753	
3 передача.		$U_{кп3} = 2,70;$				$j = 7,36 * (D - f)$			
Va, км/ч	15,40	18,48	21,56	24,64	27,72	30,80	33,88	36,96	
j, м/с²	0,611	0,626	0,704	0,704	0,688	0,658	0,620	0,575	
4 передача.		$U_{кп4} = 1,65;$				$j = 8,53 * (D - f)$			
Va, км/ч	25,30	30,36	35,42	40,48	45,54	50,60	55,66	60,72	
j, м/с²	0,380	0,387	0,437	0,434	0,415	0,387	0,358	0,312	
5 передача.		$U_{кп5} = 1,0;$				$j = 9,07 * (D - f)$			
Va, км/ч	41,70	50,04	58,38	66,72	75,06	83,4	91,74	100,08	
j, м/с²	0,162	0,167	0,189	0,164	0,139	0,095	0,059	0,004	

Характеристики разгона автомобиля по времени и по пути

Характеристика разгона автомобиля по времени - это графическая зависимость времени от скорости движения автомобиля при разгоне с последовательным переключением передач на режиме максимальной мощности двигателя.

Характеристика разгона автомобиля по пути - это графическая зависимость пройденного пути от скорости движения автомобиля при разгоне с последовательным переключением передач на режиме максимальной мощности двигателя.

Время и путь разгона автомобиля определяются графо-аналитическим методом, используя график ускорений. Для этого кривые ускорений делятся на равные на каждой передаче участки, соответствующие приращению скорости ΔVa . Считаем, что в пределах каждого из участков автомобиль движется с постоянным (средним) ускорением: $j_{cp} = (j_n + j_k) / 2, (м / с^2)$ и средней (равномерной) скоростью:

$$V_{cp} = (V_n + V_k) / 2, (км / ч), \quad (1.10)$$

где j_n и V_n - ускорение и скорость в начале участка,

j_k и V_k - ускорение и скорость в конце участка.

Время разгона на участке определяется по формуле:

$$\Delta t_p = (0,555 * \Delta Va) / (j_n + j_k), \text{ где } \Delta Va = V_k - V_n. \quad (1.11)$$

Суммарное время разгона определяется суммированием времени разгона всех предыдущих участков:

$$T = \Delta t_{p1} + \Delta t_{p2} + \dots + \Delta t_{pn}. \quad (1.12)$$

Путь разгона на участке определяется по формуле:

$$\Delta S_p = 0,139 * \Delta t_p * (V_n + V_k). \quad (1.13)$$

Суммарный путь разгона определяется суммированием пути разгона всех предыдущих участков.

$$S = \Delta S_{p1} + \Delta S_{p2} + \dots + \Delta S_{pn}. \quad (1.14)$$

Результаты вычислений приведены в таблица 1.6.

Таблица 1.6 - Результаты вычислений

$N_{\text{кПП}}$	$V_{\text{ср}}, \text{ км/ч}$	$\Delta \dot{a}, \text{ с}$	$T, \text{ с}$	$\Delta S, \text{ м}$	$S, \text{ м}$
1 передача.	6,7	0,67	0,67	1,25	1,25
	8,6	0,63	1,30	1,51	2,76
	10,6	0,66	1,96	1,94	4,7
	12,6	0,70	2,66	2,45	7,15
2 передача.	14,8	0,69	3,35	2,84	9,99
	17,0	0,71	4,06	3,36	13,35
	19,2	0,73	4,79	3,9	17,25
	21,4	0,80	5,59	4,76	22,01
3 передача.	24,4	1,43	7,02	9,70	31,71
	28,0	1,47	8,49	11,44	43,15
	31,6	1,54	10,03	13,53	56,68
	35,2	1,67	11,7	16,34	73,02
4 передача.	40,0	3,81	15,51	42,37	115,39
	45,8	4,01	19,52	51,06	166,45
	51,8	4,34	23,86	62,5	228,95
	57,8	4,89	28,75	78,57	307,52
5 передача.	65,6	16,19	44,94	295,25	602,77
	75,5	20,72	65,66	434,89	1037,66
	85,3	30,91	96,57	732,98	1770,64
	95,2	78,16	174,73	2068,55	3839,19

Характеристика мощностного баланса автомобиля на высшей передаче показывает графическое соотношение между мощностью, которой располагает автомобиль на данной передаче, и мощностью, которую требуется затратить для движения автомобиля с заданной скоростью.

Мощность на ведущих колесах:

$$N_k = (P_k \cdot V_a) / 3600 \text{ [кВт]} \quad (1.15)$$

Мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качения: $N_f = (P_f \cdot V_a) / 3600 \text{ [кВт]}$.

Мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха: $N_w = (P_w \cdot V_a) / 3600 \text{ [кВт]}$.

Результаты расчетов приведены в таблице 1.7

Таблица 1.7 - Результаты значений мощностей

<i>V_a, км/ч</i>	20	30	40	50	60	70	80	90	100
<i>N_w, кВт</i>	0,4	1,2	2,9	5,6	9,7	15,3	22,9	32,6	44,7
<i>N_f, кВт</i>	7,8	12,2	16,8	21,9	27,6	33,9	41,1	49,2	58,4
<i>N_w + N_f, кВт</i>	8,2	13,4	19,7	27,5	37,3	49,2	64,0	81,8	103,1

На основании полученных таблиц в графической части проекта построены графики соответствующих характеристик.

Выводы: Проведенные расчеты тягово-динамических характеристик проектируемого автомобиля показали, что автомобиль обладает хорошей динамикой.

По сравнению с прототипом (КаМАЗ 5320), увеличилась максимальная скорость, что целесообразно при использовании автомобиля на междугородних перевозках. Также, установив другой двигатель, мы добились увеличения запаса мощности.

2 ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА ПРОЕКТИРУЕМОГО АВТОМОБИЛЯ

За основу проектируемого автомобиля был взят уже существующий автомобиль КАМАЗ - 53215, который представлен на рисунке 2.1.

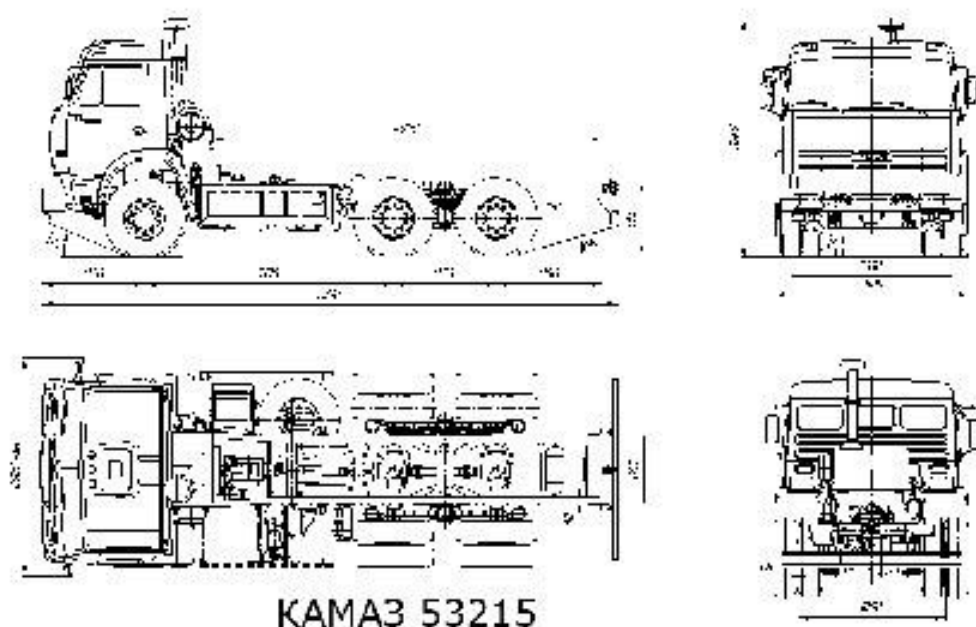


Рисунок 2.1 – Камаз 53215

Конструкция КамАЗ-53215 была составлена из трех осей и колесной формулы 6х4. Первый самосвал поднимал 10 тонн. Он перевозил рассыпные и навалочные грузы и предназначался для передвижения по дорогам, которые выдерживали нагрузку более 12 тонн. Многие детали и их соединения являлись типовыми для всех грузовиков КамАЗ. В конструкцию грузовика были внедрены новинки. Фары с ассиметричным лучом использовались на 53215 для снижения риска ослепить водителей транспортных средств, находящихся на встречной полосе. Еще одной новинкой стала аварийная сигнализация в виде мигания обоих указателей поворота. Водительское кресло оснащалось ремнями безопасности. Стяжки и специальные крепления связывали раму самосвала с системой поперечных балок и лонжеронов из стали.

Техническая характеристика [8]:

1. колесная формула - 6х4;
2. грузоподъемность - 7 000 кг;
3. объем платформы 15,8 м³;
4. самосвальная платформа - с надставными бортами,
5. направление нагрузки – назад;
6. снаряженная масса автомобиля - 8 630 кг;
7. полная масса автомобиля - 15 630 кг;
8. двигатель - КАМАЗ 740.11 (240);
9. мощность двигателя - 176 кВт (240 л.с.);
10. КПП - КАМАЗ 15, 10 ступеней;
11. сцепление - фрикционное, сухое, двухдисковое;
12. подвеска – рессорная;
13. кабина - низкая дневная;
14. топливный бак - 250 л;
15. предпусковой подогреватель - ПЖД 15.8106-01;
16. колеса – дисковые;
17. шины – 10.00 R 20.

Преимущества и недостатки

Рассматриваемая модель грузовой автомашины имеет как преимущества, так и недостатки в сравнении с аналогами. Преимущества: Машина прекрасно подходит для использования в условиях города в ограниченном пространстве узких улиц. Хорошая проходимость. Высокая маневренность. Небольшой радиус разворота. Цельнометаллический кузов оборудован защитным навесом. Отработанные газы подогревают платформу и не позволяют грузу примерзнуть. Наилучшее соотношение цены и качества. Невысокая стоимость обслуживания при отличной работоспособности и большом сроке эксплуатации. Самосвал неприхотлив к виду и качеству дизельного топлива. Доступность и небольшая стоимость сменных деталей. Простота конструкции позволит производить текущий ремонт своими

руками. Недостатки. Такой широкий спектр применения объясняется хорошим функционалом конструкции. Процедура погрузки и выгрузки занимает минимум времени, что чрезвычайно важно в современных условиях проведения работ [18].

