

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Филиал Федерального Государственного автономного
образовательного учреждения высшего образования
«Южно-Уральский государственный университет
(национальный исследовательский университет)»
Факультет «Машиностроительный»
Кафедра «Автомобилестроение»

ПРОЕКТ ПРОВЕРЕН

Рецензент, _____
(должность)

(подпись) (И.О.Ф.)

_____ 2018 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

*Заведующий кафедрой, к.т.н.,
доцент*

(подпись) В.В. Краснокутский
(И.О.Ф.)

_____ 2018 г.

Модернизация автомобиля-тягача применением электропривода колес
полуприцепа

(наименование темы проекта)

ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННЫЙ ПРОЕКТ
ЮУрГУ–23.05.01.2018.669.ВКП

Консультант, *к.э.н.*
Экономическая часть

Н.С. Комарова

_____ 2018 г.

Руководитель, *д.т.н., профессор*

А.В. Старцев

_____ 2018 г.

Консультант, *к.т.н., доцент*
Безопасность жизнедеятельности

В.В. Краснокутский

_____ 2018 г.

Автор
студент группы МиМс-551

Н.А. Кобец

_____ 2018 г.

Нормоконтролер, *ведущий инженер*
АО ГРЦ КБ им. ак. В.П. Макеева

М.И. Абрамов

_____ 2018 г.

Миасс, 2018

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	9
1 ТЕХНИКО–ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ	11
1.1 Техничко-экономическое обоснование	11
1.2 Описание автомобиля тягача УРАЛ 44202-5311-74 6X6.....	11
1.3 Описание полуприцепа ППБ 20Б-21-12 УСТ 94651	13
1.4 Анализ путей повышения производительности автомобиля	14
1.5 Анализ путей повышения проходимости автомобиля	15
1.6 Автомобили-прототипы с применением электропривода колёс прицепа и полуприцепа	18
Вывод по разделу один.....	20
2 ТЯГОВО–ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ	21
2.1 УРАЛ NEXТ 44202-5311-74 с пассивным полуприцепом.....	21
2.1.1 Расчет статического радиуса колеса автомобиля	21
2.1.2 Внешняя скоростная характеристика ДВС	21
2.1.3 Тяговый баланс автопоезда.....	22
2.1.4 Динамическая характеристика автомобиля	24
2.1.5 Характеристика ускорений автомобиля	25
2.1.6 График величин, обратных ускорениям автомобиля	27
2.1.7 Характеристика разгона автопоезда	27
2.1.8 Кривая буксования.....	29
2.1.9 Диаграмма баланса мощности	30
2.1.10 Экономическая характеристика	31
2.2 УРАЛ-44202-5311-74 с активным полуприцепом	32
2.2.1 Расчет статического радиуса колеса автомобиля	32

										Лист
										5
Изм.	Лист	№ док.м.	Подп.	Дата						

23.05.01.2018.669 ПЗ

3.7.7 Проверочный расчет валов на прочность.....	60
3.7.8 Определение эквивалентного напряжения.....	65
3.7.9 Выбор шпонок.....	66
3.7.10 Расчет подшипников входного вала на долговечность	67
3.7.11 Выбор сорта и объема заливаемого масла	67
3.7.12 Выбор стандартных муфт	67
Вывод по разделу три	68
4 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ	69
4.1 Назначение материала детали.....	69
4.2 Назначение вида термической обработки детали.....	69
4.2.1 Закалка.....	70
4.2.2 Высокий отпуск.....	70
4.3 Выбор метода получения заготовки детали	71
4.3.1 Основные требования к заготовкам	72
4.3.2 Штамповка на горячештамповочном прессе	72
4.4 Разработка технологического процесса изготовления детали	72
4.4.1 Технологический процесс	73
4.4.2 Расчет режимов резания	80
Вывод по разделу четыре	86
5 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ.....	87
5.1 Системы безопасности автомобиля	87
5.1.1 Системы активной безопасности автомобиля	87
5.1.2 Пассивная безопасность автомобиля	87
5.1.3 Экологическая безопасность	88
5.2 Требования безопасности во время эксплуатации автомобиля	89

ВВЕДЕНИЕ

На протяжении всех послевоенных лет основные советские заводы и СКБ являлись главными разработчиками и изготовителями достаточно широкой гаммы активных двухзвенных автомобильных поездов военного назначения, состоявших из доработанных полноприводных тягачей серийного производства и специальных прицепов или полуприцепов со всеми ведущими колесами. Они ознаменовали еще один малоизвестный приоритет Советского Союза, вызванный отсутствием одиночных военных автомобилей повышенной проходимости и грузоподъемности, способных доставлять по труднопроходимой местности и бездорожью крупногабаритное транспортное оборудование и оснащение вспомогательного назначения. Создание и внедрение активных автопоездов расценивалось советским военным руководством как новая концептуальная идея и магистральное направление на пути ускоренного насыщения вооруженных сил тяжелой автомобильной техникой, базировавшейся на серийных грузовиках и не требовавшей долгого времени на конструкторские разработки и крупных финансовых вложений в организацию серийного производства. Они были намного проще, легче и дешевле сложных многоосных тягачей и специальных шасси, которые параллельно проектировали и выпускали для нужд РВСН. Над активными автопоездами в условиях секретности незаметно и упорно работали все крупные изготовители армейских грузовиков и научные институты, но большинство таких систем осталось в опытных образцах или собиралось мелкими партиями, и потому их применение в Советской Армии было намного скромнее, чем планировалось.

Основоположником концепции активных автопоездов считал себя талантливый советский автоконструктор Б. М. Фиттерман, который «придумал» их в Воркутлаге в начале 1950-х. В своих воспоминаниях он рассказывал, что наблюдал на фронте, как солдаты форсировали топкие участки грунтовых дорог, связывая между собой два грузовика – буфер к буферу. Так родилась идея подсоединить к автомобилю прицеп или полуприцеп с ведущими колесами и механическим силовым приводом от тягача. Проект Фиттермана был передан на московский ЗИС и

										Лист
										9
Изм.	Лист	№ док.	Подп.	Дата						

23.05.01.2018.669 ПЗ

на Мытищинский машиностроительный завод (ММЗ). Формально предложение опасного политзаключенного отвергли, но с середины 1950-х годов эта идея постепенно стала получать все большее распространение. После сборки ряда экспериментальных конструкций наиболее эффективными были признаны автопоезда с колесной формулой 10х10, состоявшие из трехосных полноприводных седельных тягачей и активных двухосных полуприцепов-шасси со сварной лонжеронной рамой без кузова и всеми ведущими односкатными колесами. Практически все были приспособлены к перевозке железнодорожным транспортом и самолетами Ил-76 и Ан-22.

За основу большинства советских конструкций был принят наиболее простой и доступный метод механического привода ведущих колес полуприцепов от трансмиссии буксировавших их тягачей. В реальности такая схема оказалась весьма громоздкой, сложной, тяжелой и в целом ненадежной. К этим недостаткам добавлялись кинематические несоответствия при вращении колес тягача и прицепного состава и проблемы оптимального перераспределения необходимых сил тяги и торможения на каждое колесо автопоезда, особенно заметные на ровной дороге, на поворотах и при торможении. Справиться с ними так и не удалось, поэтому на шоссе привод колес полуприцепа отключали вообще. Для этого имелись две муфты – в раздаточной коробке автомобиля и в приводе мостов прицепных средств. Грузоподъемность и боковая устойчивость были ограниченными, а расход топлива резко повышался. Кроме того, возможность их расцепления и замены прицепного состава вообще не предусматривали. Для решения части проблем на ЗИЛе под руководством главного конструктора А. М. Кригера был разработан принципиально новый автопоезд ЗИЛ-137 с гидрообъемным (гидростатическим) приводом колес полуприцепа, заменившим многочисленные тяжелые механические агрегаты на компактную гидравлику с легкими трубками высокого давления. Этот вариант оказался слишком дорогим, сложным и капризным, также страдавшим рассогласованностью крутящих моментов на передние и задние колеса автопоезда, требовавшим высокой точности изготовления и культуры обслуживания [1].

										Лист
										10
Изм.	Лист	№ док-м.	Подп.	Дата						

23.05.01.2018.669 ПЗ

1 ТЕХНИКО–ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ

1.1 Техничко-экономическое обоснование

Одной из важнейших народнохозяйственных задач России в настоящее время является активное освоение труднодоступных районов, в которых располагаются новые нефтяные и газовые месторождения, а также месторождения других полезных ископаемых. Для данных целей создаются специальные автомобили высокой проходимости, предназначенные для работы в условиях бездорожья.

При этом, как правило, используются большегрузные автомобили и автопоезда. Однако не все из них способны выполнять поставленную транспортную задачу. С точки зрения обеспечения высокой проходимости автопоездов, особенно большой грузоподъемности, наибольшую привлекательность представляют автопоезда, у которых имеется привод колес прицепов и полуприцепов, т.е. обеспечивается передача крутящего момента к ним.

У активного автопоезда число ведущих колес, как правило, больше, чем у одиночного полноприводного автомобиля, поэтому проходимость его на тяжелых участках местности значительно выше. В связи с этим в настоящее время очевидна необходимость создания активных автопоездов для выполнения транспортных операций в особо тяжелых условиях эксплуатации (например, разведка природных богатств и их освоение при отсутствии налаженной дорожной сети).

Таким образом использование активного полуприцепа позволит: увеличить проходимость, снизить буксование, повысить производительность автопоезда [2].

1.2 Описание автомобиля тягача УРАЛ 44202-5311-74 6X6

Седельный тягач Урал Next (УРАЛ-44202-5311-74 6X6), изображенный на рисунке 1.1, представляет собой грузовой автомобиль увеличенной проходимости с колесной формулой «6х6», предназначением которого является буксирование полуприцепов (то есть, работа в составе автопоезда) по всем категориям дорог и ви-

										Лист
										11
Изм.	Лист	№ докцм.	Подп.	Дата	23.05.01.2018.669 ПЗ					

дам местности при наружной температуре от -45 до +40 градусов. Серийное производство машины на «Уральском автозаводе» началось в декабре 2015 года, а вскоре после этого события она появилась в продаже на российском рынке.



Рисунок 1.1 – УРАЛ 44202-5311-74 6X6

Урал Next оснащен современной кабиной, приборная панель которой изображена на рисунке 1.2, с тремя посадочными местами, но без спальной «полки».



Рисунок 1.2 – приборная панель автомобиля УРАЛ 44202–
5311–74 6X6

Технические характеристики бортового полуприцепа ППБ 20Б-21-12 УСТ 94651 представлены в таблице 1.1 [29].

Таблица 1.1 – Технические характеристики бортового полуприцепа

Масса перевозимого груза, кг	20 000
Снаряженная масса полуприцепа, кг	6 800
Полная масса бортового полуприцепа, кг	26 800
Нагрузка на ССУ, кг	12000
Нагрузка на дорогу через шины	14800
Количество осей/колес	2 / 4
Габаритные размеры	
Длина, мм	12 470
Ширина, мм	2 550
Высота, мм	2 200
Высота ССУ, мм	1 400
Погрузочная высота, мм	1 600
Габаритные размеры платформы	
Длина, мм	12 300
Ширина, мм	2 470
Высота борта, мм	600

1.4 Анализ путей повышения производительности автомобиля

Повышение эффективности работы автотранспорта, обеспечивающее в первую очередь увеличение производительности подвижного состава и снижение стоимости перевозок, – одна из главных экономических и социальных задач на современном этапе развития нашего общества.

Производительность подвижного состава автомобильного транспорта зависит от его грузоподъемности. И чем больше грузоподъемность транспортного средства, тем выше его производительность [3].

Производительность автомобиля может быть повышена:

- а) увеличением коэффициентов использования пробега и грузоподъемности;
- б) широким применением прицепов (полуприцепов);
- в) увеличением среднесуточного пробега автомобиля, зависящего от технической скорости движения и простоя под погрузкой и разгрузкой.

Наиболее эффективным путем повышения производительности автомобиля является применение прицепов и автомобилей большой грузоподъемности, а

					<i>23.05.01.2018.669 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ док.	Подп.	Дата		14

Увеличение высоты профиля H увеличивает коэффициент сцепления φ и уменьшает коэффициент сопротивления качению f на деформируемой поверхности, поскольку шина деформируется на большую величину. В итоге это приводит к увеличению площади контакта шины с деформируемой опорной поверхностью.

Рисунок протектора может быть: дорожный, универсальный, повышенной проходимости, карьерный. С увеличением коэффициента насыщенности рисунка протектора происходит снижение давления колеса на дорогу. При этом уменьшается износ протектора и увеличивается сцепление колеса с сухой поверхностью дороги. На мокрой дороге уменьшение давления колеса на дорогу снижает коэффициент сцепления. На деформируемых поверхностях конструкция протектора должна обеспечить высокое значение коэффициента сцепления, минимальные потери на качение и самоочищаемость протектора [5].

При образовании колеи во время движения автомобиля по мягким грунтам возникает значительное сопротивление качению колес. Поэтому желательно совпадение колеи передних и задних колес, чего невозможно добиться полностью, если управляемые колеса есть только у одной оси.

Трение в дифференциале с точки зрения проходимости является полезным, т.к. оно позволяет передавать больший вращающий момент на небуксующее колесо, а это способствует прекращению буксования.

Дифференциал с малым внутренним трением распределяет вращающий момент по полуосям примерно поровну. Общая сила тяги на ведущих колесах в этом случае зависит от колеса, имеющего меньшее значение сцепления шин с полотном дороги, которого может оказаться недостаточно для преодоления заданного участка дороги. Из-за малой силы трения в дифференциале сила тяги может увеличиваться всего на 4...6 %. В червячном и кулачковом дифференциалах, которые устанавливаются на автомобили повышенной проходимости, $M_{тр.д.}$ значительно больше, и сила тяги возрастает на 10...15 %.

Для повышения проходимости часто применяют дифференциалы с блокировкой. В этом случае суммарная сила тяги в среднем повышается на 20...25 % [4].