При уборке урожая, может понадобится практически любая техника, что есть под рукой. Если же у вас есть выбор, то обращайтесь внимание на автомобиль марки КАМАЗ 551102, которые в кратчайшие сроки смогут доставить ваш урожай в огромном количестве в нужное место.

Эскизная компоновка проектируемого грузового автомобиля приведена на рисунках 2.2.

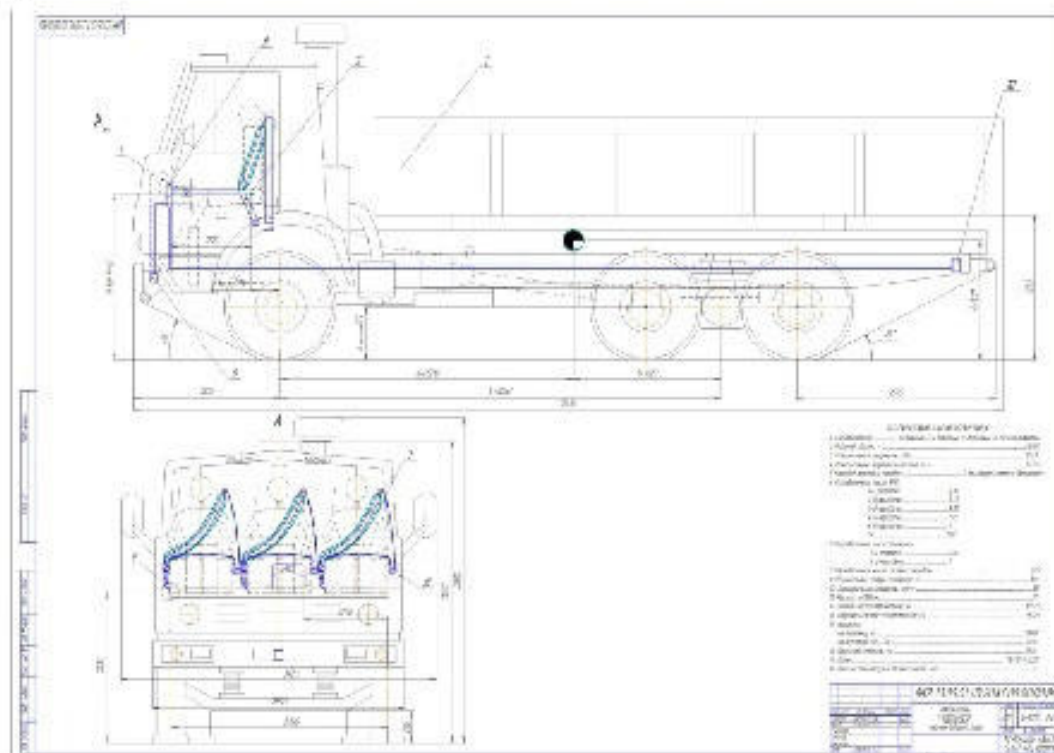


Рисунок 2.2 – Эскизная компоновка проектируемого грузового автомобиля

3 КОНСТРУКТИВНАЯ ЧАСТЬ

3.1 Устройство и принцип работы основных систем пассивной безопасности автомобилей

Оценка пассивной безопасности автомобилей с помощью манекенов

Наиболее достоверным критерием оценки эффективности свойств автомобиля является тяжесть травмирования человека при ДТП.

Переносимость может быть глобальной и локальной. Глобальной называется нагрузка воспринимаемая всем организмом (например, в самолете, в тренировочной центрифуге). Локальные нагрузки встречаются чаще – удар какой-либо частью тела о препятствие.

При ДТП на человека действуют, главным образом, локальные нагрузки, связанные с взаимодействием различных частей организма с удерживающими системами, в первую очередь, ремнями безопасности. Глобальные нагрузки значительно меньше локальных, и поэтому их, как правило, не учитывают (рисунок 3.2).

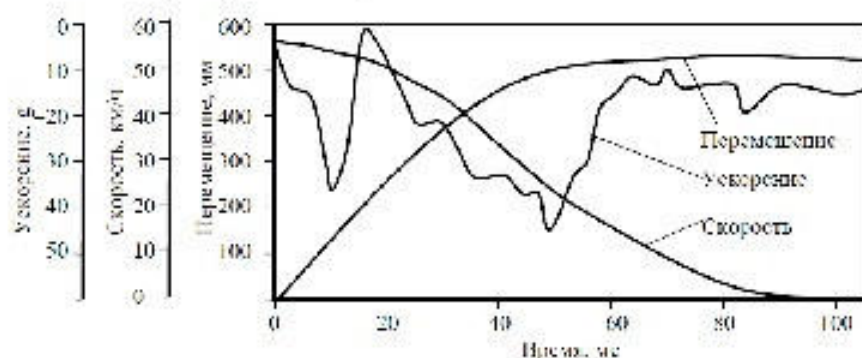


Рисунок 3.2 - Ускорение, скорость и перемещение основания средней стойки

(со стороны удара) легкового автомобиля при испытании на пассивную безопасность по Правилу № 94 ЕЭК ООН

Длительность действия нагрузки – чрезвычайно важный фактор при ударном взаимодействии (рисунок 3.3). Короткие по длительности нагрузки (а, следовательно, характеризующиеся малой амплитудой перемещений частей организма) воспринимаются как вибрация. Такие нагрузки живой организм переносит относительно легко. Начиная с некоторой длительности ударной нагрузки повреждения становятся необратимыми.

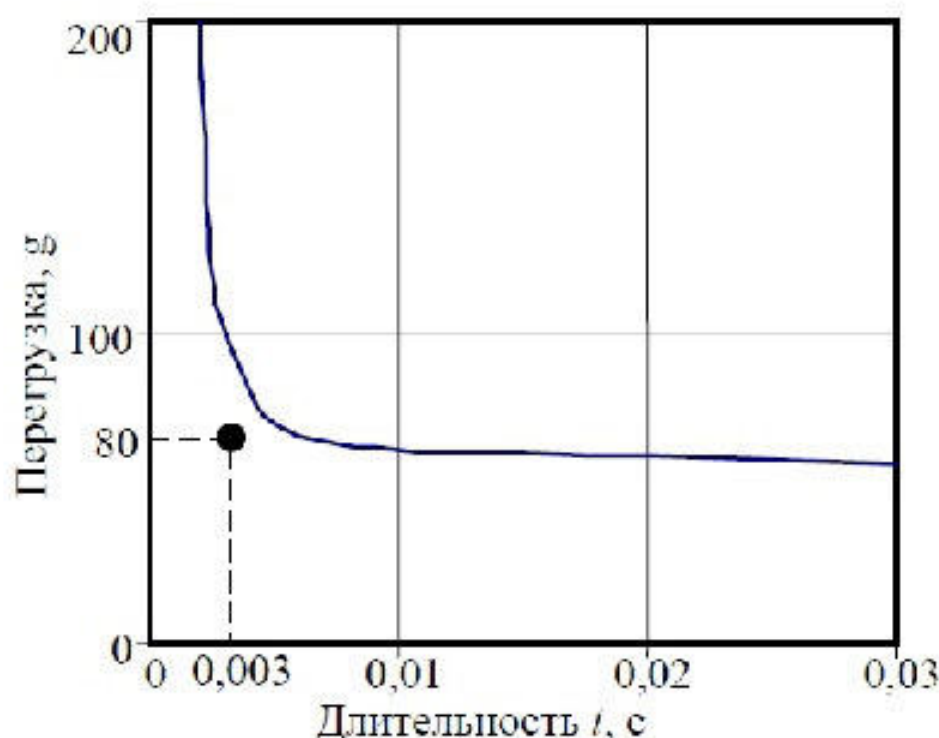


Рисунок 3.3 – Зависимость предельно допустимого среднего замедления головы человека от продолжительности удара

Для головы человека критической считается нагрузка около 80g при длительности воздействия более 3 мс: если нагрузка не превысит 72g, то вероятность травм низкая, если превысит 88g, то тяжелые травмы неминуемы.

Испытания автомобиля могут быть сертификационными, т.е. если автомобиль выдержал эти испытания, то ему выдается «одобрение типа транспортного средства», что разрешает производство и продажу таких транспортных средств на территориях тех стран, где эта сертификация признается.

В последние годы получили широкое распространение испытания на пассивную безопасность автомобилей, проводимые независимыми (не производителями автомобилей) организациями:

- испытания, проводимые газетой «Авторевю»;
- Европейский комитет испытания новых автомобилей *EuroNCAP*;
- Американское управление дорожной безопасности *NHTSA*;
- Американский Институт страхования и дорожной безопасности *IIHS*;
- Австралийский комитет *ANCAP*;
- Японское Национальное агентство по автомобильной безопасности и помощи жертвам аварий *NASVA*;
- Корейский комитет *KNCAP*;
- Китайский комитет *C-NCAP*;
- Южноамериканский комитет *LatinNCAP*.

При ударе важно, как поведут себя окружающие водителя части машины. Травмобезопасная энергопоглощающая складывающаяся рулевая колонка и ломающийся кронштейн педального узла сохранили немало рук и ног (рисунок 3.5).