										Лист
										17
Изм.	Лист	№ док-м.	Подп.	Дата	23.05.01.2018.669 ПЗ					

1.6 Автомобили-прототипы с применением электропривода колёс прицепа и полуприцепа

Первый советский активный двухсекционный автопоезд с упрощенным электроприводом колес прицепа был разработан в Петродворцовом научно-исследовательском институте по колесным и гусеничным тягачам под руководством полковника Г. И. Базыленко и в 1959 году построен на подмосковном заводе № 38. В качестве тягача выступал серийный грузовик ЗИС-151, изображенный на рисунке 1.3, с динамометрической установкой ДМ-21 в кузове войсковой ремонтной мастерской ВАР-ЭМ, оборудованной автономной электростанцией с генератором ДК-202Б. Он буксировал специальный двухосный 2-тонный прицеп 2-АЭП-2 с передними управляемыми колесами, основание которого было сварено из элементов рам грузовиков ЗИС-150 и ЗИС-151. Его самостоятельное передвижение обеспечивали два электромотора продольного расположения, получавшие энергию от генератора тягача и приводившие оба типовых ведущих моста. При этом сила тяги автомобиля и прицепа общей массой 15,1 т увеличивалась почти вдвое.



Рисунок 1.3 – Активный автопоезд в составе грузовика ЗИС-151 с генератором и прицепа с электроприводом (1959 год)

В 1965 – 1966 годах КЗКТ («Курганский завод колёсных тягачей») осуществил доработку своих тягачей КЗКТ-932 «Зауралец», разработал для них новые полуприцепы и провел очередные испытания с пробегом 15 тыс. км. Так в декабре 1967-го и в январе 1968 года последовательно появились две модернизированные

										Лист
										18
Изм.	Лист	№ док.м.	Подп.	Дата	23.05.01.2018.669 ПЗ					

Развитием первой опытной трехосной машины ЗИЛ–157Э с электроприводом стало четырехосное шасси ЗИЛ-135Э, изображенный на рисунке 1.5, с бортовой электрической трансмиссией, собранное 29 октября 1965 года. Его построили на бесподвесочном шасси ЗИЛ-135К. Два штатных двигателя ЗИЛ–375Я служили только для привода двух электрогенераторов ГЭТ–120, от которых ток поступал в 22–киловаттные электромоторы ДТ–22 четырех колес каждой стороны машины. Они были встроены в колесные ступицы, дополнительно оборудованные двухступенчатыми планетарными редукторами. По результатам испытаний расход топлива бензиновых моторов сократился от 14 до 20%, увеличилась скорость передвижения (до 80 км/ч) и угол преодолеваемого подъема, но машина оказалась слишком тяжелой и трудно управляемой. Приговор ей вынесла электротехническая промышленность, отказавшаяся от нерентабельного выпуска сложного электрооборудования.

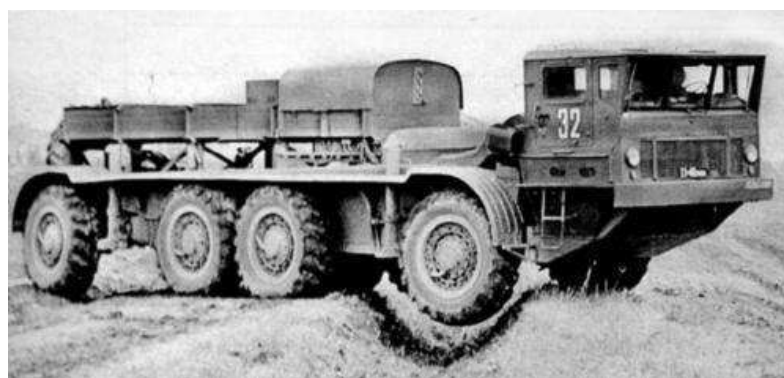


Рисунок 1.5 – Шасси ЗИЛ-135Э с двумя бензиновыми моторами и электромотор-колесами (1965 год)

Вывод по разделу один

В данном разделе выпускной квалификационной работы были рассмотрены основные характеристики седельного тягача УРАЛ NEXТ 44202-5311-74 и бортового полуприцепа ППБ 20Б-21-12 УСТ 94651. Произведен анализ повышения производительности и проходимости автомобиля, рассмотрены активные автопоезда–прототипы с электроприводом.

										Лист
										20
Изм.	Лист	№ док-м.	Подп.	Дата	23.05.01.2018.669 ПЗ					

2 ТЯГОВО–ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

2.1 УРАЛ NEXТ 44202-5311-74 с пассивным полуприцепом

Исходные данные для тягово-динамического расчета пассивного автопоезда в составе с седельным тягачом УРАЛ NEXТ 44202-5311-47 и полуприцепом ППБ 20Б–21-12 УСТ 94651 приведены в таблице А.1 Приложения А.

2.1.1 Расчет статического радиуса колеса автомобиля

Статический радиус (r_c) – расстояние от центра неподвижного колеса, нагруженного только нормальной силой, до опорной поверхности:

$$r_c = 0,5 \cdot d_{ш} + H_{ш} \cdot \lambda, \quad (2.1)$$

где $d_{ш}$ – посадочный диаметр шины, м;

$H_{ш}$ – высота профиля шины, мм.

Шины данного автомобиля имеют следующие размеры – 425/85 R21: 425 – ширина профиля шины в миллиметрах; 85 – высота профиля в процентах от ширины. В данном случае 85% от 425мм, то есть 361,25 мм; R – радиальная конструкция шины; 21 – посадочный диаметр диска в дюймах.

$\lambda = 0,9$ – для шин грузовых автомобилей с внутренним давлением более 0,5 МПа, в дальнейших расчетах условно принято, что $r_k = r_c$.

Тогда статический радиус:

$$r_c = 0,5 \cdot 21 \cdot 25,4 + 361,25 \cdot 0,9 = 591,83 \text{ мм.}$$

2.1.2 Внешняя скоростная характеристика ДВС

Методика расчета и построения внешней скоростной характеристики приведена в Приложении А. Полученные данные внесем в таблицу 2.1.

Таблица 2.1 – Внешняя скоростная характеристика двигателя ЯМЗ-53602-10

$n_c, \text{ мин}^{-1}$	1000	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2200
$N_c, \text{ кВт}$	106	132	145	158	170	181	192	202	210	218	229
$M_c, \text{ Н·м}$	1008	1050	1065	1075	1080	1082	1078	1070	1058	1041	994
$g_c, \text{ г/(кВт·ч)}$	201,5	197,3	196,6	196,9	198,1	200,4	203,5	207,7	212,8	218,9	234,0

Таблица 2.1 посчитана с помощью программы Microsoft Excel, все последующие таблицы будут подсчитаны аналогично данной.

График внешней скоростной характеристики представлен на рисунке 2.1.

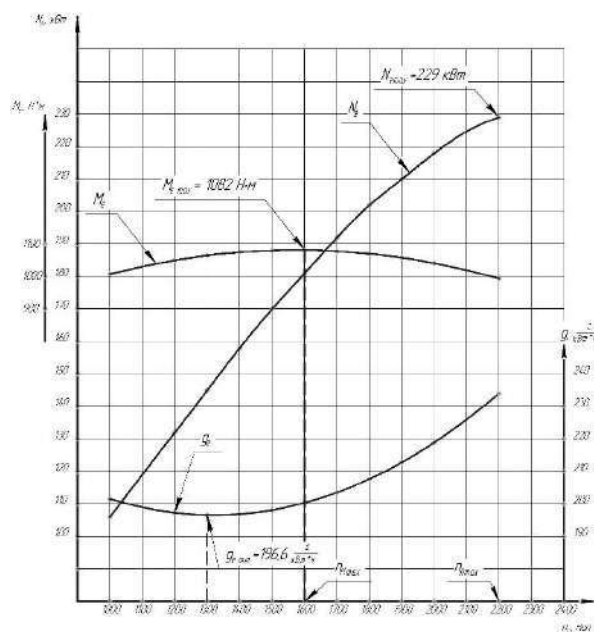


Рисунок 2.1 – Внешняя скоростная характеристика ДВС

2.1.3 Тяговый баланс автопоезда

Методика расчета и построения тягового баланса автопоезда приведена в Приложении А.

Результаты расчета тягового баланса пассивного автопоезда приведены в таблице А.2 Приложения А.

Границы силы тяги на ведущих колесах по сцеплению представлены в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Границы силы тяги на ведущих колесах по сцеплению

φ	-	0,2	0,4	0,6	0,8
P_{φ}	кН	41,7	83,5	125,2	167

Результаты расчета сил сопротивления качению и воздуха сведены в таблицу 2.3, по ним построены зависимости $(P_{f1} + P_w) = f(v_a)$ и $(P_{f2} + P_w) = f(v_a)$ на графике тягового баланса.

Таблица 2.3 – Силы сопротивления качению и воздуха

Va	км/ч	10,0	20,0	30,0	40,0	50,0	60,0	70,0	80,0	84,19
P_{f1}	Н	5334	5413	5546	5731	5970	6261	6606	7003	7185
P_{f2}	Н	10667	10826	11091	11462	11939	12522	13211	14006	14371
P_w	Н	28	113	255	453	708	1019	1387	1811	2006
$P_{f1} + P_w$	Н	5362	5526	5800	6184	6677	7280	7992	8814	9191
$P_{f2} + P_w$	Н	10695	10939	11346	11915	12647	13541	14598	15817	16377

График тягового баланса представлен на рисунке 2.2.

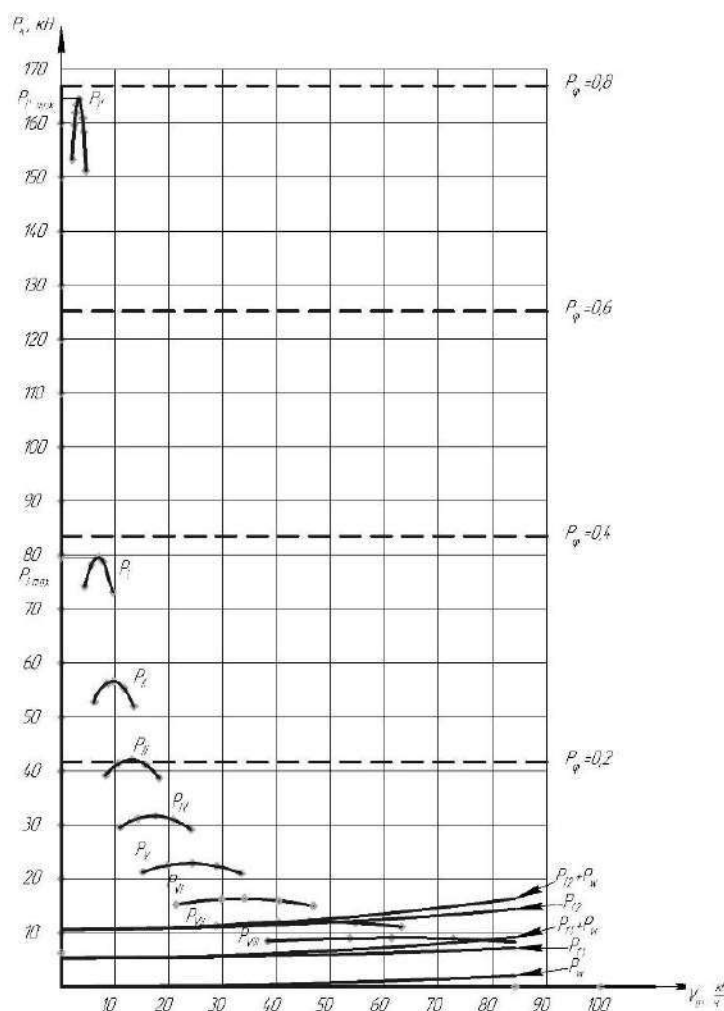


Рисунок 2.2 – Тяговый баланс автомобиля

2.1.4 Динамическая характеристика автомобиля

Методика расчета и построения динамической характеристики автопоезда приведена в Приложении А.

Результаты расчета сведены в таблицы 2.4 и таблице А.4 Приложения А по ним построены зависимости $f_{1,2} = f(V_a)$ и $D = f(V_a)$ на графике динамической характеристики.

Таблица 2.4 – Зависимость коэффициента сопротивления качению от скорости движения автопоезда

V_a , км/ч	10	20	30	40	50	60	70	80	84,19
f_1 , %	1,51	1,53	1,57	1,62	1,69	1,77	1,87	1,98	2,03
f_2 , %	3,02	3,06	3,14	3,24	3,38	3,54	3,74	3,96	4,06

Определение максимальных углов подъема, преодолеваемых автомобилем.

При $f_{01} = 0,015$.

На первой передаче в коробке передач $P_{Kmax} = 79565$ Н при $u_{кп} = 6,58$;

$D = 0,2249$; $v_a = 6,98$ км/ч:

$$f_1 = (0,015 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-5} \cdot (6,98)^2)) = 0,0150,$$

$$\alpha_{max} = \arcsin \frac{0,2249 - 0,015 \sqrt{1 - 0,2249^2 + (0,015)^2}}{1 + (0,015)^2} = 20,97^\circ.$$

На первой передаче в коробке передач и пониженной передаче в раздаточной коробке $P_{Kmax} = 164549$ Н при $u_{кп} u_{рк2} = 14,147$; $D = 0,4651$; $v_a = 3,36$ км/ч:

$$f_1 = (0,015 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-5} \cdot (3,36)^2)) = 0,015,$$

$$\alpha_{max} = \arcsin \frac{0,466 - 0,015 \sqrt{1 - 0,466^2 + (0,015)^2}}{1 + (0,015)^2} = 26,9^\circ.$$

На седьмой (прямой) передаче в коробке передач $P_{Kmax} = 12092$ Н при $u_{кп} = 1,0$;

$D = 0,0325$; $v_a = 45,92$ км/ч:

$$f_1 = (0,015 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-5} \cdot (45,92)^2)) = 0,0166,$$

$$\alpha_{max} = \arcsin \frac{0,0325 - 0,0166 \sqrt{1 - 0,0325^2 + (0,0166)^2}}{1 + (0,0166)^2} = 0,91^\circ.$$

На восьмой передаче в коробке передач $P_{K_{max}} = 9,069$ Н при $u_{кпп} = 0,75$;
 $D = 0,0226$; $v_a = 61,23$ км/ч:

$$f_1 = (0,015 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-5} \cdot (61,23)^2)) = 0,0178,$$

$$\alpha_{max} = \arcsin \frac{0,0226 - 0,0178 \sqrt{1 - 0,0226^2 + (0,0178)^2}}{1 + (0,0178)^2} = 0,27^\circ.$$

Максимальный по сцеплению угол подъема: $\text{tg } \alpha_{max} = 0,79 \cdot \frac{208740}{353780} - 0,015 = 0,45$
 $\rightarrow \alpha_{max} = 24,28^\circ.$

График динамической характеристики представлен на рисунке 2.3.