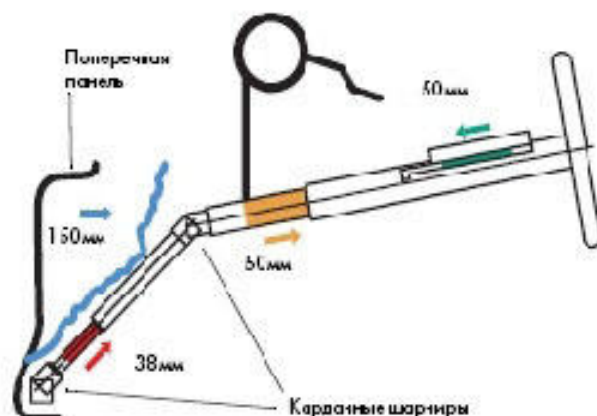


Рисунок 3.5 – Пример травмобезопасной рулевой колонки

Не менее страшен и удар сзади. В этом случае у пассажиров есть опасность повреждения шеи. Чтобы этого избежать, человечество придумало подголовники, а затем – и активные подголовники. Первые просто удерживают голову, не давая ей слишком сильно запрокинуться назад. А

вторые сами, как только произошла авария, «прыгают» вперёд, обеспечивая мгновенную опору голове и вообще не давая ей смещаться (рисунок 3.6).



Рисунок 3.6 – Схема и принцип работы активного подголовника

Активные подголовники защищают шею при ударе сзади. Выстреливающие дуги в кабриолетах. Здесь первопроходцем стал Mercedes-Benz. Именно он впервые применил поднимающуюся при опрокидывании дугу для защиты пассажиров. Saab и ряд других производителей подхватили эту идею.

Способы нам всем известны с пелёнок, но менее значимыми от этого они не становятся. Это устройства, системы и конструкции, которые преследуют всего лишь одну цель - вовремя «поймать» человека и как можно бережнее и плавнее погасить его скорость. Конечно, лучше остальных на этом поприще себя проявил бы большой батут. Он способен наиболее безвредно погасить энергию и скорость падающего на него предмета. Ведь он мягкий. Жаль, что места для батутов и многоярусных матов в автомобиле нет. Зато нашлось место для ремней и подушек безопасности (рисунок 3.7).



Рисунок 3.7 – Схемы установки ремней безопасности

Ремень безопасно гасит удар, поскольку площадь его взаимодействия с телом относительно велика и удерживает человека на месте, не давая ему удариться и вылететь из салона.

3.2 Разработка кинематической схемы проектируемого устройства

Для того чтобы сильно не изменять конструкцию существующего модельного автомобиля категории N₃ нами предлагается установка подушек безопасности на ремни безопасности.

Идея подушек безопасности в ремнях не нова – пример тому недавний немецкий концепт Mercedes-Benz ESF 2009. Но, американцы опередили –

Ford заявил о серийном оснащении такими ремнями задний ряд сидений своих будущих моделей [9]. В народе данная конструкция получила название - надувные ремни безопасности. По данным The Detroit News, разработка отличается встроенной цилиндрической подушкой длиной от пряжки до плеча, которая выскакивает в случае серьезной аварии. При этом надувается такая подушка более «мягко», нежели обычный «эйрбэг». Надувные ремни равномерно распределяют нагрузку на грудную клетку пассажиров. Кроме того, разработчики утверждают, что, по результатам исследований, надувные ремни безопасности оказались более удобными, чем обычные [10].

Принцип работы надувного ремня безопасности можно представить в виде рисунка 3.9.



Рисунок 3.9 – Принцип работы надувного ремня безопасности

Принцип действия этих ремней похож на схему работы обычного эйрбега. В случае аварии датчики обнаруживают серьезную перегрузку, блок управления включает газогенератор, который раздувает многослойный ремень (с липучками для швов) почти в три раза против обычной ширины. Так уменьшается нагрузка на грудную клетку (рисунок 3.10) [11].



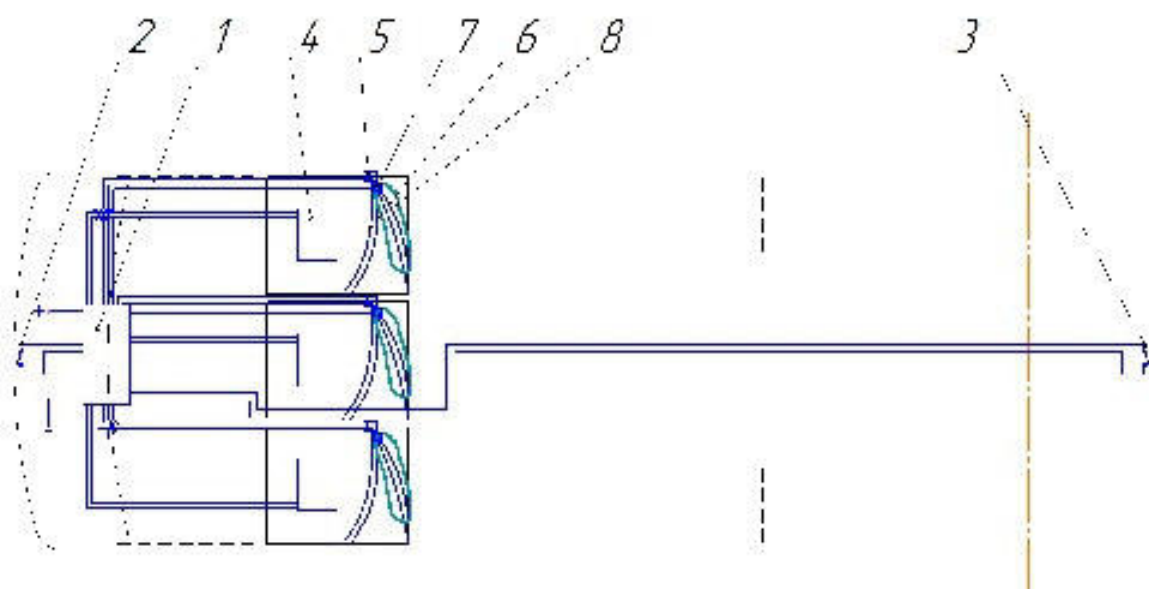
Рисунок 3.10 – Испытания надувных ремней на манекене

Поскольку современные манекены не в состоянии показать все преимущества надувного ремня против плоского, важная часть исследовательской работы пришлась на компьютерное моделирование, воспроизводившее деформацию мягких тканей человека при подобном ударе.

В практических тестах мерседесовские испытатели отметили более мягкий край нового ремня (в исходном, ещё не надутом положении) и лёгкость его застёгивания, ни в малейшей степени не уступающую простоте использования ремня обычного. Кстати, объявление о надувных ремнях последовало всего через несколько месяцев после анонса Мерседесом ещё одного любопытного новшества - активных замков ремней.

Итак, устанавливаем надувные ремни на автомобиль категории N₃. Данных ремней необходимо установить три, так как в автомобиле имеется три сидения (одно водительское и два пассажирских).

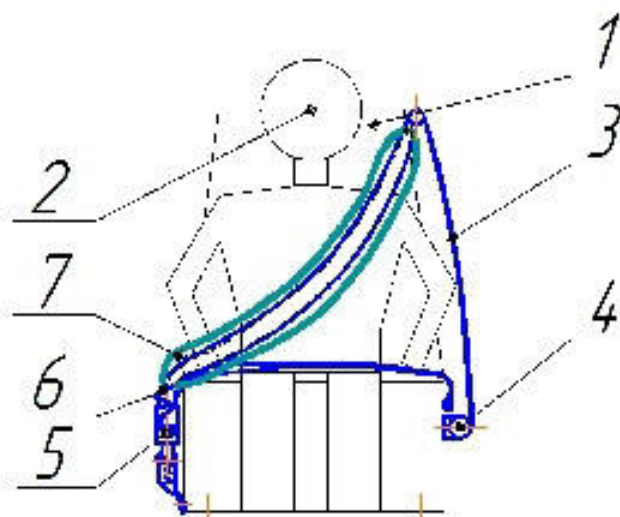
Принципиальную схему разрабатываемого устройства можно представить в виде рисунка 3.11.



1 – блок управления, 2 – датчик лобового удара, 3 – датчик удара сзади,
4 – датчики веса, 5 – датчики замка ремней безопасности, 6 – ремни
безопасности, 7 – пиротехнические патроны (газогенераторы), 8 – подушки
безопасности (встроены в ремень)

Рисунок 3.11 – Схема устройства проектируемых подушек безопасности

Для более подробного понимания принципа работы разрабатываемых подушек безопасности ниже предоставим структурную схему устройства (рисунок 3.12).

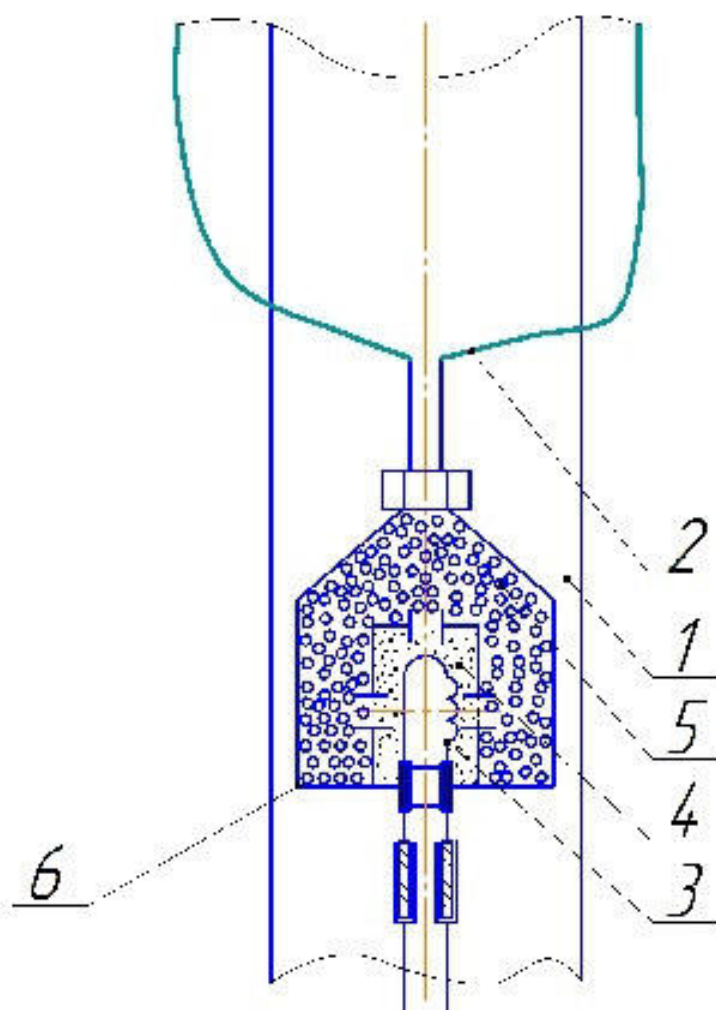


1 – кресло водителя, 2 – манекен человека, 3 – ремень безопасности,
4 – катушка ремня безопасности, 5 – замок ремня безопасности с
преднатяжителем, 6 – пиротехнический патрон (газогенератор), 7 – подушка
безопасности (встроена в ремень)

Рисунок 3.12 – Структурная схема устройства

Работу газогенератора можно представить в виде рисунка 3.13.