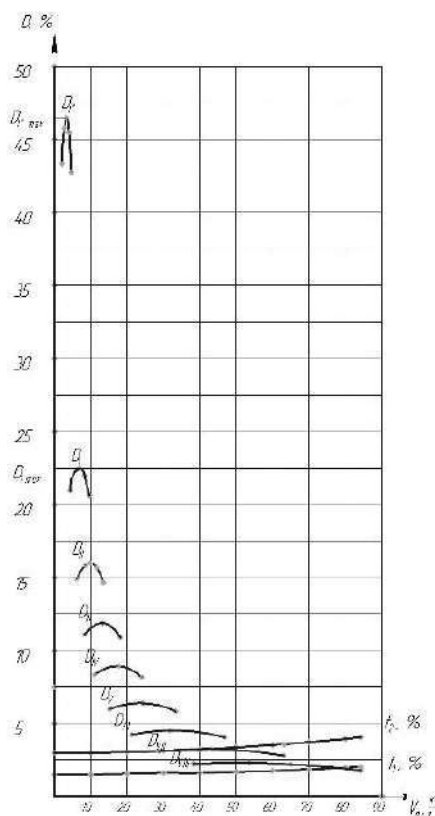


Рисунок 2.3 – Динамическая характеристика автомобиля

2.1.5 Характеристика ускорений автомобиля

Методика расчета и построения характеристики ускорения автопоезда приведена в Приложении А.

Расчёт коэффициента, учитывающего конструкцию трансмиссии и тип шин:

Для первой передачи: $\delta_{вр} = 1 + 0,06 \cdot 6,58^2 = 3,598$;

Для второй передачи: $\delta_{вр}=1+0,06 \cdot 4,68^2 = 2,314$;

Для третьей передачи: $\delta_{вр}=1+0,06 \cdot 3,48^2 = 1,727$;

Для четвёртой передачи: $\delta_{вр}=1+0,06 \cdot 2,62^2 = 1,412$;

Для пятой передачи: $\delta_{вр}=1+0,06 \cdot 1,89^2 = 1,214$;

Для шестой передачи: $\delta_{вр}=1+0,06 \cdot 1,35^2 = 1,109$;

Для седьмой передачи: $\delta_{вр}=1+0,06 \cdot 1^2 = 1,06$;

Для восьмой передачи: $\delta_{вр}=1+0,06 \cdot 0,75^2 = 1,034$.

Результаты расчетов J и $1/J$ сведены в таблицы А.6 и А.7 Приложения А.

Характеристика ускорений приведена на рисунке 2.4.

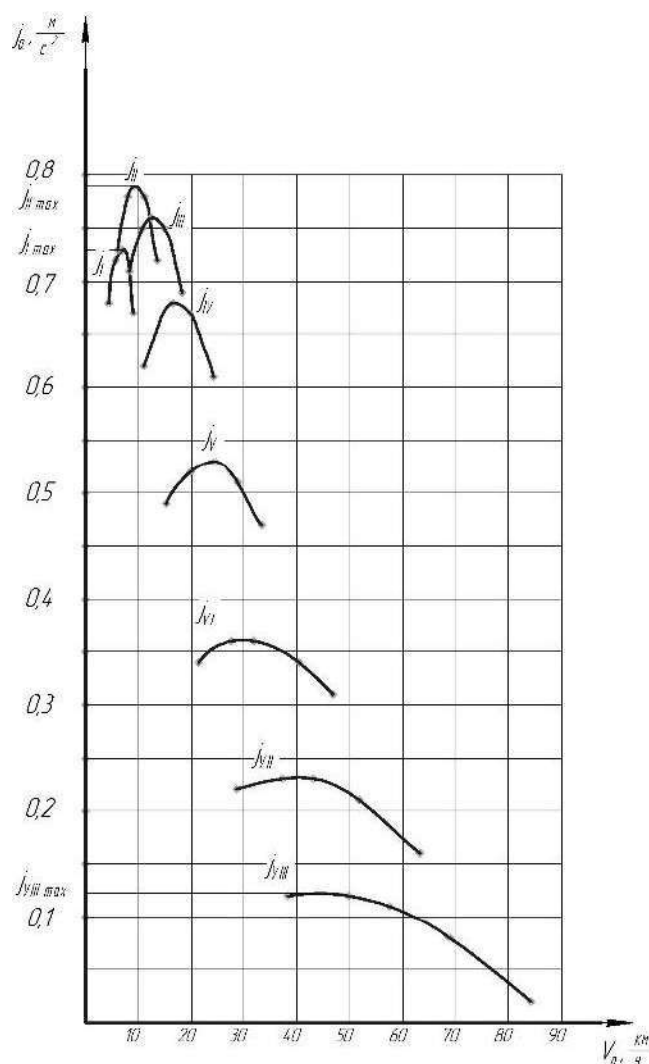


Рисунок 2.4 – Характеристика ускорений

2.1.6 График величин, обратных ускорениям автомобиля

Методика расчета и построения графика величин, обратных ускорениям приведена в Приложении А.

График величин, обратных ускорениям автомобиля представлен на рисунке 2.5.

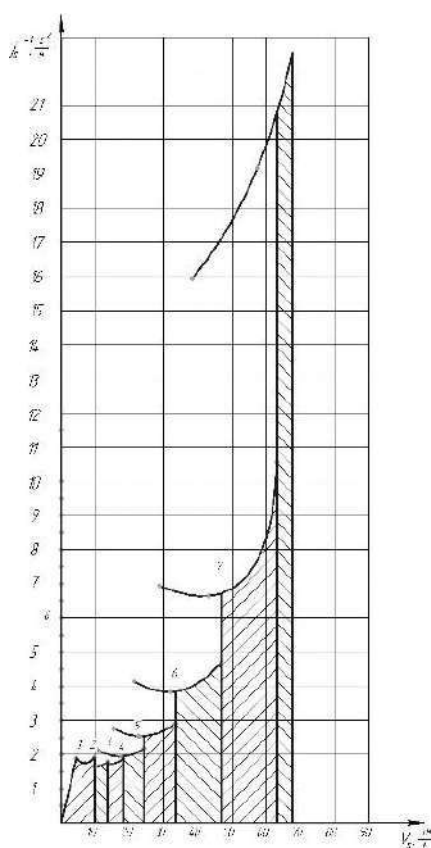


Рисунок 2.5 – График величин, обратных ускорениям автомобиля

2.1.7 Характеристика разгона автопоезда

Методика расчета и построения характеристики разгона автопоезда по пути и по времени представлена в Приложении А.

Решение характеристики разгона по времени:

1) Определяем время разгона автомобиля t_0 до скорости V_{\min}

$$t_0 = 4,57\text{с.}$$

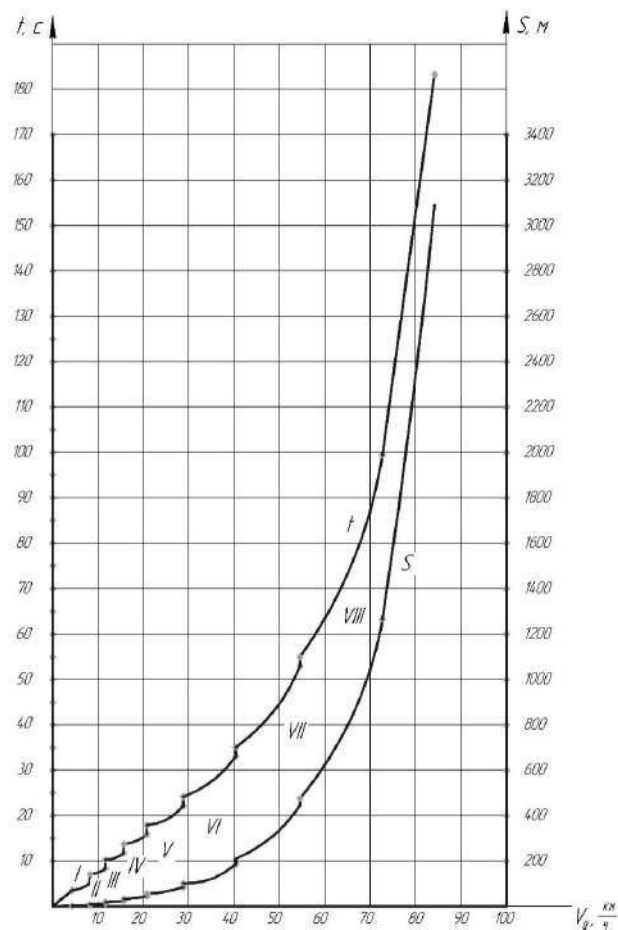


Рисунок 2.6 – Характеристика разгона
по времени и по пути

2.1.8 Кривая буксования

Методика расчета и построения кривой буксования приведена в Приложении А.

Эксплуатационный вес автопоезда:

$$G=354 \text{ кН.}$$

Сцепной вес автопоезда:

$$G_{\text{сц}} = 209 \text{ кН.}$$

Используя данные таблицы А.14 Приложения А, определим силу тяги автомобиля при заданных величинах удельной силы тяги и буксования.

Результаты расчета кривой буксования запишем в таблицу 2.6 и построим кривую буксования (рисунок 2.7).

Таблица 2.6 Результаты расчёта кривой буксования

	0	0,20	0,32	0,46	0,55	0,60	0,62	0,63
$\delta, \%$	0	5	10	20	30	50	70	100
$P_{кр}, кН$	0	41,8	66,9	96,14	115	125,4	129,6	131,7

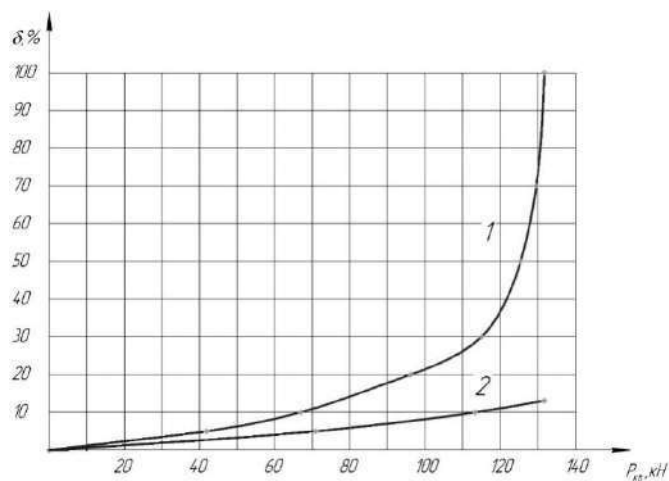


Рисунок 2.7 – Кривые буксования УРАЛ 44202-5311-74 с полуприцепом на стерне: 1 - пассивный полуприцеп; 2 - активный полуприцеп.

2.1.9 Диаграмма баланса мощности

Методика расчета и построение диаграммы баланса мощности представлена в Приложении А .

Таблица 2.7 – Результаты определения составляющих диаграммы баланса мощности и потенциальной характеристики

$P_{кр}, кН$	0,0	10,0	20,0	30,0	40,0	50,0	60,0	70,0	80,0	90,0	100,0	110,0	120,0	131,7
$P_0, кН$	35,4	45,4	55,4	65,4	75,4	85,4	95,4	105,4	115,4	125,4	135,4	145,4	155,4	167,1
$V_0, м/с$	5,5	4,3	3,5	3,0	2,6	2,3	2,0	1,8	1,7	1,6	1,4	1,3	1,3	1,2
δ	0,000	0,013	0,024	0,035	0,048	0,063	0,083	0,109	0,142	0,178	0,214	0,262	0,366	1,000
$V_{л}, м/с$	5,50	4,24	3,43	2,87	2,46	2,14	1,87	1,65	1,45	1,28	1,13	0,99	0,79	0,00
$NE, кВт$	194,7	149,9	121,4	101,7	87,0	75,6	66,2	58,2	51,2	45,1	40,0	35,0	28,1	0,0
$N_k - N_f, кВт$	0	44,79	73,23	92,98	107,63	119,07	128,44	136,42	143,44	149,50	154,67	159,69	166,55	194,65
N_0	0,00	2,43	4,59	6,77	9,25	12,26	16,16	21,22	27,64	34,65	41,66	51,00	71,24	194,65
$N_1 - N_2 - N_0$	0	42	69	86	98	107	112	115	116	115	113	109	95	0
$N_{кр}$	0	42	69	86	98	107	112	115	116	115	113	109	95	0
$g_{кр}$	-	1322	816	650	569	524	499	486	484	488	496	515	588	-
$\eta_{твг}$	0,00	0,18	0,30	0,38	0,43	0,47	0,49	0,50	0,51	0,50	0,49	0,47	0,42	0,00

Коэффициент сопротивления качению представлен в таблице А.15 Приложения А.

Тогда сила сопротивления качению

$$P_f = 0,1 \cdot 353,78 = 35,38 \text{ кН};$$

Мощность, подведенная к колесам,

$$N_k = 229 \cdot 0,85 = 194,65 \text{ кВт.}$$

По результатам расчета (таблица 2.7) строим график мощностного баланса (рисунок 2.8).

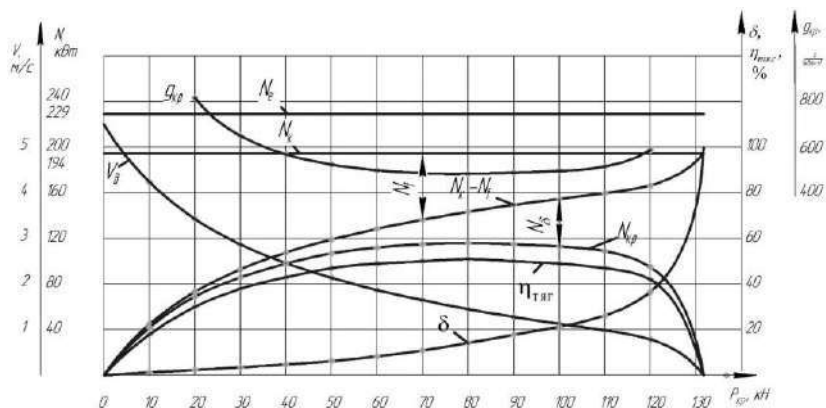


Рисунок 2.8 – Баланс мощностей

2.1.10 Экономическая характеристика

Методика расчета и построения экономической характеристики приведена в Приложении А.