Фиксировать подушку на ремне необходимо при помощи специального клея.



1 – ремень безопасности; 2 – подушка безопасности; 3 – активатор запала;
4 – запал пороховой; 5 – заряд (азид натрия (NaN₃)); 6 – корпус
газогенератора

Рисунок 3.13 – Схема газогенератора

3.3 Конструкторские расчёты элементов системы безопасности

Расчётную схему рассчитываемых элементов можно представить в виде рисунка 3.14.

Основным критерием работоспособности резьбовых соединений является прочность. Все стальные болты, винты, шпильки изготавливают

равнопрочными на разрыв стержня по резьбе, на срез резьбы и на отрыв головки, поэтому расчёт на прочность резьбового соединения обычно производят только по одному основному критерию работоспособности – прочности нарезной части стержня [11].

Усилие затяжки резьбового соединения равно [11]:

$$F_{\text{зат}} = \frac{K_{cl} \cdot F}{f \cdot i}, \quad (3.1)$$

где $F_{\text{зат}}$ – сила затяжки соединения, Н;

F – сдвигающая сила, у стали 40 при резьбе М8х0,5,

$F = 8,50$ МПа [12];

i – число стыков, $i = 1$.

Подставляем:

$$F_{\text{зат}} = \frac{2 \cdot 8,5}{0,20 \cdot 1} = 85,0 \text{ Н.}$$

Определяем прочность штуцера:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{1,3 \cdot F_{\text{зат}}}{\pi \cdot d_1^2 / 4} \leq [\sigma], \quad (3.2)$$

где d_1 – внутренний диаметр, мм.

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{S}, \quad (3.3)$$

где σ_T – класс прочности, $\sigma_T = 900,0$ МПа [19];

S – запас прочности, $S = 1,5 \dots 2,5$, принимаем $S = 2,5$ [19];

Подставляем:

$$[\sigma] = \frac{900}{2,5} = 360,0 \text{ МПа.}$$

Подставляем:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{1,3 \cdot 85,0}{3,14 \cdot 7,0^2 / 4} = 2,87 \text{ МПа} \leq [360,0] \text{ МПа.}$$

Прочность соединения в допустимых пределах.

3.3.1 Расчёт резьбового соединения отводящего штуцера и втулки подушки безопасности

Расчётную схему рассчитываемых элементов можно представить в виде рисунка 3.15.

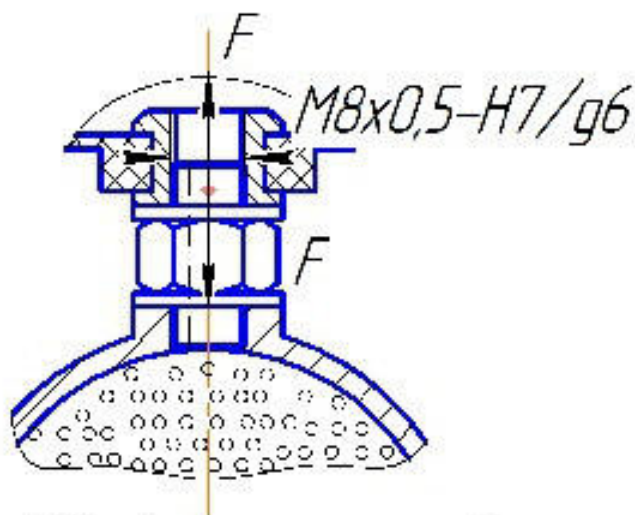


Рисунок 3.15 – Расчётная схема резьбового соединения

Усилие затяжки резьбового соединения равно [11]:

$$F_{\text{зат}} = \frac{K_{\text{сз}} \cdot F}{f \cdot i},$$

где $F_{\text{зат}}$ – сила затяжки соединения, Н;

F – сдвигающая сила, у стали 40 при резьбе M8x0,5,

$$F = 8,50 \text{ МПа [12];}$$

i – число стыков, $i = 1$.

Подставляем:

$$F_{\text{зат}} = \frac{2 \cdot 8,5}{0,20 \cdot 1} = 85,0 \text{ Н.}$$

Определяем прочность штуцера:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{1,3 \cdot F_{\text{зат}}}{\pi \cdot d_1^2 / 4} \leq [\sigma],$$

где d_1 – внутренний диаметр, мм.

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{S},$$

где σ_T – класс прочности, $\sigma_T = 900,0$ МПа [19],

S – запас прочности, $S = 1,5 \dots 2,5$, принимаем $S = 2,5$ [19],

Подставляем:

$$[\sigma] = \frac{900}{2,5} = 360,0 \text{ МПа.}$$

Подставляем:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{1,3 \cdot 85,0}{3,14 \cdot 7,0^2 / 4} = 2,87 \text{ МПа} \leq [360,0] \text{ МПа.}$$

Прочность соединения в допустимых пределах.

3.3.2 Расчёт подведения сжатого газа

Для расчета воздухопровода определяем внутренний диаметр подводящих труб для подачи сжатого воздуха:

$$d_{\text{вн}} = 1,13 \cdot \sqrt{Q_{\text{с ном}} / V_{\text{ж}}}, \quad (3.4)$$

где $Q_{\text{с ном}}$ – номинальная подача воздуха, м³/сек,

$V_{\text{ж}}$ – скорость потока воздуха, м/сек.

Принимаем $V_{\text{ж}} = 500$ м/сек.

Внутренний диаметр воздухопровода:

$$d_{\text{вн}} = 1,13 \cdot \sqrt{1,4 / 500} = 0,006 \text{ м.}$$

Округляем внутренний диаметр трубопровода до ближайшего значения из ряда условных проходов. Принимаем: $d_{\text{вн}} = 6,0$ мм.

Для нагнетательного воздухопровода рекомендуем бесшовный материал из латуни.

Определяем максимальное рабочее давление:

$$P_{\text{max}} = (1,1 \dots 1,15) \cdot P_{\text{ном}}. \quad (3.5)$$

Максимальное рабочее давление:

$$P_{\max} = (1,1 \dots 1,15) \cdot 14 = 15,40 \dots 16,10 \text{ МПа.}$$

Принимаем $P_{\max} = 16,0 \text{ МПа}$.

Определяем толщину стенки воздухопровода:

$$\delta_r = P_{\max} \cdot d_{\text{вн}} / (2 \cdot [\delta]_p), \quad (3.6)$$

где $[\delta]_p$ – допускаемое напряжение растяжения, МПа.

Принимаем $[\delta]_p = 140 \text{ МПа}$ [13].

Толщина стенки воздухопровода:

$$\delta_r = 16 \cdot 0,006 / (2 \cdot 140) = 0,00034 \text{ м.}$$

Полученное значение округляем до ближайшего целого из ряда размеров.

Принимаем $\delta_r = 4,0 \text{ мм}$.

Определяем наружный диаметр:

$$d_{\text{н}} = d_{\text{вн}} + 2 \cdot \delta_r \quad (3.7)$$

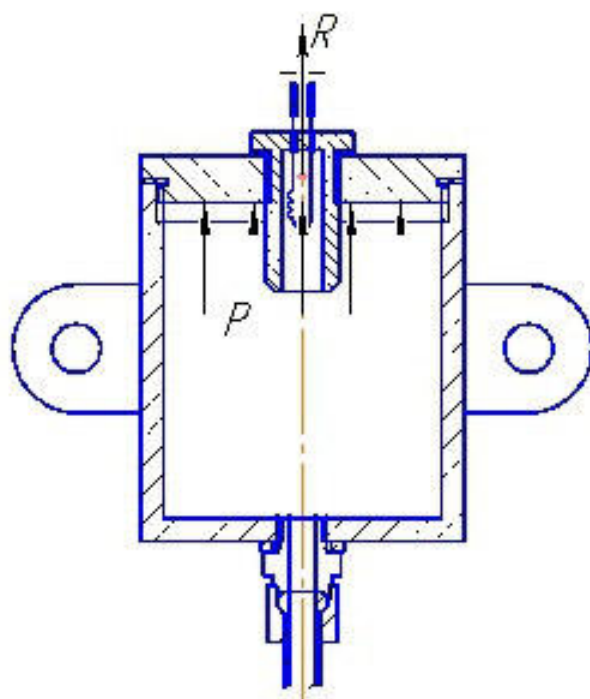
Наружный диаметр равен:

$$d_{\text{н}} = 6 + 2 \cdot 4 = 14,0 \text{ мм.}$$

Благодаря данным расчётам и размерам чертим подводящую втулку.

3.3.3 Расчёт основной крышки газогенератора

В пиропатроне давление может достигать до 1,0 МПа. Данное давление воспринимается крышкой (рисунок 3.16).



P – давление в пиропатроне; R – результирующая сила, действующая на крышку

Рисунок 3.16 – Схема действия сил на крышку пиропатрона

Результирующую силу можно найти по выражению:

$$R = P \cdot F_{кр}, \quad (3.8)$$

где P – давление, действующее в пиропатроне, $P = 1,0$ МПа;

$F_{кр}$ – площадь крышки пиропатрона, m^2 .

Площадь крышки пиропатрона находим из выражения:

$$F_{кр} = \pi \cdot R^2, \quad (3.9)$$

где R – радиус крышки пиропатрона, $R = 0,026$ м

$$F_{кр} = 3,14 \cdot 0,026^2 = 0,002123 \text{ м}^2.$$

Тогда

$$R = 1,0 \cdot 10^6 \cdot 0,002123 = 2123,0 \text{ Н.}$$

Крышка имеет резьбу М52х0,5.