Результаты расчета занесены в таблицу А.18 Приложения А.

По данным таблицы А.18 Приложения А построен график экономической характеристики автомобиля (рисунок 2.9) [10].

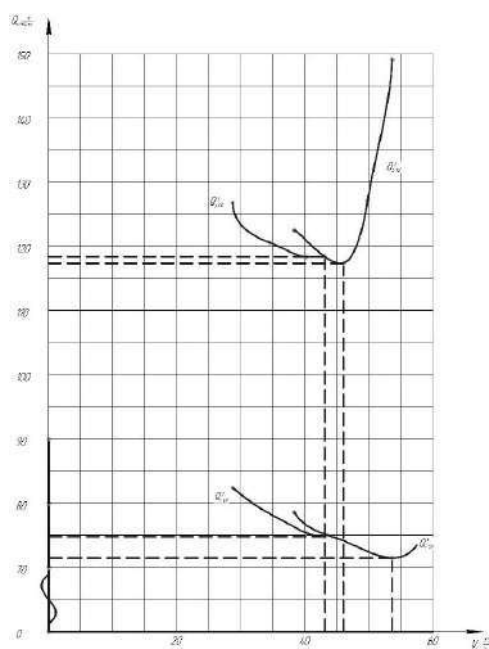


Рисунок 2.9 – Экономическая характеристика

Изм.	Лист	№ док.м.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

23.05.01.2018.669 ПЗ

Лист

31

2.2 УРАЛ-44202-5311-74 с активным полуприцепом

Исходные данные для расчета приведены в таблице А.20 Приложения А.

Формулы для тягово-динамического расчета активного автопоезда аналогичны формулам для расчета пассивного автопоезда. Поэтому формулы в дальнейшем расчете будут исключены, а результаты будут приведены в таблицах.

2.2.1 Расчет статического радиуса колеса автомобиля

Статический радиус для автомобиля с активным полуприцепом аналогичен автомобилю с пассивным полуприцепом.

$$r_c = 591,83 \text{ мм.}$$

2.2.2 Внешняя скоростная характеристика ДВС

Таблица 2.8 – Внешняя скоростная характеристика двигателя ЯМЗ-53602-10

n_e , мин ⁻¹	1000	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2200
N_e , кВт	106	132	145	158	170	181	192	202	210	218	229
M_e , Н·м	1008	1050	1065	1075	1080	1082	1078	1070	1058	1041	994
g_e , г/(кВт·ч)	201,5	197,3	196,6	196,9	198,1	200,4	203,5	207,7	212,8	218,9	234,0

График внешней скоростной характеристики представлен на рисунке 2.10.

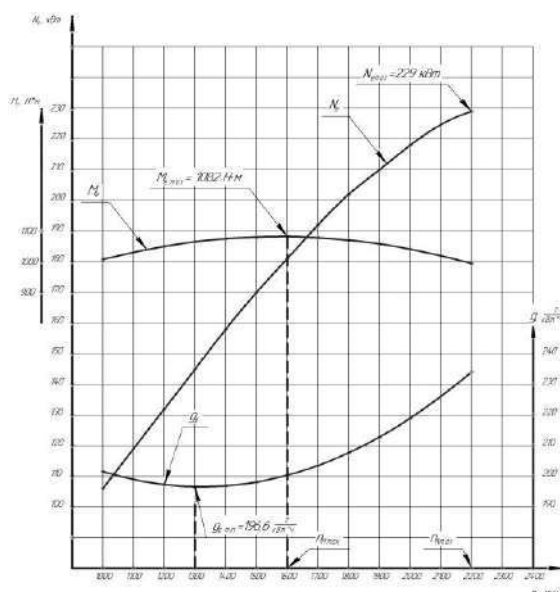


Рисунок 2.10 – Внешняя скоростная характеристика

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

23.05.01.2018.669 ПЗ

Лист

32

2.2.3 Тяговый баланс автомобиля

Результаты расчета тягового баланса активного автопоезда приведены в таблице А.3 Приложения А.

Определение допустимой силы тяги по сцепному весу:

Таблица 2.9 – Границы силы тяги на ведущих колесах по сцеплению

φ	-	0,2	0,4	0,6	0,8
P_{φ}	кН	70,8	141,5	212,3	283

Определение сил сопротивления движению (таблица 2.10).

Таблица 2.10 – Силы сопротивления качению и воздуха

V_a	км/ч	10,0	20,0	30,0	40,0	50,0	60,0	70,0	80,0	84,19
P_{f1}	Н	5334	5413	5546	5731	5970	6261	6606	7003	7185
P_{f2}	Н	10667	10826	11091	11462	11939	12522	13211	14006	14371
P_w	Н	28	113	255	453	708	1019	1387	1811	2006
$P_{f1} + P_w$	Н	5362	5526	5800	6184	6677	7280	7992	8814	9191
$P_{f2} + P_w$	Н	10695	10939	11346	11915	12647	13541	14598	15817	16377

График тягового баланса автомобиля представлен на рисунке 2.11.

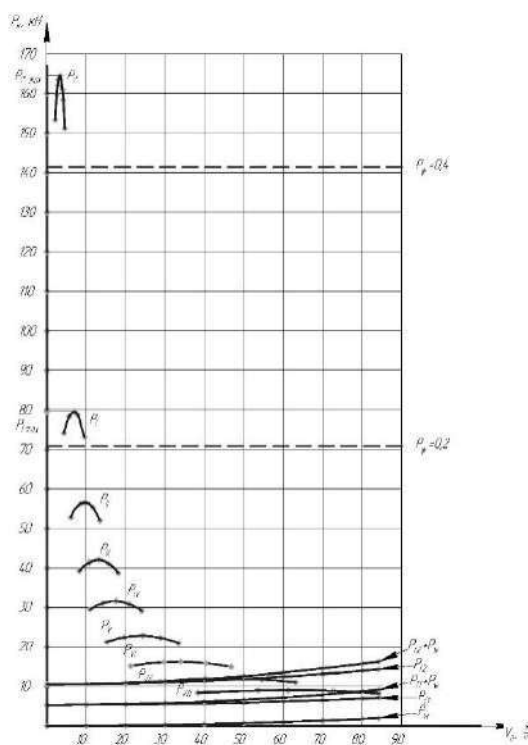


Рисунок 2.11 – Тяговый баланс автомобиля

Изм.	Лист	№ док.	Подп.	Дата
------	------	--------	-------	------

23.05.01.2018.669 ПЗ

Лист

33

2.2.4 Динамическая характеристика

Таблица 2.11 – Зависимость коэффициента сопротивления качению от скорости движения

V_a , км/ч	10	20	30	40	50	60	70	80	84,19
f_1 , %	1,51	1,53	1,57	1,62	1,69	1,77	1,87	1,98	2,03
f_2 , %	3,02	3,06	3,14	3,24	3,38	3,54	3,74	3,96	4,06

График динамической характеристики представлен на рисунке 2.12.

Результаты расчета динамической характеристики активного автопоезда приведены в таблице А.5 Приложения А.

Определение максимальных углов подъема, преодолеваемых автомобилем.

На первой передаче в коробке передач и пониженной передаче в раздаточной коробке $P_{Kmax} = 164549$ Н при $u_{кп} u_{рк2} = 14,147$; $D = 0,4651$; $v_a = 3,36$ км/ч:

$$f_1 = (0,015 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-5} \cdot (3,36)^2)) = 0,015$$

$$\alpha_{max} = \arcsin \frac{0,47 - 0,015 \sqrt{1 - 0,47^2 + (0,015)^2}}{1 + (0,015)^2} = 27,17^\circ$$

На седьмой (прямой) передаче в коробке передач $P_{Kmax} = 12092$ Н при $u_{кп} = 1,0$; $D = 0,0325$; $v_a = 45,92$ км/ч:

$$f_1 = (0,015 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-5} \cdot (45,92)^2)) = 0,0166$$

$$\alpha_{max} = \arcsin \frac{0,0325 - 0,0166 \sqrt{1 - 0,0325^2 + (0,0166)^2}}{1 + (0,0166)^2} = 0,91^\circ$$

На восьмой передаче в коробке передач $P_{Kmax} = 9,069$ Н при $u_{кп} = 0,75$; $D = 0,0226$; $v_a = 61,23$ км/ч:

$$f_1 = (0,015 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-5} \cdot (61,23)^2)) = 0,0178$$

$$\alpha_{max} = \arcsin \frac{0,0226 - 0,0178 \sqrt{1 - 0,0226^2 + (0,0178)^2}}{1 + (0,0178)^2} = 0,27^\circ$$

Максимальный по сцеплению угол подъема: $\operatorname{tg} \alpha_{max} = 0,47 - 0,015 \rightarrow \alpha_{max} = 24,47^\circ$.

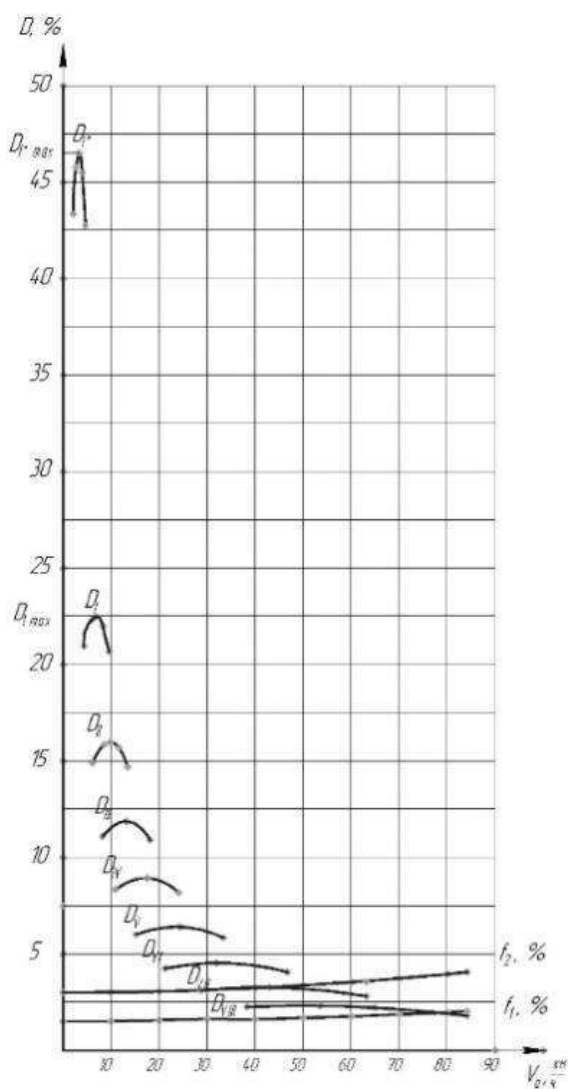


Рисунок 2.12 – Динамическая характеристика

2.2.5 Характеристика ускорений автомобиля

Результаты расчета характеристики ускорений приведены в таблицах А.8 и А.9 Приложения А.

График ускорений автомобиля представлен на рисунке 2.13.

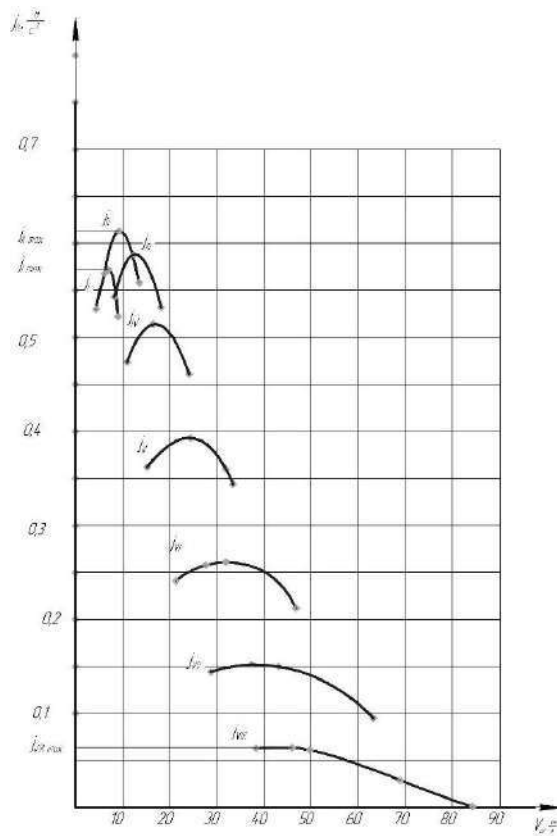


Рисунок 2.13 – Характеристика ускорений автомобиля

2.2.6 График величин, обратных ускорениям (рисунок 2.14)

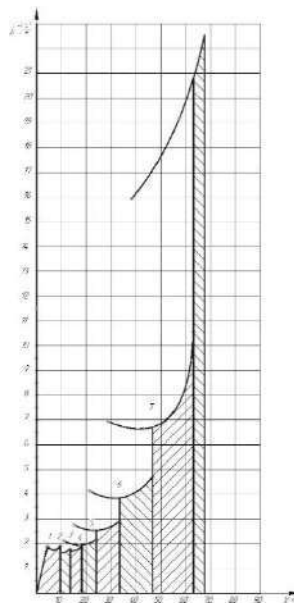


Рисунок 2.14 – Величины, обратные ускорениям

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

23.05.01.2018.669 ПЗ

Лист

36

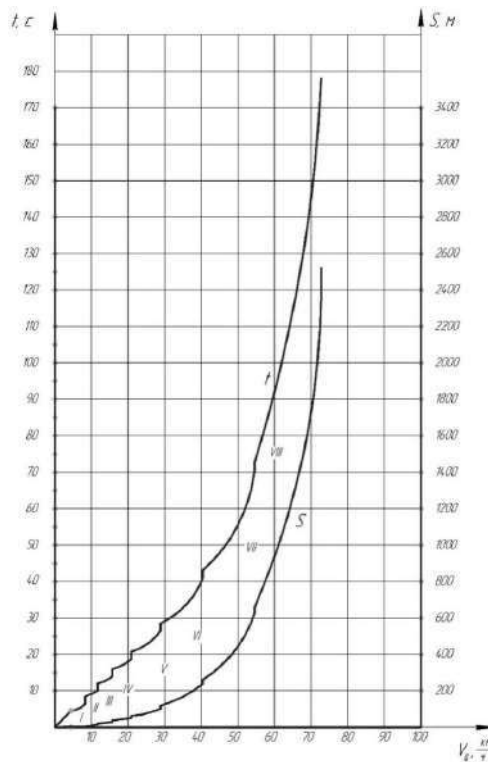


Рисунок 2.15 – Характеристика разгона
автомобиля

2.2.8 Построение кривой буксования

Эксплуатационный вес автомобиля:

$$G=354 \text{ кН}$$

Сцепной вес автомобиля:

$$G_{\text{сц}} = 354 \text{ кН.}$$

Таблица 2.13 – Буксование и удельная сила тяги автомобилей

$\delta, \%$	0	5	10	20	30	50	70	100	
$D_{\text{кр}}$	Стерня	0	0,20	0,32	0,46	0,55	0,60	0,62	0,63
	Вспаханное поле	0	0,18	0,29	0,40	0,48	0,52	0,54	0,55

Таблица 2.14 – Результаты расчёта кривой буксования

$D_{\text{кр}}$	0	0,20	0,32	0,46	0,55	0,60	0,62	0,63
$\delta \%$	0	5	10	20	30	50	70	100
$P_{\text{кр}}, \text{кН}$	0	70,8	113,3	162,8	194,7	212,4	219,5	223

Кривая буксования изображена на рисунке 2.7 [11].

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

23.05.01.2018.669 ПЗ

Лист

38

2.2.9 Построение диаграммы баланса мощности

Таблица 2.15 – Баланс мощностей

Р _{кр} , кН	0,0	10,0	20,0	30,0	40,0	50,0	60,0	70,0	80,0	90,0	100,0	110,0	120,0	131,7
P _к , кВт	35,4	45,4	55,4	65,4	75,4	85,4	95,4	105,4	115,4	125,4	135,4	145,4	155,4	167,1
V _т , м/с	5,5	4,3	3,5	3,0	2,6	2,3	2,0	1,8	1,7	1,6	1,4	1,3	1,3	1,2
δ	0,003	0,006	0,013	0,019	0,026	0,033	0,041	0,049	0,059	0,070	0,082	0,095	0,110	0,131
V _д , м/с	5,5	4,3	3,5	2,9	2,5	2,2	2,0	1,8	1,6	1,4	1,3	1,2	1,1	1,0
N _т , кВт	194,0	150,8	122,8	103,3	89,0	78,0	69,3	62,1	56,2	51,1	46,7	42,9	39,4	35,8
N _к -N _т , кВт	0,62	43,86	71,88	91,33	105,65	116,64	125,39	132,52	138,47	143,54	147,93	151,79	155,20	158,83
N _δ	0,62	1,25	2,47	3,72	5,02	6,40	7,92	9,60	11,45	13,53	15,88	18,53	21,41	25,50
N _к -N _т -N _δ	0	42,6	69,4	87,6	100,6	110,2	117,5	122,9	127,0	130,0	132,0	133,3	133,8	133,3
N _{кр}	194	193	192	191	190	188	187	185	183	181	179	176	173	169
g _{кр}	289	290	291	293	295	297	300	303	306	309	313	318	323	331
η _{трг}	0,85	0,84	0,84	0,83	0,83	0,82	0,82	0,81	0,80	0,79	0,78	0,77	0,76	0,74

Сопротивление качению автомобиля:

$$P_f = 0,1 \cdot 353,78 = 35,38 \text{ кВт}$$

Мощность, подведенная к колесам:

$$N_k = 229 \cdot 0,85 = 194,65 \text{ кВт}$$

График баланса мощностей приведен на рисунке 2.16.

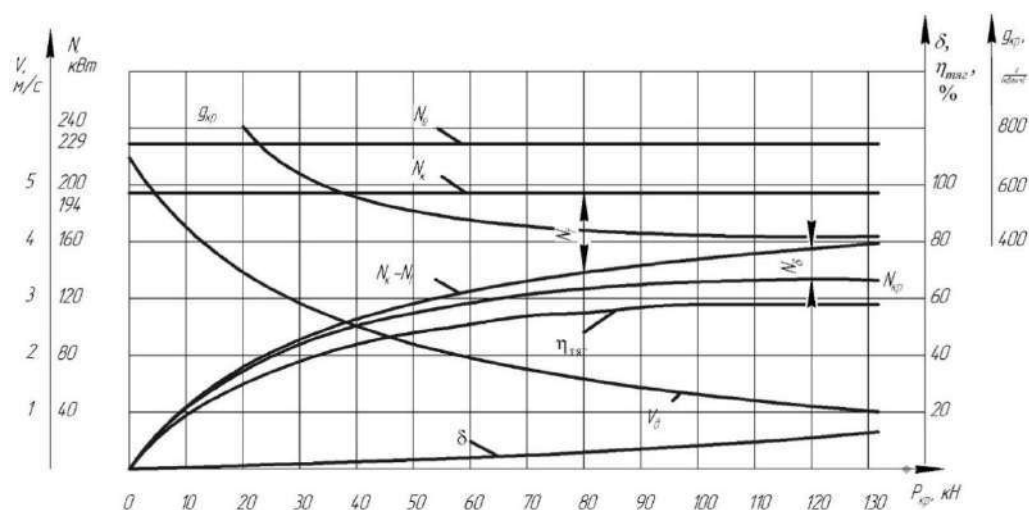


Рисунок 2.16 – Баланс мощностей

2.2.10 Экономическая характеристика

Результаты расчета экономической характеристики приведены в таблице А.19 Приложения А.

График баланса мощностей автомобиля приведен на рисунке 2.17.

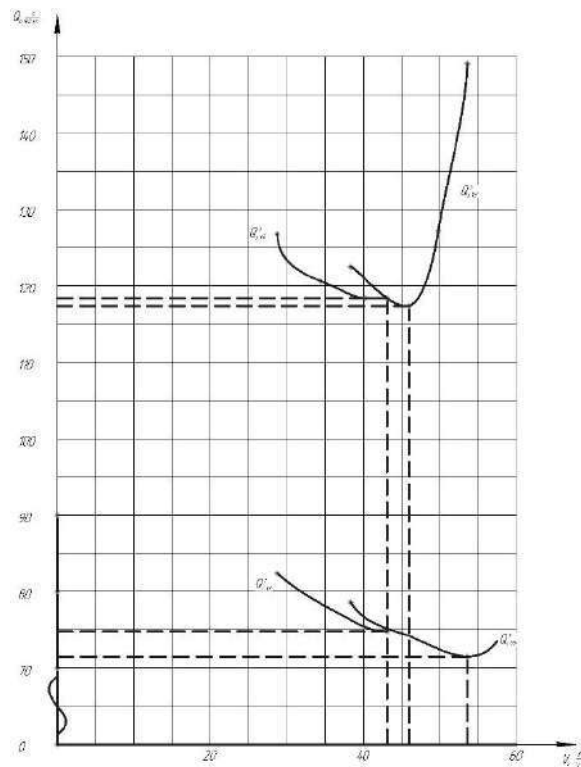


Рисунок 2.17 – Экономическая характеристика

Вывод по разделу два

В ходе выполнения данного раздела были определены основные тягово-динамические показатели автопоезда с пассивным полуприцепом и автопоезда с электроприводом колес полуприцепа. Расчет показал, что автопоезд с активным полуприцепом преодолевает несколько больший подъем и позволяет снизить буксование

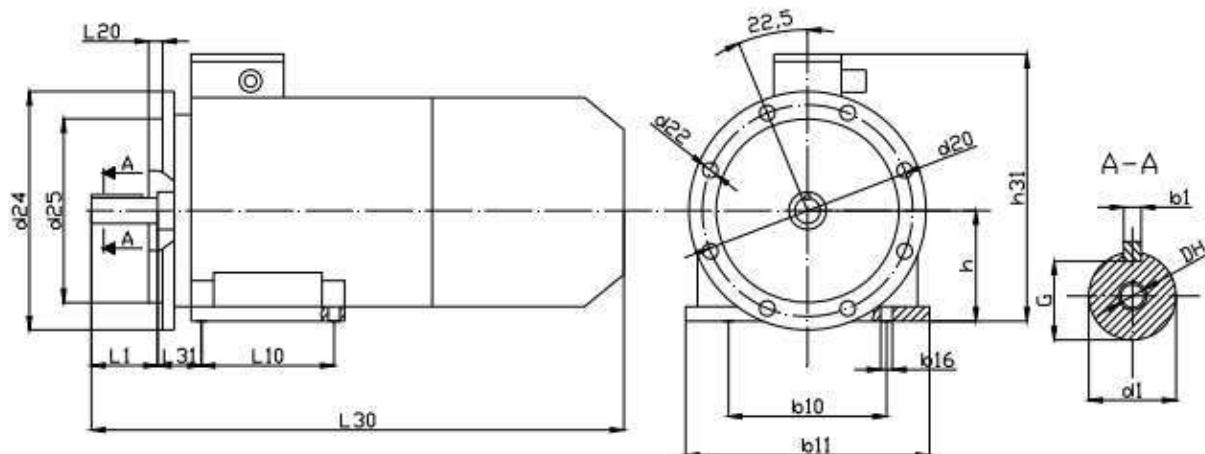


Рисунок 3.1 – Асинхронный двигатель АИР225М2

И электродвигатель постоянного тока 4ПНМ200СУХЛ4 производства ООО «РУСЭЛТ - Инжиниринг», изображенный на рисунке 3.2, номинальные параметры которого представлены в таблице 3.3, габаритные параметры в таблице 3.4 [31].

Таблица 3.3 – Номинальные параметры двигателя постоянного тока 4ПНМ200СУХЛ4

Тип	Мощность, кВт	Частота вращения, об/мин	Ток, А	КПД, %	Масса, кг
4ПНМ200СУХЛ4	60	3500	149	90,5	297

Таблица 3.4 – Габаритные параметры двигателя постоянного тока 4ПНМ200СУХЛ4

	b ₁₀	d ₁₀	l ₁	l ₁₀	l ₃₀	l ₃₁	l ₃₆	h	h ₁₀	h ₃₁
4ПНМ200СУХЛ4	318	19	110	305	785	190	260	200	25	517

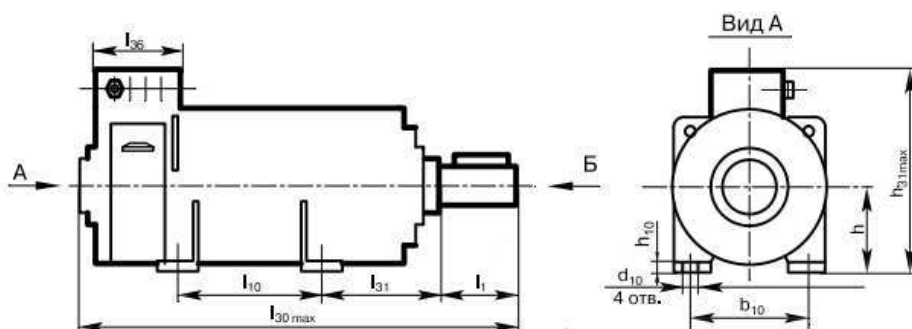


Рисунок 3.2 – Двигатель постоянного тока 4ПНМ200СУХЛ4

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

23.05.01.2018.669 ПЗ

Лист

42

Из предоставленных данных видно, что двигатели переменного тока, при меньшей мощности, имеют большие габаритные размеры и большую массу.

Исходя из проведенного анализа, будем выбирать электрооборудование постоянного тока.

3.2 Выбор генератора постоянного тока

Через коробку отбора мощности от коробки передач ZF921310TO допускается отбор до 110 кВт (150 л.с.). Частота вращения вала отбора мощности определяется передаточными числами коробки передач и частотой вращения коленчатого вала двигателя и лежит в пределах от 550 мин⁻¹ до 3000 мин⁻¹.

Но, т.к. электрооборудование такой мощности достаточно габаритное и не впишется в свободное пространство, будем выбирать генератор и электродвигатель постоянного тока в пределах 60 кВт.

Генератор постоянного тока 4ПНМГ200СУХЛ.

Генератор постоянного тока производства ООО «РУСЭЛТ - Инжиниринг», изображенный на рисунке 3.3 [31].

Таблица 3.5 – Номинальные параметры генератора постоянного тока 4ПНМГ200СУХЛ

Мощность, кВт	Напряжение, В	Частота вращения, мин ⁻¹	КПД, %
60	440	3500	90,5

Таблица 3.6 – Габаритные параметры генератора постоянного тока 4ПНМГ200СУХЛ4

	b ₁₀	d ₁₀	l ₁	l ₁₀	l ₃₀	l ₃₁	l ₃₆	h	h ₁₀	h ₃₁	m, кг
4ПНМГ200СУХЛ4	318	19	110	305	785	190	260	200	25	517	297

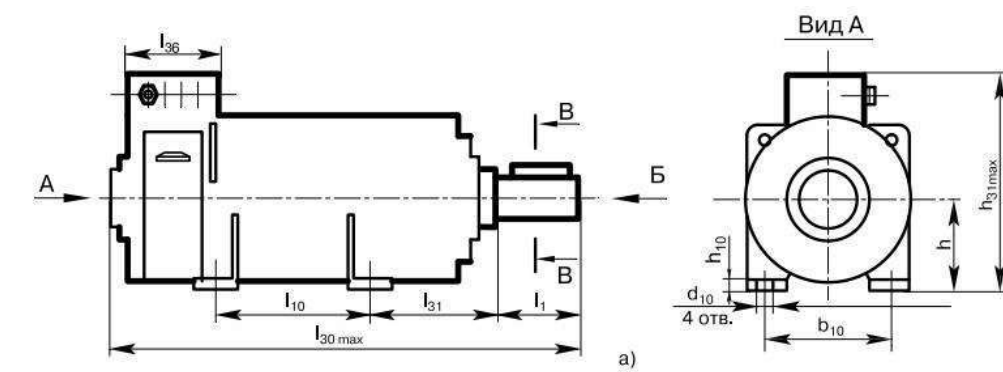


Рисунок 3.3 – Электродвигатель и генератор постоянного тока

3.3 Выбор электродвигателя постоянного тока

Электродвигатель постоянного тока 4ПНМ200СУХЛ4.

Электродвигатель постоянного тока производства ООО «РУСЭЛТ - Инжиниринг», изображенный на рисунке 3.3 [31].