При статической нагрузке прочность резьбового соединения можно оценить по формуле:

$$\sigma = \frac{4 \cdot R}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma], \quad (3.10)$$

где σ – напряжение, возникающее при приложении нагрузки, МПа;

$[\sigma]$ - допустимое напряжение для стали 40Х крышки, МПа;

d_i - внутренний диаметр резьбы, $d_i = 51,0 \text{ мм} = 0,051 \text{ м}$.

Допустимое напряжение на растяжение определяют по формуле:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{S}, \quad (3.11)$$

где σ_T - предел текучести, $\sigma_T = 900,0 \text{ МПа}$ [12];

S - коэффициент запаса прочности, $S = 1,5 \dots 2,5$ [12].

Тогда

$$[\sigma] = \frac{900,0}{2,0} = 450,0 \text{ МПа};$$

$$\sigma = \frac{4 \cdot 2123,0}{3,14 \cdot 0,051^2} = 5,16 \text{ МПа}.$$

$[\sigma] = 450,0 \text{ МПа} > \sigma = 5,16 \text{ МПа}$ – условие выполняется.

Далее рассчитаем прочность резьбового соединения при переменной нагрузке:

$$S = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} \geq [S], \quad (3.17)$$

где S – коэффициент запаса по пределу выносливости,

σ_{-1} - предел выносливости по материалу болта, МПа;

K_σ - коэффициент концентрации напряжений в резьбе,

$K_\sigma = 4 \dots 5,5$ [12];

σ_a - амплитуда напряжений цикла, МПа;

ψ_σ - коэффициент чувствительности к асимметрии цикла,

$\psi_\sigma = 0,10$ [12];

σ_m - среднее напряжение цикла, МПа;

$[S]$ - регламентированный коэффициент запаса,

$[S] = 2,5 \dots 4$ – при неконтролируемой затяжке [12].

Амплитуду напряжений цикла определяют по формуле:

$$\sigma_a = \frac{\chi \cdot R}{2 \cdot F_{KP}}, \quad (3.18)$$

где χ - коэффициент внешней нагрузки, $\chi = 0,2 \dots 0,3$ [12].

Тогда

$$\sigma_a = \frac{0,30 \cdot 2123,0}{2 \cdot 0,002123} = 1,50 \text{ МПа.}$$

Среднее напряжение цикла

$$\sigma_m = \sigma_{зам} + \sigma_a, \quad (3.19)$$

где $\sigma_{зам}$ - напряжение затяжки, МПа.

$$\sigma_{зам} = \frac{K_{зАГ} \cdot (1 - \chi) \cdot R}{F_{KP}}, \quad (3.20)$$

где $K_{зАГ}$ - коэффициент затяжки, $K_{зАГ} = 2,5 \dots 4,0$ – при переменной нагрузке [12].

Тогда

$$\sigma_{зам} = \frac{3,0 \cdot (1 - 0,3) \cdot 2123,0}{0,002123} = 21,0 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_m = 21,0 + 1,50 = 22,50 \text{ МПа.}$$

Предел выносливости материала болта:

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot \sigma_B, \quad (3.21)$$

где σ_B - предел выносливости, $\sigma_B = 1000 \dots 1200$ МПа [16].

Тогда

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot 1000,0 = 430,0 \text{ МПа;}$$

$$S = \frac{430,0}{5,0 \cdot 1,50 + 0,10 \cdot 21,0} = 44,79.$$

$$S = 44,79 > [S] = 2,5 \dots 4,0 - \text{условие выполняется.}$$

4 ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

4.1 Коэффициент унификации конструктивных элементов детали

$$K_{y,z} = Q_{y,z} / Q_z, \quad (4.1)$$

где $Q_{y,z}$ - число унифицированных элементов детали

Q_z - общее число конструктивных деталей

$$Q_{zy} = 16$$

$$Q_z = 20$$

$$Q_{yz} = 16 / 20 = 0.8$$

По нормам ЕСТП $K_{y,z} \geq 0.61$. Так как условие выполняется, то деталь “Крестовина” технологична по унифицированным элементам.

Коэффициент использования материала [13]:

$$K_M = G_d / G_z, \quad (4.2)$$

где G_d - масса детали по чертежу, кг

G_z - масса материала заготовки, кг

$$K_{IM} = 0.58 / 0.7 = 0.82$$

По нормам ЕСТП $K_{IM} \geq 0.75$. Деталь технологична так как условие выполняется. Коэффициент точности обработки детали [13,16].

$$K_{TC} = Q_{TC,H} / Q_{TC,O} = 1 - 1 / A_{CP}, \quad (4.3)$$

$$A_{CP} = \sum A^* n_i / \sum^* n_i, \quad (4.4)$$

где A_{CP} - средний квалитет точности

n_i - число размеров соответствующего квалитета

$$A_{CP} = 25 + 30 + 10 + 12 + 15 + 17 + 150 + 320 / 60 = 9.36$$

$$K_{TC} = 1 - 1 / 9.36 = 0.9$$

По нормам ЕСТП $K_{TC} \leq 0.97$. Требования выполняется, значит деталь технологична.

4.3 Выбор вида заготовки

Способ получения заготовки должен быть наиболее экономичным при заданном объеме выпущенных деталей. От этого зависит степень расхода материала, количество операций, их трудоемкость, себестоимость, процесс изготовления детали в целом.

Учитывая выше перечисленные факторы примем для изготовления заготовки штамповку, максимально приближены размерами и формами готовой детали. Для сравнения воспользуемся примером расчета из горячекатанного проката обычной точности по ГОСТ 2590-81

4.3.1 Расчет припусков на заготовку

При расчете припусков используется формула [13,16].

$$Z_{B_{\min}} = R_{z_{i-1}} + T_{i-1} + P_{i-1} + E_i \quad (4.5)$$

где $R_{z_{i-1}}$ -высота микро неровности детали полученная на предыдущим переходе МКМ;

$Z_{B_{\min}}$ -минимальный припуск на заготовку на данном переходе МКМ;

T_{i-1} -глубина дефектного слоя детали полученного на предыдущим переходе;

P_{i-1} -кривизна детали полученная после предыдущего перехода;

E_{i-1} -погрешность установки на данном переходе;

При обработки цилиндрических симметричных деталей, формула для расчета припуска имеет вид:

$$2Z_{B_{\min}} = 2(R_{z_{i-1}} + T_{i-1} + \sqrt{P_{i-1}^2 + E_i^2}) \quad (4.6)$$

Обрабатываемая деталь имеет припуски на наибольший диаметр и наибольшею длину.

Считаем что для получения нужного качества обрабатываемой поверхности необходимо назначить операции, а) токарно черновая б) токарно чистовая в) шлифовальная чистовая черновая.

Припуск на черновое обтачивание

$$2Z_{B_{\min}} = 2(R'_{Z_{i-1}} + T'_{i-1} + \sqrt{P'^2_{i-1} + E'^2_i}) \quad (4.7)$$

где $R_{Z_{i-1}} = 150$, $T_{i-1} = 150$

Выбираем прокат обычной точности для диаметра 35 [13,16],

$$P_{i-1} = \sqrt{P^2_{кор}} + P_{цектр} \quad (4.8)$$

$$P_{кор} = 5 \times 123 = 615 \text{ мкм}$$

$$P_{цектр} = 0.25\sqrt{T^2_{заз}} + 1 \quad (4.9)$$

$$P_{цектр} = 0.25\sqrt{0.9^2} + 1 = 336 \text{ мкм.}$$

Выбираем сортовой прокат по сортаменту ГОСТ 2590-81

где $d_{заз} = 24(^{+0.4}_{-0.5})$, $T_{дон} = 0,9$;

$$P_{-1} = \sqrt{P^2_{кор} + P^2_{цектр}} \quad (4.10)$$

$$P_{-1} = \sqrt{615^2 + 336^2} = 700$$

$$E_{\gamma} = 220 \text{ мкм}$$

Для прутка обычной точности диаметр 24 в радиальном направлении для трех кулачкового патрона.

$$2Z_{B_{\min}} = 2(150 + 150 + \sqrt{700^2 + 220^2}) = 2068 \text{ мкм.}$$

Припуск на чистовое обтачивание.

$$2Z_{B_{\min}} = 2(R''_{Z_{i-1}} + T''_{i-1} + \sqrt{P''^2_{i-1} + E''^2_i}) \quad (4.11)$$

Выбираем значение после обдирочной обработки проката.

$$R_z'' = 100$$

$$T_{i-1} = 100$$

$$P_{i-1}'' = K_y \times P_{i-1}^1 \quad (4.12)$$

$$E_{yi}'' = K_y \times E_Y^i \quad (4.13)$$

K_y – коэффициент уточнения, $K_y = 0.06$.

$$P_{i-1}'' = 0.06 * 700 = 42 \text{ мкм},$$

$$E_{yi}'' = 0.06 * 220 = 13,2 \text{ мкм},$$

$$2Z_{b_{\min}}'' = 2(100 + 100 + \sqrt{42^2 + 13^2}) = 488 \text{ мкм}$$

Определение припуска на черновое шлифование.

$$2Z_{b_{\min}}''' = 2(R_{z-1}''' + T_{i-1}''' + \sqrt{P_{i-1}'''^2 + E_i'''^2}), \quad (4.14)$$

$$R_{z-1}''' = 50$$

$$T_{i-1}''' = 50$$

$$P_{i-1}''' = K_y * P_{i-1}'' = 0.05 * 42 = 2,4$$

$$E_{yi-1}''' = K_y * E_{yi-1}'' = 0.05 * 13,2 = 0,66$$

$$K_y = 0.05.$$

В расчетах K_{yi}^{11} не учитываем так как это малая незначительная величина

$$2Z_{b_{\min}}''' = 2(50 + 50 + \sqrt{2,4^2 + 0,66^2}) = 208.$$

Определяем общий минимальный припуск

$$2Z_{b_{\min}}^{общ} = 2Z_{b_{\min}}' + 2Z_{b_{\min}}'' + 2Z_{b_{\min}}''' + 2Z_{b_{\min}}^{IV}, \quad (4.15)$$

$$2Z_{b_{\min}}^{общ} = 2764.$$

Определяем общий номинальный припуск.