Таблица 3.7 – Номинальные параметры электродвигателя 4ПНМ200СУХЛ4

Мощность, кВт	Напряжение, В	Ток, А	Частота вращения, мин ⁻¹	КПД, %
60	440	149	3500	90,5

Таблица 3.8 – Габаритные параметры двигателя постоянного тока 4ПНМ200СУХЛ4

	b ₁₀	d ₁₀	l ₁	l ₁₀	l ₃₀	l ₃₁	l ₃₆	h	h ₁₀	h ₃₁	m, кг
4ПНМ200СУХЛ4	318	19	110	305	785	190	260	200	25	517	297

3.4 Принцип работы электрического привода колес полуприцепа

На тягаче устанавливается электрогенератор постоянного тока 4ПНМГ200S с приводом от коробки отбора мощности через одноступенчатый повышающий редуктор, которая, в свою очередь, устанавливается на коробку передач ZF9S1310TO. Генератор подаёт ток на один электродвигатель 4ПНМ200МУХЛ4 мощностью 60 кВт. Крутящий момент от него передается на ведущие мосты полуприцепа АО «АЗ «Урал».

Коробка отбора мощности с приводом от сцепления.

Переключение передач при включенной коробке отбора мощности недопустимо.

Включение коробки отбора мощности осуществляется с помощью электропневмоклапанов. Приведение в действие производится из кабины через электрический или пневматический сигнал.

Датчик на КОМ учитывает фактическую ситуацию и информирует водителя о состоянии коробки отбора мощности: вкл. или выкл.

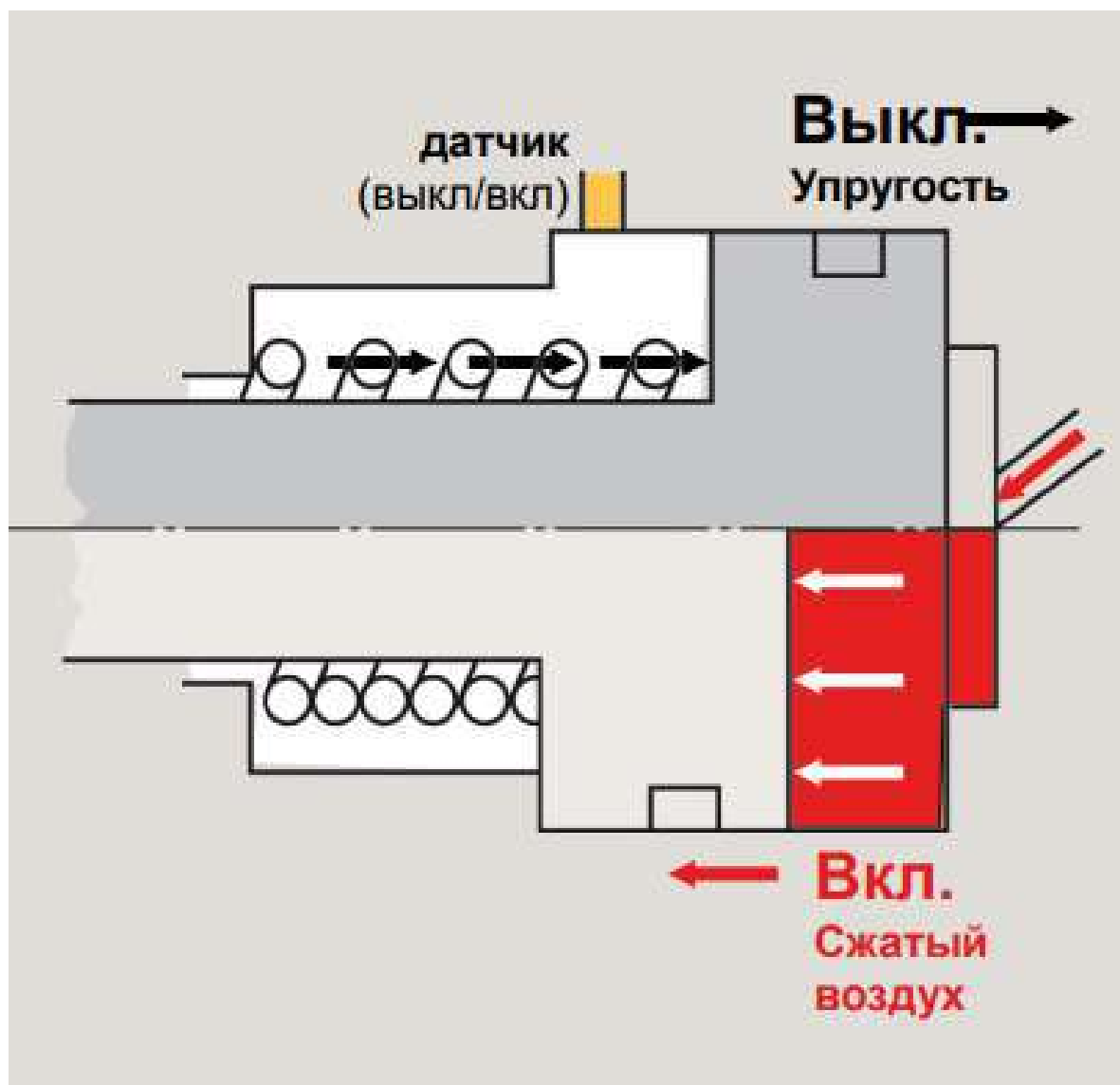


Рисунок 3.4 – Интегрированный пневмоцилиндр (включение/выключение)

Изм.	Лист	№ док.м.	Подп.	Дата

23.05.01.2018.669 ПЗ

Лист

45

Конструкция и расположение (рисунок 3.5).

В кабине автомобиля располагается выключатель устройства. Также в кабине автомобиля можно видеть показания приборов (коробка отбора мощности включена или выключена.)

На коробке передач ZF9S1310TO располагается коробка отбора мощности nh/1с.

На автомобиле располагается воздухосборник и клапан переключения ж)32].

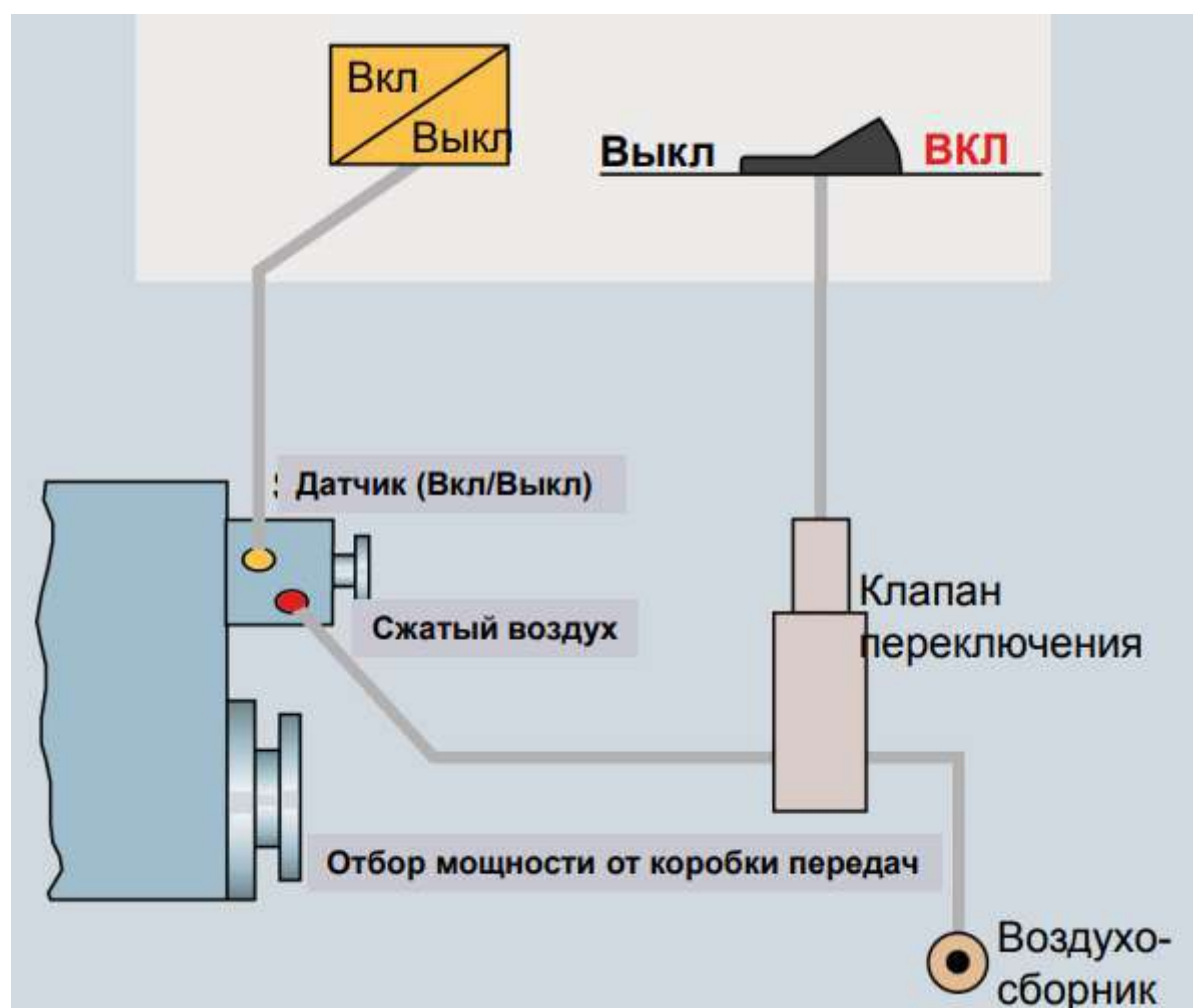


Рисунок 3.5 – Схема подключения КОМ, приводимого от сцепления

Для крепления электрооборудования к раме автомобиля необходимо спроектировать кронштейн.

3.5 Проектирование кронштейна крепления электрооборудования к раме автомобиля

Для крепления электрооборудования к раме автомобиля будет спроектирован один кронштейн, т.к. электродвигатель и генератор постоянного тока имеют одинаковые габаритные и присоединительные размеры.

Кронштейн изготавливается из следующих стандартных профилей, выбранных, исходя из присоединительных размеров рамы автомобиля УРАЛ 44202-5311-74 и электрооборудования:

1) Швеллер 10 стальной горячекатаный ГОСТ 8240–89, Ст3пс ГОСТ 380-2005, профиль которого изображен на рисунке 3.6.

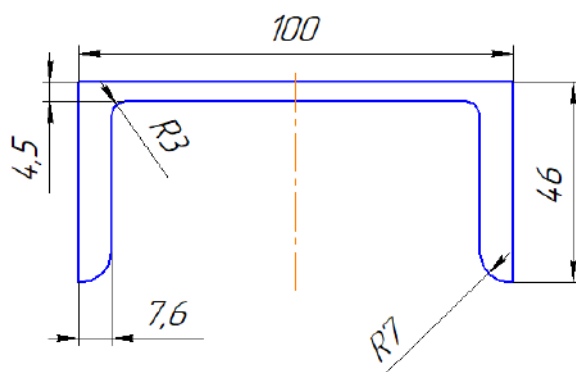


Рисунок 3.6 – Швеллер 10 ГОСТ 8240-89

2) Швеллер 5 стальной горячекатаный ГОСТ 8240–89, Ст3пс ГОСТ 380-2005, профиль которого изображен на рисунке 3.7.

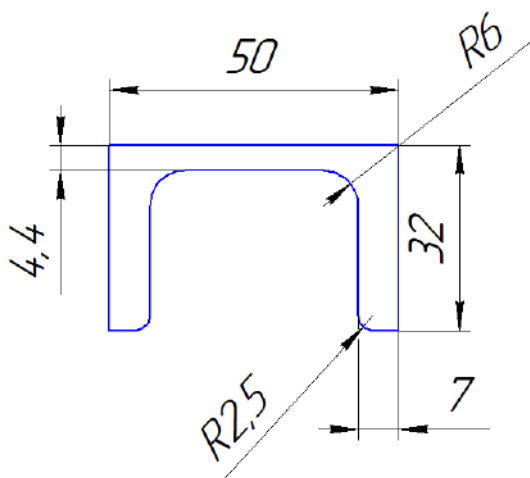


Рисунок 3.7 – Швеллер 5 ГОСТ 8240-89

3) Уголок 5 стальной горячекатаный равнополочный ГОСТ 8509–93, Ст3пс ГОСТ 380-2005, профиль которого изображен на рисунке 3.8.

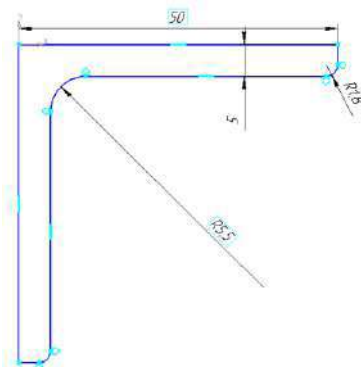


Рисунок 3.8 – Уголок 5 ГОСТ 8509–93

Механические характеристики, взятые из библиотеки КОМПАС 3D «Материалы и Сортаменты», стали Ст3пс ГОСТ 380-2005 представлены в таблице 3.9.

Таблица 3.9 – Механические характеристики стали Ст3пс

Предел текучести, МПа	230
Модуль упругости нормальный, МПа	210000
Коэффициент Пуассона	0.3
Плотность, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	7850
Температурный коэффициент линейного расширения, $\frac{1}{^\circ\text{C}}$	0.000012
Теплопроводность, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot^\circ\text{C}}$	55
Предел прочности при сжатии, МПа	370
Предел выносливости при растяжении, МПа	190
Предел выносливости при кручении, МПа	93

Эскиз кронштейна представлен на рисунке 3.9.



Рисунок 3.9 – Эскиз кронштейна

Элементы кронштейна связываются между собой сваркой и болтами. Задней частью кронштейн прикручивается к лонжерону. С поперечинами рамы кронштейн соединяется с помощью привариваемых швеллера 10 ГОСТ 8240–89 с вырезом, изображенного на рисунке 3.10, и кронштейна, изготовленного из стандартного профиля лист 5 ГОСТ 19903-2015 и изображенного на рисунке 3.11.