$$2Z_{b_{\min}}^{общ} = 2Z^1 \min H_{\text{раз}} + H_{\text{дет}}, \quad (4.16)$$

$H_{\text{раз}}$ – верхнее отклонение

Сортамент ГОСТ 2590-80

$$H_{заг} = 400 \text{ мкм}$$

$H_{дет}$ – нижнее отклонение

$$2Z_{b_{мин}}^{общ} = 500 + (-100) = 400 \text{ мкм}$$

Принимаем деталь изготовлена по диаметру $\varnothing 22$ с полем допуска $h8$ ($_{-40}^0$),

$$2Z_{заг}^{ном} = 2Z_b^{общ} + H_{з} + H_{дет} \quad (4.17)$$

$$2Z_{заг}^{ном} = 2764 + 400 - 40 = 3124 \text{ мм.}$$

Определение диаметра заготовки:

$$D_{заг} = D_{ном} + 2Z_{b_{ном}} \quad (4.18)$$

$D_{ном}$ – по чертежу детали,

$$D_{заг} = 22 + 3,2 = 25,2 \text{ мм.}$$

Выбираем диаметр заготовки по сортаменту,

$$D_{заг} = 25_{-0,7}^{+0,4} \text{ мм}$$

4.3.2 Расчет припусков на длину детали

Расчет припуска по формуле:

$$Z_{B_{мин}} = R_{Z_{i-1}} + T_{i-1} + P_{i-1} + E_{yi} \quad (4.19)$$

У детали подрезание с одной стороны на черنو а с другой стороны на чисто.

Расчет припуска на черновое подрезание торца

$$Z'_{B_{мин}} = R'_{Z_{i-1}} + T'_{i-1} + P'_{i-1} + E'_{yi} \quad (4.20)$$

где $R_{Z_{i-1}} + T_{i-1} = 200 \text{ мм}$,

Выбираем в качестве режущего инструмента.

$$P'_{i-1} = \sqrt{P_{кор}^2 + P_{цектф}^2} \quad (4.21)$$

$$P_{кор} = \Delta_K * L_{раз} \quad (4.22)$$

где $\Delta_K = 5$ мкм,

Δ_K – удельная кривизна.

$$P_{кор} = 5 * 25 = 125$$

$$P_{целстр} = 0.25 \sqrt{T_{раз}^2 + 1} \quad (4.23)$$

$$P_{целстр} = 0.25 \sqrt{0,5 + 1} = 280 \text{ мм},$$

$$T_{раз} = B_0 - H_0 \quad (4.24)$$

$$T_{раз} = 0,5 \text{ мм},$$

$$P'_{i-1} = \sqrt{125^2 + 280^2} = 307 \text{ мкм} [13,16].$$

Расчет припуска на чистовое подрезание торца

$$Z''_{B_{мин}} = R''_{Z_{i-1}} + T''_{i-1} + P''_{i-1} + E''_{y_i} \quad (4.25)$$

где $R''_{Z_{i-1}} = 100$

$$T''_{i-1} = 100$$

Выбираем отклонения после обдирочной токарной операции.

$$P''_{i-1} = K_y * P'_{i-1} \quad (4.26)$$

$$E''_{y_i} = K_y * E'_{y_i} \quad (4.27)$$

где $K_y = 0.06$ коэффициент уточнения

$$P''_{i-1} = 0.06 * 300 = 18,42,$$

$$E''_{y_i} = 0.06 * 150 = 9,$$

$$Z''_{B_{мин}} = 100 + 100 + 18,4 + 9 = 227,4 \text{ мкм}.$$

Определяем общий минимальный припуск:

$$Z^{общ}_{B_{мин}} = Z'_{B_{мин}} + Z''_{B_{мин}} \quad (4.28)$$

$$Z^{общ}_{B_{мин}} = 657 + 227,4 = 884,4 \text{ мкм}.$$

Определяем номинальный припуск:

$$2Z_{B_{\text{пол}}} = 2Z_{B_{\text{мин}}}^{\text{общ}} + H_s + H_{\delta} \quad (4.29)$$

H_s – верхнее отклонение заготовки после резки .

$$H_s = 250 .$$

$$H_{\delta} = \left(\pm \frac{IT14}{2} \right) \quad (4.30)$$

H_{δ} – нижнее отклонение детали,

$$H_{\delta} = \left(\pm \frac{1000}{2} \right) = -500 .$$

$$2Z_{B_{\text{пол}}} = 2 * 884 + 250 - 500 = 1518 .$$

Определяем длину заготовки:

$$L_{\text{заг}} = L_{\text{дет}} + 2Z_{B_{\text{мин}}} \quad (4.31)$$

$$L_{\text{заг}} = 123 + 2 * 1,5 = 126 \text{ мм} .$$

Принимаем $L_{\text{заг}} 130_{-0,25}^{+0,25}$

4.4 Определение минимального расчетного значения детали

$$D_{\text{мин}} = D_{\text{черт}} + ({}^+HOD) .$$

$$22 + h8({}_{-0,004}^{}) = 21,96 .$$

Определяем $D_{\text{мин}}$ детали— $D_{\text{детали}}$ по чертежу h8.

Построим схему расположения полей допусков всех калибров и контркалибров для посадки $\phi 40$ по СТ СЭВ 157-75 и подсчитать их исполнительные размеры.

По СТ СЭВ 144-75 находим предельные отклонения вала:

$$EI = -80 \text{ мкм}, ES = -142 \text{ мкм} .$$

$$\text{Тогда для вала } D_{\text{макс}} = 39,92 , D_{\text{мин}} = 39,858 .$$

Для заданных интервалов размеров находим (мкм):

$$H = 5, H_1 = 8, Z_1, Z = 13; H_p = 3; y, y_1 = 0.$$

С помощью схем расположения полей допусков калибров-скоб (таблица 2 [13]) вычисляем следующие величины:

1. Минимальный размер проходного калибра-скобы

$$Pr_{\min} = D_{\max} - Z_1 - \frac{H_1}{2} = 39.92 - 0.013 - \frac{0.008}{2} = 39.903 \text{ ,мм}$$

2. Минимальный размер непроходного калибра-скобы [13,16]:

$$HE_{\min} = D_{\min} - \frac{H_1}{2} = 39.858 - \frac{0.008}{2} = 39.854 \text{ ,мм}$$

Можно вычислить предельные размеры контркалибров к скобам.

1. $K - PR_{\max} = D_{\max} - Z_1 + \frac{H_p}{2} = 39.92 - 0.013 + 0.0015 = 39.9085 \text{ ,м}$

2. $K - И_{\max} = D_{\max} + y_1 + \frac{H_p}{2} = 39.92 + 0 + 0.0015 = 39.9215 \text{ ,м}$

3. $K - HE_{\max} = D_{\min} + \frac{H_p}{2} = 39.858 + 0.0015 = 39.85 \text{ , мм}$

5 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ

5.1 Анализ условий труда на автомобиле

Безопасность жизнедеятельности и охрана труда на производстве - это система законодательных актов, социально-экономических, технических, санитарно-гигиенических, организационных мероприятий обеспечивающих безопасность, сохранения здоровья и работоспособности человека в процессе труда.

Спецификой сельскохозяйственного производства является то, что здесь большинство технологических процессов выполняется механизированным способом, поэтому требуется строже соблюдать правила техники безопасности.

Инженер по технике безопасности контролирует правильность соблюдения требований по технике безопасности, осуществляет контроль использования денежных средств, проводит занятия по охране труда, следит за своевременным проведением инструктажа и ежеквартально предоставляет отчет о проделанной работе. Инженерно-технической службой хозяйства разрабатывается перечень мероприятий по улучшению условий труда. Этот перечень является основой коллективного договора. Ежегодно составляется график отпусков рабочих и служащих.

Основным критерием оценки состояния охраны труда на производстве являются коэффициенты частоты, тяжести и общих потерь по травматизму и заболеваемости. Коэффициент частоты ($K_{\text{ч}}$) представляет собой отношение количества пострадавших к среднесписочному числу работающих за учтенный период, соотнесенное к тысяче человек работающих:

$$K_{\text{ч}} = (T/P) \cdot 1000, \quad (5.1)$$

где T - число пострадавших с утратой трудоспособности на срок более трех дней и со смертельным исходом,

P - среднесписочное число рабочих.

Коэффициент тяжести (K_T) характеризует среднюю продолжительность времени нетрудоспособности пострадавших:

$$K_T = (D/T), \quad (5.2)$$

где D — количество дней нетрудоспособности.

Коэффициент общих потерь (K_0) характеризует отношение дней нетрудоспособности к среднесписочному числу рабочих, соотнесенных к одной тысяче человек работающих:

$$K_0 = (D/P) \cdot 1000, \quad (5.3)$$

Для профилактики несчастных случаев необходимо перед началом работы проверить исправность оборудования, инструмента, строго следовать инструкциям по ПТБ, проводить исследования в области научной организации труда и отдыха рабочих и служащих.

Необходимо также улучшить безопасность работ в машинотракторном парке предприятия.

Организация работы по охране труда

Ответственность за организацию охраны труда в отделении и обеспечение нормальных условий работы несет правление предприятия.

Проведение всей практической работы по охране труда правление птицефабрики возлагает на заместителя председателя или на одного из членов правления, который занимается вопросами техники безопасности и является ответственным за проведение этой работы. Правление назначает ответственных лиц за состояние техники безопасности на каждом производственном участке (бригада, ферма, стройка, мастерская).