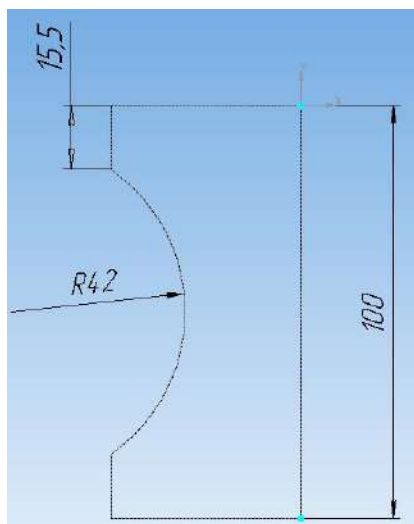


Рисунок 3.10 – Швеллер 10
ГОСТ 8240–89 с вырезом

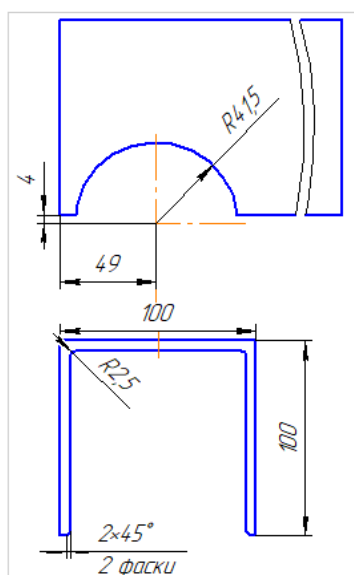


Рисунок 3.11 – Кронштейн

Установка генератора с кронштейном на лонжерон автомобиля УРАЛ 44202-5311-74 изображена на рисунке 3.12.

					23.05.01.2018.669 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ док.	Подп.	Дата		49

Далее разобьем всю модель на конечно-элементную сетку (рисунок 3.14).

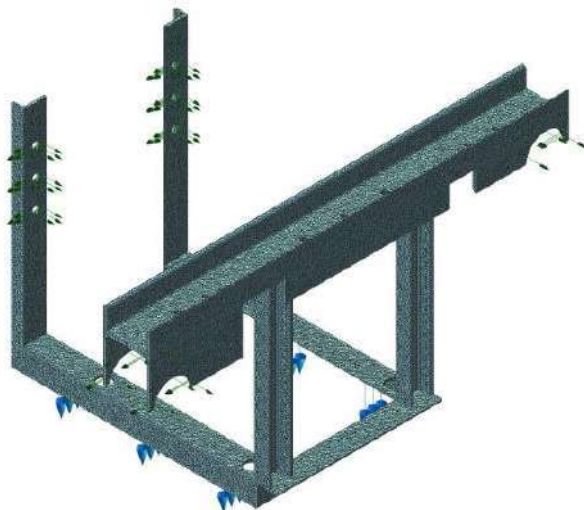


Рисунок 3.14 – Кронштейн, разбитый на КЭ сетку

Произведем расчет с помощью библиотеки APM FEM системы автоматизированного проектирования КОМПАС 3D. Результат представлен на рисунке 3.15.

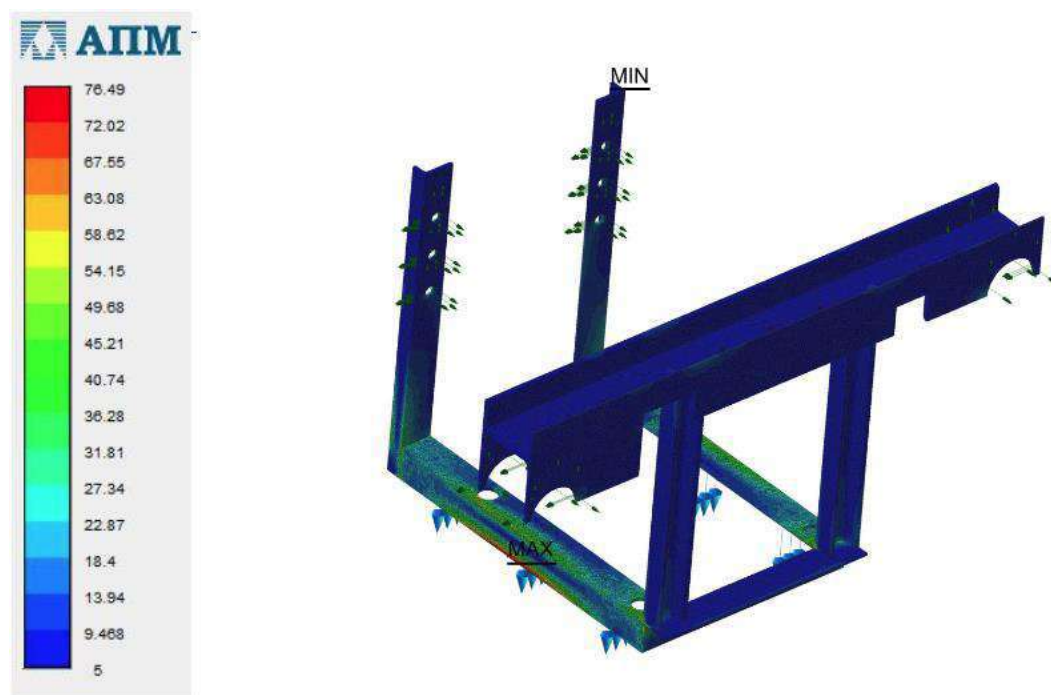


Рисунок 3.15 – Результат расчета кронштейна на прочность

Как видно из рисунка, максимальные напряжения не превышают 77 МПа, при нагрузке 9000Н.

3.7 Расчет цилиндрического одноступенчатого редуктора

3.7.1 Определение основных параметров редуктора

Определяем мощность на I валу

P_{II} – мощность на выходном валу (II),

$P_{II}=60$ кВт.

P_I – мощность на входном валу,

$$P_I = \frac{P_{II}}{\eta_{\text{общ}}}. \quad (3.1)$$

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{муфты}} \cdot \eta_{\text{муфты}} \cdot \eta_{\text{ц}}, \quad (3.2)$$

где $\eta_{\text{ц}}=0,98$ – КПД цилиндрической передачи,

$\eta_{\text{муфты}}=1$ – КПД муфты,

$\eta_{\text{общ}}=1 \cdot 1 \cdot 0,98=0,98$,

$P_I = \frac{60 \text{ кВт}}{0,98} = 61 \text{ кВт}$.

Определение передаточного отношения

$n_I = 3000 \text{ мин}^{-1}$ – частота вращения входного вала,

$n_{II} = 3500 \text{ мин}^{-1}$ – частота вращения выходного вала,

i – передаточное отношение,

$$i = \frac{n_I}{n_{II}} = \frac{3000}{3500} = 0,86. \quad (3.3)$$

Определение скоростей вращения валов

w_I – скорость вращения входного вала,

$$w_I = \frac{\pi \cdot n_I}{30} = \frac{\pi \cdot 3000 \text{ мин}^{-1}}{30} = 314 \text{ с}^{-1}. \quad (3.4)$$

w_{II} – скорость вращения выходного вала,

$$w_{II} = \frac{\pi \cdot n_{II}}{30} = \frac{\pi \cdot 3500 \text{ мин}^{-1}}{30} = 366 \text{ с}^{-1}. \quad (3.5)$$

Определение крутящих моментов на валах

T_I – крутящий момент на валу I,

$$T_I = \frac{P_I}{w_I} = \frac{61 \text{ кВт}}{314 \text{ с}^{-1}} = 194 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (3.6)$$

T_{II} – крутящий момент на валу II,

$$T_{II} = \frac{P_{II}}{w_{II}} = \frac{60 \text{ кВт}}{366 \text{ с}^{-1}} = 164 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (3.7)$$

3.7.2 Проектный расчет зубчатой передачи редуктора

Исходные данные для расчета.

$T_1 = T_I = 194 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – крутящий момент на зубчатом колесе;

$T_2 = T_{II} = 164 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – крутящий момент на шестерне;

$w_I = 314 \text{ с}^{-1}$ – скорость вращения зубчатого колеса;

$w_{II} = 366 \text{ с}^{-1}$ – скорость вращения шестерни;

$n_I = 3000 \text{ мин}^{-1}$ – частота вращения зубчатого колеса;

$n_{II} = 3500 \text{ мин}^{-1}$ – частота вращения шестерни;

$i = 0,86$ – передаточное отношение;

$a_w = 160 \text{ мм}$ – межосевое расстояние.

Выбор материала.

Примем материалы: для шестерни сталь 40ХН, термообработка — объемная закалка до твердости HRC 50; для колеса та же сталь 40ХН, термообработка — объемная закалка до твердости HRC 45.

Механические свойства сталей, применяемых для изготовления зубчатых колес приведены в таблице В.1 Приложения В.

									Лист
									53
Изм.	Лист	№ док.м.	Подп.	Дата	23.05.01.2018.669 ПЗ				

3.7.3 Расчет редуктора

Методика расчета приведена в Приложении Б.

Допускаемые контактные напряжения по формуле Б.1 Приложения Б.

$\sigma_{Hlimb} = 18HRC + 150$, по таблице Б.2 Приложения Б.

Расчет коэффициента K_{HL} по формуле Б.2 Приложения Б.

Действительное число циклов нагружения N_H по формуле Б.3 Приложения Б.

Ресурс передачи в часах по формуле Б.4 Приложения Б

$$t_{\Sigma} = 5 \cdot 365 \cdot 24 \cdot 0.6 \cdot 0.1 = 2628(\text{ч});$$

$$N_H = 60 \cdot 3500 \cdot 2628 = 552 \cdot 10^6;$$

$$N_{H0} = 110 \cdot 10^6;$$

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{110 \cdot 10^6}{552 \cdot 10^6}} = 0,76 \text{ [13]},$$

т.к. $\frac{N_H}{N_{H0}} > 1$, то принимаем $K_{HL} = 1$ [14].

При объемной закалке $[S_H] = 1,2$.

Допускаемое контактное напряжение для зубчатого колеса

$$[\sigma_H]_1 = \frac{(18 \cdot 45 + 150)}{1,2} \cdot 1 = 800 \text{ МПа.}$$

Допускаемое контактное напряжение для шестерни

$$[\sigma_H]_2 = \frac{(18 \cdot 50 + 150)}{1,2} \cdot 1 = 875 \text{ МПа.}$$

Для непрямозубых колес расчетное допускаемое контактное напряжение по формуле Б.5 Приложения Б

$$[\sigma_H] = 0,45 (800 + 875) = 754 \text{ МПа.}$$

Коэффициент нагрузки для симметричного расположения зубчатых колес относительно опор при повышенной твердости зубьев по таблице Б.3 Приложения Б примем $K_{H\beta} = 1,25$ [15].

ψ_{ba} – коэффициент ширины, принимаем из ряда стандартных чисел: 0,1; 0,15; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63 в зависимости от положения колес относительно опор [13].

										Лист
										54
Изм.	Лист	№ док.м.	Подп.	Дата	23.05.01.2018.669 ПЗ					

Коэффициент ширины венца по межосевому расстоянию по таблице Б.4 Приложения Б принимаем $\psi_{ba}=0,315$.

Нормальный модуль зацепления по формуле Б.7 Приложения Б

$$m = 0.015 \cdot 160 \text{ мм} = 2,4 \text{ мм},$$

По ГОСТ 9563 — 60 принимаем стандартное значение $m = 2,5$.

Примем предварительно угол наклона зубьев $\beta = 10^\circ$ и определим числа зубьев шестерни и колеса:

$$z_1 = \frac{2 \cdot 160 \cdot \cos 10^\circ}{(0,86+1) \cdot 2,5} = 67,97; \text{ — число зубьев колеса по формуле Б.8 Приложения Б;}$$

Примем $z_1=68$.

$$z_2 = 68 \cdot 0,86 = 58 \text{ — число зубьев шестерни по формуле Б.9 Приложения Б.}$$

Уточняем значение угла наклона зубьев по формуле Б.10 Приложения Б

$$\cos \beta = \frac{(68+58) \cdot 2,5}{2 \cdot 160} = 0,984; \beta = 10,2.$$

Основные размеры колеса и шестерни.

Делительные диаметры:

$$d_1 = \frac{2,5}{0,984} \cdot 68 = 173 \text{ мм — делительный диаметр колеса по формуле Б.11 Приложения Б 1.}$$

$$d_2 = \frac{2,5}{0,984} \cdot 58 = 147 \text{ мм — делительный диаметр шестерни по формуле Б.12 Приложения Б 1.}$$

Диаметры вершин зубьев:

$$d_{a1} = 178 \text{ мм — диаметр вершин зубьев колеса по формуле Б.13 Приложения Б.}$$

$$d_{a2} = 152 \text{ мм — диаметр вершин зубьев шестерни по формуле Б.14 приложения Б.}$$

Ширина колеса и шестерни:

$$b_1 = 0.315 \cdot 160 \text{ мм} \approx 50 \text{ мм — ширина колеса по формуле Б.15 Приложения Б;}$$

$$b_2 = 53 \text{ мм — ширина шестерни по формуле Б.16 Приложения Б.}$$

Коэффициент ширины шестерни по диаметру по формуле Б.17 Приложения Б

$$\psi_{bd} = 0,29.$$

									Лист
									55
Изм.	Лист	№ док.м.	Подп.	Дата	23.05.01.2018.669 ПЗ				

Окружная скорость колес по формуле Б.18 Приложения Б

$$V_1 = 314 \cdot \frac{173 \cdot 10^{-3}}{2} = 27 \text{ м/с};$$

$$V_2 = 366 \cdot \frac{232 \cdot 10^{-3}}{2} = 27 \text{ м/с};$$

$$V_1 = V_2 = 27 \text{ м/с}.$$

И назначается степень точности передачи 6.

Определяем коэффициент нагрузки для проверки контактных напряжений по формуле Б.19 Приложения Б [15].

При $\psi_{bd} = 0,29$ для симметричного расположения колес повышенной твердости $K_{H\beta} = 1,01$.

Для 6-й степени точности и скорости 27 м/с $K_{H\alpha} = 1,06$.

Для косозубых колес при скорости 27 м/с и повышенной твердости $K_{Hv} = 1,2$.