Правление предприятия на своих заседаниях:

- заслушивает по мере необходимости отчеты ответственных лиц о состоянии техники безопасности и производственной санитарии, принимает меры по устранению имеющихся нарушений,

- рассматривает не позже, чем в 3-дневный срок, каждый несчастный случай с тяжелым исходом и принимает необходимые меры по

предупреждению подобных случаев, а также по наказанию лиц, виновных в несчастном случае;

- утверждает планы проведения необходимых мероприятий по оздоровлению условий труда, выделяя соответствующие средства на проведение этих мероприятий;

Заместитель председателя или член правления, являющийся ответственным за состояние охраны труда на предприятии обязан:

- проводить вводный инструктаж по технике безопасности, следить за своевременно проводимым инструктажем ответственными лицами на рабочем месте со всеми вновь поступившими и переводными на другие работы;

- следить по вопросам техники безопасности и производственной санитарии;

- систематически проверять состояние техники безопасности и производственной санитарии производственных помещений, технического оборудования и принимать безотлагательные меры по устранению обнаруженных недостатков;

- при приемке из текущего и капитального ремонта техники не допускать их в эксплуатацию без выполнения всех требований действующих технических норм, правил техники безопасности и производственной санитарии;

- разрабатывать и представлять на утверждение правления отделения планы проведения необходимых мероприятий по оздоровлению условий труда и обеспечивать своевременное их выполнение;

Ответственные лица за технику безопасности на производственных участках (бригада, ферма, стройка, мастерская) обязаны:

- следить за санитарным состоянием всех вспомогательных, санитарно-бытовых помещений;

- проводить расследование причин и обстоятельств каждого несчастного случая, связанного с производством, и немедленно извещать о

происшедшем заместителя председателя или члена правления колхоза, ведающего вопросами охраны труда.

5.2 Техника безопасности при работе с автомобилем

К работе на автомобиле могут быть допущены только лица, прошедшие инструктаж, усвоившие правила безопасности, получившие практические навыки безопасного ведения работ.

Управляемость автомобиля непосредственно связана с безопасностью дорожного движения.

ОСТ 37.001.487 определяет управляемость автомобиля, как свойство автомобиля, подчиняться траекторному и курсовому управлению.

Приступая к самостоятельной работе на стенде, могут только лица, хорошо знакомые с их устройством, эксплуатацией и обслуживанием.

Приступая к выполнению работы, рабочий обязан:

- застегнуть одежду на все пуговицы, рубашку заправить в брюки, завязать рукава;
- подготовить рабочее место согласно требованиям безопасности;
- проверить исправность инструмента, приспособлений;
- опробовать стенд на холостом ходу;
- проверить наличие и исправность ограждений и других защитных приспособлений.

Запрещается работать с неисправными инструментами и приспособлениями.

Не разрешается сидеть, опираться на элементы автомобиля, трогать руками движущиеся части.

5.3 Безопасность жизнедеятельности в чрезвычайных ситуациях

Системы общегосударственных социальных и оборонных мероприятий, осуществляемых в целях защиты населения и народного хозяйства страны.

В настоящее время гражданская оборона является составной частью массового поражения, последствий аварий, катастроф и стихийных бедствий.

Перед гражданской обороной стоят следующие задачи:

- защита населения от современных средств поражения и аварий
- проведение спасательных и аварийно - восстановительных работ

Для решения этих задач проводится целый ряд мероприятий. Для защиты населения от оружия массового поражения, заблаговременно строятся защитные сооружения, накапливаются средства индивидуальной защиты, проводятся обучения оказанию медицинской помощи и подготовка к эвакуации населения.

Повышение устойчивой работы объектов агропромышленного комплекса достигается заблаговременным проведением ряда организационных инженерно-технических, агрономических и других мероприятий, направленные на максимальное смягчение результатов воздействия стихийных бедствий, аварий, катастроф, а также создание условий для быстрой ликвидации их последствий и обеспечения производства доброкачественной сельскохозяйственной продукции.

Организация и проведение спасательных работ включают в себя ведение разведки в очагах поражения и путей выдвижения сил ГО, тушение пожаров, вскрытие заваленных защитных сооружений, разборку завалов, вывоз людей и так далее.

В автотракторном парке ведется разработка плана по переводу транспорта на более экологически чистое топливо - сжиженный газ. Планируется в дальнейшем перевести все автомобили и автобусы с бензиновыми

двигателями на этот вид топлива, так как помимо более чистого выхлопа имеют место экономические преимущества.

Упорядочена работа с ГСМ, функционирует заправочная станция и склад для хранения нефтепродуктов. Ведется работа по озеленению и окультуриванию почв.

Для обеспечения еще более полного соответствия предприятия нормам экологической безопасности можно рекомендовать принять следующие нормы:

- продолжать обновлять автотранспортный парк, следить за содержанием выхлопных газов CO и CO₂, проверять технику на обнаружение утечек ГСМ;

- рационально применять севообороты;
- ограничить применение ядохимикатов;
- организовать дополнительные площадки для сбора мусора и отходов, своевременно и правильно утилизировать;

1. Необходимо своевременно на фермах производить очистку навозных ям и загонов. Исключать утечку навозной жижи при транспортировке на поля.

2. Для работы на полях по возможности использовать энергонасыщенные трактора на гусеничном ходу с целью уменьшения количества проходов и уплотнения почвы.

3. Уделять особое внимание состоянию топливной аппаратуры тракторов, чтобы не допускать выброса в атмосферу отработанных газов и утечек масел в землю.

5.4 Физическая культура на производстве

Производственная гимнастика как элемент научной организации труда должна массово и прочно войти в режим трудового дня. Ей отводится роль профилактического средства поддержания высокой работоспособности на протяжении рабочего дня. Сеченовский феномен активного отдыха - важное условие для плодотворной интеллектуальной деятельности.

6 ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВКР

6.1 Расчёт производительности

Сменная производительность рассчитывается по формуле [2,11,12]:

$$\Pi_{см} = \frac{T_{см} - (T_{п} + T_{отд})}{t_{л} + t_{пл} + t_{к} + t_{с}} \cdot Q, \text{ м}^3 \quad (6.1)$$

где $T_{см}$ – продолжительность смены, $T_{см}=480$ мин;

$T_{п}$ – подготовительно-заключительное время, мин.; $T_{п}=30$ мин/рейс;

$T_{отд}$ – время на отдых и личные надобности, мин.; $T_{отд}=20$ мин/рейс;

$t_{л}+t_{пл}$ – время пробега расстояния трелевки в обоих направлениях, мин/рейс, по данным предприятия для базовой техники и для новой техники $t_{л}+t_{пл}=5,83$ мин/рейс;

$t_{к}$ – время набора пачки для базовой техники и для новой техники $t_{к}=7,05$ мин/рейс;

$t_{с}$ – время сброса пачки на погрузочной площадке для базовой техники и для новой техники $t_{с}=5,4$ мин/рейс;

Q – нагрузка на рейс, м^3

для базовой техники $Q_б=2,5 \text{ м}^3$;

для новой техники $Q_{нр}=2,8 \text{ м}^3$.

Рейсовая нагрузка после модернизации увеличивается до $2,8 \text{ м}^3$.

Сменная производительность базовой ($\Pi_{см1}$) и новой ($\Pi_{см2}$) техники:

$$\Pi_{см1} = \frac{480 - (30 + 20)}{5,83 + 7,05 + 5,4} \cdot 2,5 = 58,8 \text{ м}^3,$$

$$\Pi_{см2} = \frac{480 - (30 + 20)}{5,83 + 7,05 + 5,4} \cdot 2,8 = 65,9 \text{ м}^3.$$

Годовая производительность техники определяется по формуле:

$$\Pi_{год} = \Pi_{см} \cdot D_p \cdot K_{см}, \text{ м}^3 \quad (6.2)$$

где D_p – число рабочих дней в году [23];

$K_{см}$ – коэффициент сменности,

$$\Pi_{год1} = 58,8 \cdot 210 \cdot 1 = 12348 \text{ м}^3,$$

$$\Pi_{\text{год } 2} = 65,9 \cdot 210 \cdot 1 = 13839 \text{ м}^3.$$

Рост производительности труда определяется по формуле:

$$РПТ = (\Pi_{\text{год } 2} - \Pi_{\text{год } 1}) / \Pi_{\text{год } 1} \cdot 100\%, \quad (6.3)$$

$$РПТ = \frac{13839 - 12348}{12348} \cdot 100\% = 12\%.$$

Расчёт эксплуатационных затрат

Эксплуатационные затраты могут рассчитываться на год или на машино смену [23].

Расчет делаем на машино-смену.

Эксплуатационные затраты на машино-смену включают следующие статьи затрат:

1. Заработная плата производственных рабочих с начислениями.
2. Себестоимость содержания машино-смены, включающая

следующие статьи:

- Заработная плата вспомогательных рабочих с начислениями;
- затраты на ТСМ;
- амортизационные отчисления;
- затраты на ТО и ТР;
- прочие производственные затраты.

3. Затраты на восстановление износа и ремонт шин.

Заработная плата производственных рабочих рассчитывается по формуле:

$$ЗП_{\text{пр}} = T_{\text{СТ}} \cdot T_{\text{см}} \cdot K_{\text{допл}}, \quad (6.4)$$

где $T_{\text{СТ}}$ - часовая тарифная ставка VI разряда, $T_{\text{СТ}}=10,0$ руб/час;

$T_{\text{см}}$ - продолжительность смены, $T_{\text{см}}=8$ час;

$K_{\text{допл}}$ - коэффициент доплат, учитывающий все доплаты к

тарифному фонду. По данным предприятия $K_{\text{допл}}=1,5$.

$$ЗП_{\text{пр } 1} = ЗП_{\text{пр } 2} = 10,0 \cdot 8 \cdot 1,5 = 120,0 \text{ руб.}$$

Отчисления на единый социальный налог составляют 35,6%, на страхование от несчастных случаев 4,4%, всего 40,0%.

$$H_{\text{н1}} = H_{\text{н2}} = 0,4 \cdot 120 = 48,0 \text{ руб.}$$

Себестоимость содержания машино – смены

Заработная плата вспомогательных рабочих рассчитывается по формуле:

$$ЗП_{\text{всп}} = T_{\text{ст}} \cdot T_{\text{см}} \cdot H_{\text{т}} \cdot K_{\text{доп}}, \text{ руб} \quad (6.5)$$

где $T_{\text{ст}}$ - тарифная ставка III разряда, руб/час, $T_{\text{ст}}=5,0$ руб.;

$T_{\text{см}}$ - продолжительность смены, 8 час.;

$H_{\text{т}}$ - норматив трудозатрат на вспомогательные работы,

$H_{\text{т}}=0,32$ чел·час/м·см.,

$$ЗП_{\text{всп1}} = ЗП_{\text{всп2}} = 5,0 \cdot 8 \cdot 0,32 \cdot 1,3 = 16,64 \text{ руб.}$$

Начисления на заработную плату вспомогательных рабочих составляют 40,0% [10,23].

$$H_{\text{т.всп}} = 0,4 \cdot 16,64 = 6,66 \text{ руб.}$$

Затраты на топливо и смазочные материалы определяются исходя из стоимости топлива ($\Pi_{\text{т}}$), удельного расхода топлива (q), мощности двигателя ($K_{\text{дв}}$), коэффициентов использования двигателя по времени ($K_{\text{вр}}$) и мощности ($K_{\text{мощ}}$), продолжительности смены ($T_{\text{см}}$), коэффициента, учитывающего транспортные расходы ($K_{\text{тр}}$) и коэффициента, учитывающего смазочные материалы ($K_{\text{см}}$). Для базового $K_{\text{см}}=1,25$; для проектируемого $K_{\text{смпр}}=1,23$.

$$З_{\text{т1}} = 7,5 \cdot \frac{231}{1000} \cdot 195 \cdot 0,8 \cdot 0,8 \cdot 1,1 \cdot 1,25 = 297,3 \text{ руб.}$$

$$З_{\text{т2}} = 7,5 \cdot \frac{228}{1000} \cdot 231 \cdot 0,8 \cdot 0,8 \cdot 1,1 \cdot 1,23 = 328,4 \text{ руб.}$$

Амортизационные отчисления рассчитываются по формуле:

$$A = БС \cdot H_{\text{а}} / 100\% / D_{\text{р}} / K_{\text{см}}, \text{ руб.} \quad (6.6)$$

где БС - балансовая стоимость техники,

$H_{\text{а}}$ - годовая норма амортизации, %, $H_{\text{а}}=25\%$,

$D_{\text{р}}$ - число рабочих дней в году,

$K_{см}$ - коэффициент сменности.

$$A_1 = \frac{429000 \cdot 25}{100 \cdot 210} = 510,7 \text{ руб.},$$

$$A_2 = \frac{442760 \cdot 25}{100 \cdot 210} = 527,1 \text{ руб.}$$

Затраты на ТР и ТО определяются исходя из сложившихся на предприятии нормативов отчислений (12% от балансовой стоимости в год).

$$З_{ТР} = БС \cdot Н_{ТР} / 100\% / Д_p / K_{см}, \text{ руб.} \quad (6.7)$$

$$З_{ТР1} = \frac{429000 \cdot 12}{100 \cdot 210} = 245,1 \text{ руб.},$$

$$З_{ТР2} = \frac{442760 \cdot 24}{100 \cdot 210} = 253,0 \text{ руб.}$$

Прочие производственные затраты принимаем в размере 10% от суммы предыдущих затрат [23]:

$$З_{пр1} = 107,6 \text{ руб.},$$

$$З_{пр2} = 113,2 \text{ руб.}$$

6.2 Расчет показателей экономического эффекта и эффективности

Условно-годовая экономия от снижения себестоимости трелевки

$$\mathcal{E}_e = (C_1 - C_2) \cdot \Pi_{год} = (23,0 - 21,4) \cdot 13839 = 36061 \text{ руб.}$$

Срок окупаемости новых капитальных вложений

$$T_{ок} = KB / \mathcal{E}_e = \frac{13760}{36061} = 0,6_{года}.$$

Годовой экономический эффект рассчитываем по формуле:

$$\mathcal{E}_{год} = \mathcal{E}_e - KB_{нов} \cdot R, \text{ руб.} \quad (6.8)$$

где R - среднеотраслевая рентабельность, %. Принимаем $R=20\%$.

$$\mathcal{E}_{год} = 36061 - 13760 \cdot 0,2 = 34333 \text{ руб.}$$

Чистый дисконтированный доход определяется по формуле:

$$ЧДД = Э_0 \cdot \sum_{t=1}^{T_{\text{ст}}} \frac{1}{(1 + \alpha)^{t-1}} - K_{\text{нов}}, \quad (6.9)$$

где $T_{\text{ст}}$ - срок службы, лет. Принимаем $T_{\text{ст}}=4$ года;

t - текущий год;

α - коэффициент дисконтирования, принимаемый равным ставке рефинансирования ЦБ (18%) [22].

$$ЧДД = 36061 \cdot \left(1 + \frac{1}{1,18} + \frac{1}{1,18^2} + \frac{1}{1,18^3}\right) - 13760 = 58522 \text{ руб.}$$

Результаты расчетов сводим в таблице 6.1.

Таблица 6.1 - Основные технико-экономические показатели проекта

№ п/п	Показатели	Ед. изм.	БА	ПА
1.	Производительность			
	Сменная	м ³	62,8	65,6
	Годовая	м ³	14348	16839
2.	Капитальные вложения	Тыс. руб.	900	900
3.	Эксплуатационные затраты на м-	Руб.	3062	3167
4.	Себестоимость трелевки 1М ³	Руб./м ³	52,0	48
5.	Условно-годовая экономия	Руб.	-	36061
6.	Годовой экономический эффект	Руб.	-	34333
7.	Чистый дисконтированный доход	Руб.	-	58522
8.	Срок окупаемости капитальных	Мес.		3,2
9.	Рост производительности труда		-	8

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Автомобили. Учебник / А.В. Богатырев, Ю.К. Есеновский-Лашков, М.Л. Насоновский, Под ред. А.В. Богатырева. - 3-е изд., стер. - М.: НИЦ ИНФРА-М, 2014.
2. Агарков А.П. Экономика и управление на предприятии [Электронный ресурс]: Учебник/ А.П. Агарков, Р.С. Голов, В.Ю. Теплышев и др.; под ред. д.э.н., проф. А.П. Агаркова. - М.: Издательско-торговая корпорация «Дашков и К^о», 2013. - 400 с.
3. Безопасность жизнедеятельности. Учебник для вузов. С.В. Белов, В.А. Девисилов, А.В. Ильницкая и др. Под общей ред. С.В. Белова. - 8-е издание – М.: Высшая школа, 2009. - 616 с.
4. В.А. Девисилов. Охрана труда: учебник / В.А. Девясилов - 4-е издание перераб. и доп. – М.: Форум, 2009. - 496 с.
5. Гончарова, О. В. Экология: учеб. пособие для вузов / О. В. Гончарова. - Ростов на -Дону : Феникс, 2013. — 366 с.
6. Гребнев В.П. Тракторы и автомобили. Теория и эксплуатационные свойства: учебное пособие / В.П. Гребнев, О.И. Поливаев, А.В. Ворохобин; Под общ. ред. О.И. Поливаева. – М.: КНОРУС, 2011. – 264с.
7. Диагностика и техническое обслуживание машин: учебник. - М.: изд-кий центр Академия, 2008, - 432с.
8. Зангиев А. А. Эксплуатация машинно-тракторного парка. ил. – / А. А. Зангиев, А. В. Шпилько, А. Г. Левшин. – М: Колос, 2008. – 320с
9. Коробкин, В.И. Экология : учебник для студентов бакалаврской ступени многоуровневого высшего профессионального образования [Текст] /В.И.Коробкин, Л.В.Передельский.-Ростов-на Дону: Феникс, 2012.-602с.
10. Маврищев, В.В. Общая экология : курс лекций [Текст] / В.В.Маврищев.-3-е изд.-Минск:Новое знание ; Москва:Инфра.-М., 2012.- 298с.

11. Организация производства и управление предприятием: Учебник / О.Г. Туровец, В.Б.Родионов и др.; Под ред. О.Г.Туровца - 3-е изд. - М.: НИЦ ИНФРА-М, 2015. - 506 с
12. Организация производства на промышленных предприятиях: Учебник / И.Н. Иванов. - М.: НИЦ Инфра-М, 2013. - 352 с.
13. Организация производства: Учебник / Р.А. Фатхутдинов. - 3-е изд., перераб. и доп. - М.: ИНФРА-М, 2011. - 544 с.
14. Сервис импортной и отечественной сельскохозяйственной техники и оборудования в современных условиях /часть 1/ К.А. Хафизов, Б.Г.Зиганшин, А.Р.Валиев, Н.И.Семушкин; под ред. Д.И.Файзрахманова – Казань: Изд-во КГАУ, 2009. – 444 с.: ил.
15. Сидорин Г.А. «Обработка металлов резанием». Методические указания. Изд. КГСХА Казань – 2001
16. Технология машиностроения: учебник / Л.В.Лебедев и др.-2-е изд., -М.: Издательский центр Академия, 2008. - 528 с.
17. Тракторы и автомобили: Учебник/А.В.Богатырев, В.Р.Лектер - М.: НИЦ ИНФРА-М, 2015. - 425 с. [Электронный ресурс] Режим доступа: <http://www.znaniy.com>
18. Туревский И.С. Техническое обслуживание автомобилей зарубежного производства: учебное пособие / И.С.Туревский. - М.: ИД ФОРУМ, ИНФРА-М, 2009. - 208 с.: ил.
19. Туревский И.С. Техническое обслуживание автомобилей зарубежного производства: учебное пособие / И.С.Туревский. - М.: ИД ФОРУМ, ИНФРА-М, 2011. – 208 с.
20. Хафизов К.А., Хафизов Р.Н. Выпускная квалификационная работа. Учебно- методическое пособие для бакалавров по направлениям подготовки «Агроинженерия», «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» и специалистов по направлению подготовки «Наземные транспортно-технологические средства» – Казань: Изд-во Казанского ГАУ, 2014.– 280 с.

21. Экология и экологическая безопасность автомобиля: учебник / М.В. Графкина, В.А. Михайлов, К.С. Иванов, Под общ. ред. М.В. Графкиной. - М.: Форум, 2009. - 320 с. Режим доступа: <http://znanium.com/catalog.php?bookinfo=173866>
22. Экономика предприятия: Учебник. Практикум / В.Д. Грибов, В.П. Грузинов. - 5-е изд., перераб. и доп. - М.: КУРС: НИЦ Инфра-М, 2013. - 448 с.