Таким образом,

$$K_H = 1,01 \cdot 1,06 \cdot 1,2 = 1,28.$$

Проверка контактных напряжений по формуле Б.20 Приложения Б

$$\sigma_H = \frac{270}{160} \sqrt{\frac{194 \cdot 10^3 \cdot 1,28 \cdot (0,86 + 1)^3}{50 \cdot 0,86^2}} = 378 \text{ МПа} < 754 \text{ МПа}.$$

Силы, действующие в зацеплении:

$$F_t = \frac{2 \cdot 194 \cdot 10^3}{173} = 2243 \text{ Н} - \text{окружная сила по формуле Б.21 Приложения Б}.$$

$\alpha = 20^\circ$ – угол зацепления зубьев;

$$F_r = 2243 \cdot \frac{\text{tg} 20^\circ}{0,984} = 741 \text{ Н} - \text{радиальная сила по формуле Б.22 Приложения Б}.$$

$$F_a = 1350 \cdot \text{tg} 10,2 = 362 \text{ Н} - \text{осевая сила по формуле Б.23 Приложения Б}.$$

Проверка зубьев на выносливость по напряжениям изгиба проводится по формуле Б.24 Приложения Б.

При $\psi_{bd} = 0,29$, симметричном расположении зубчатых колес относительно опор и повышенной твердости $K_{F\beta} = 1,01$.

Для 6-й степени точности, скорости $v = 27$ м/с и повышенной твердости $K_{Fv} = 1,08$.

									Лист
									56
Изм.	Лист	№ док.	Подп.	Дата	23.05.01.2018.669 ПЗ				

Таким образом коэффициент нагрузки по формуле Б.25 Приложения Б определяется

$$K_F = 1,01 \cdot 1,08 = 1,09 [21].$$

Коэффициент, учитывающий форму зуба, Y_F выбираем в зависимости от эквивалентных чисел зубьев z_{v1} и z_{v2} , рассчитываемых по формуле Б.26 Приложения Б:

$$\text{Б: для колеса } z_{v1} = \frac{68}{\cos^3 10,2} \approx 71,$$

$$\text{для шестерни } z_{v2} = \frac{58}{\cos^3 10,2} = 60.$$

$$\text{При этом } Y_{F1} = 2,1 \text{ и } Y_{F2} = 2,14.$$

Допускаемое напряжение по формуле Б.27 Приложения Б.

По таблице Б.5 Приложения Б для стали 40ХН при объемной закалке предел выносливости при отнулевом цикле изгиба $\sigma_{0F \text{ lim b}} = 500$ МПа.

Коэффициент безопасности определяем по формуле Б.28 Приложения Б.

$$\text{По таблице Б.5 Приложения Б: } [S_F]' \approx 1,80;$$

$$\text{для проката } [S_F]'' = 1,15;$$

$$[S_F] = 1,8 \cdot 1,15 = 2,07.$$

Допускаемые напряжения при расчете на выносливость для шестерни и колеса:

$$[\sigma_F] = \frac{500}{2,07} = 242 \text{ МПа.}$$

Находим отношения:

$$\frac{[\sigma_F]}{Y_{F1}} = \frac{242}{2,1} = 115 \text{ МПа;}$$

$$\frac{[\sigma_F]}{Y_{F2}} = \frac{242}{2,14} = 113 \text{ МПа.}$$

Дальнейший расчет ведем для зубьев шестерни, так как для нее найденное отношение меньше [15].

Коэффициент Y_β , рассчитываемый по формуле Б.29 Приложения Б, учитывает повышение прочности косых зубьев по сравнению с прямыми:

$$Y_\beta = 1 - \frac{10,2}{140} = 0,93.$$

									Лист
									57
Изм.	Лист	№ док.м.	Подп.	Дата	23.05.01.2018.669 ПЗ				

Коэффициент K_{Fa} , рассчитываемый по формуле Б.30 Приложения Б, учитывает распределение нагрузки между зубьями.

$$K_{Fa} = \frac{4+(1.8-1) \cdot (6-5)}{4 \cdot 1.8} = 0,67.$$

Проверяем зуб шестерни

$$\sigma_F = \frac{2243 \cdot 1,09 \cdot 2,14 \cdot 0,93 \cdot 0,67}{53 \cdot 2,5} = 25 \text{ МПа} < 242 \text{ МПа}.$$

3.7.4 Предварительное определение диаметров валов редуктора и выбор подшипников

Определение диаметра входного вала редуктора

Выберем диаметр входного вала

$$d_{вх1} = d_{КОМ} = 40 \text{ мм},$$

$d_{вх1}$ – диаметр входного вала редуктора.

Диаметр вала под подшипниками примем равным $d_{II} = 45$.

Для входного вала принимаю подшипник радиальный средней серии 309 ГОСТ 8338-75.

$$d_{вн} = 45 \text{ мм},$$

$d_{вн}$ – внутренний диаметр подшипника.

$$D = 100 \text{ мм},$$

D – наружный диаметр подшипника.

$$b = 25 \text{ мм},$$

b – ширина подшипника.

Определение диаметра выходного вала редуктора

$$d_B \geq \sqrt[3]{\frac{T_{II}}{0.2 \cdot [\tau]}}, \quad (3.8)$$

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{164 \cdot 10^3}{0.2 \cdot 15}} = 37,95 \text{ мм}.$$

Примем диаметр выходного вала из ряда стандартных диаметров $d_{в2} = 40$ мм.

					<i>23.05.01.2018.669 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ док.м.	Подп.	Дата		58

Диаметр вала под подшипниками примем равным $d_{II}=45$.

Для выходного вала принимаю подшипник радиальный средней серии 309 ГОСТ 8338-75.

$d_{BH}=45$ мм;

$D=100$ мм;

$b=25$ мм.

3.7.5 Конструктивные размеры шестерни и колеса

Шестерня: $d_2 = 147$ мм: $d_{a2} = 152$ мм; $b_2 = 53$ мм.

Колесо ведущее кованое: $d_1 = 173$ мм: $d_{a1} = 178$ мм; $b_1 = 50$ мм.

Диаметр ступицы

$$d_{ст1} = 1,6 \cdot d_{вх1}, \quad (3.9)$$

$$d_{ст1} = 1,6 \cdot 40 = 64 \text{ мм.}$$

Длина ступицы

$$l_{ст1} = (1,2 \div 1,5) \cdot d_{вх1}, \quad (3.10)$$

$$l_{ст1} = (1,2 \div 1,5) \cdot 85 = 48 \div 60 \text{ мм, принимаем } l_{ст1} = 56 \text{ мм.}$$

Толщина обода

$$\delta_{o1} = (2,5 \div 4) \cdot m, \quad (3.11)$$

$$\delta_{o1} = (2,5 \div 4) \cdot 2,5 = 6,25 \div 10 \text{ мм, принимаем } \delta_o = 8 \text{ мм.}$$

Толщина диска

$$C_1 = 0,3 \cdot b_1, \quad (3.12)$$

$$C_1 = 0,3 \cdot 50 = 15 \text{ мм.}$$

					<i>23.05.01.2018.669 ПЗ</i>	Лист
						59
Изм.	Лист	№ док.м.	Подп.	Дата		

3.7.6 Конструктивные размеры корпуса редуктора

Толщина стенок корпуса:

$$\delta = 0,025a_w + 1, \quad (3.13)$$

$$\delta = 0,025 \cdot 160 + 1 = 5 \text{ мм, принимаем } \delta = 6 \text{ мм.}$$

3.7.7 Проверочный расчет валов на прочность

Проверочный расчет на статическую прочность выходного вала (рисунок 3.16).

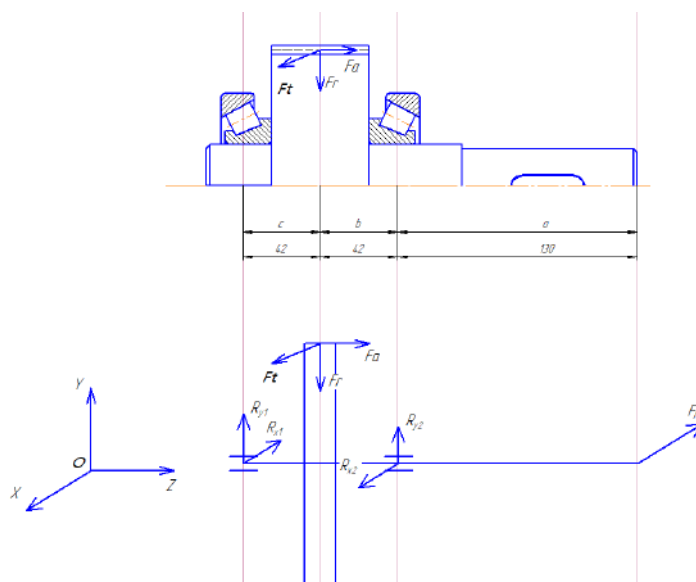


Рисунок 3.16 – Схема нагружения выходного вала

Входной и выходной валы несут одинаковые нагрузки, которые были подсчитаны ранее:

$$F_t = 2243 \text{ Н; } F_r = 741 \text{ Н; } F_a = 362 \text{ Н,}$$

Также на ведомый вал будет действовать сила от муфты:

$$F_M = 0,3 \cdot F_t, \quad (3.14)$$

$$F_M = 673 \text{ Н.}$$

Проверка :

$$R_{y1} + R_{y2} - F_r = 0,$$

$$54 - 687 - 741 = 0 \text{ – верно.}$$

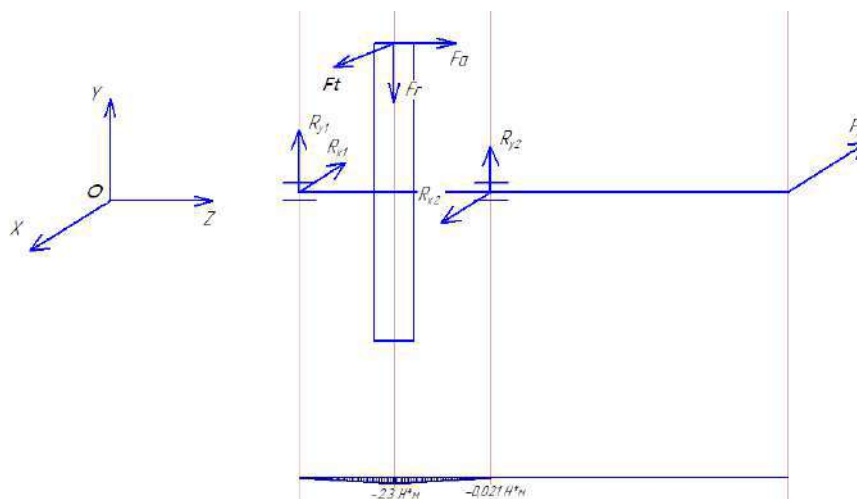


Рисунок 3.18 – Эпюра моментов на выходном валу в плоскости YOZ

Проверочный расчет на статическую прочность входного вала (рисунок 3.19).

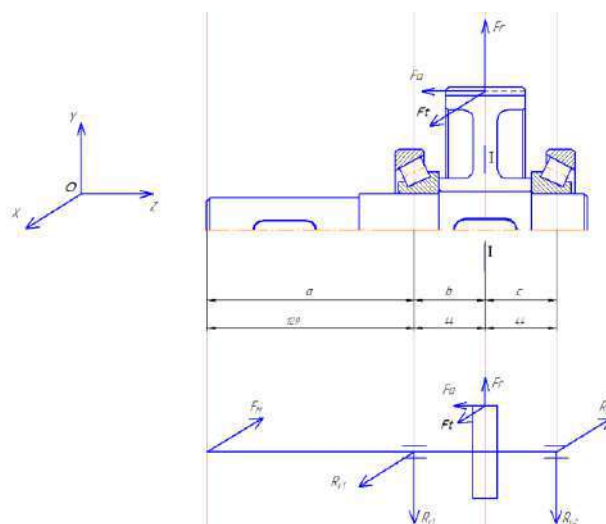


Рисунок 3.19 – Схема нагружения входного вала

$$F_t = 2243 \text{ Н}; F_r = 741 \text{ Н}; F_a = 362 \text{ Н}, F_M = 0,3 F_t = 673 \text{ Н.}$$

Материал вала: Сталь 40Х.

Реакции опор в плоскости XOZ (рисунок 3.20):

$$1) F_t \cdot c + R_{x1} \cdot (b+c) - F_M \cdot (a+b+c) = 0,$$

$$R_{x1} = \frac{F_M \cdot (a+b+c) - F_t \cdot c}{(b+c)} = 538 \text{ Н.}$$

$$2) F_t \cdot b + F_M \cdot a - R_{x2} \cdot (b+c) = 0,$$

$$R_{x2} = \frac{F_t \cdot b + F_M \cdot a}{(b+c)} = 2108 \text{ Н.}$$

Проверка :

$$F_t + R_{x1} - R_{x2} - F_M = 0,$$

$$2243 + 538 - 2108 - 673 = 0 \text{ – верно.}$$

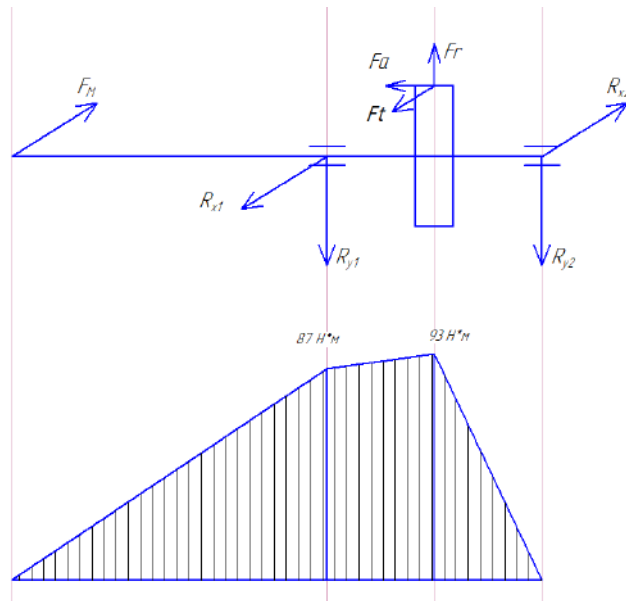


Рисунок 3.20 – Эпюра моментов на входном валу в плоскости XOZ

Реакции опор в плоскости YOZ (рисунок 3.21):

$$1) R_{y1} \cdot (b+c) - F_r \cdot c + F_a \cdot \frac{d_1}{2} = 0,$$

$$R_{y1} = \frac{F_r \cdot c - F_a \cdot \frac{d_1}{2}}{(b+c)} = 68 \text{ Н.}$$

$$2) R_{y2} \cdot (b+c) - F_r \cdot b - F_a \cdot \frac{d_1}{2} = 0,$$

$$R_{y2} = \frac{F_a \cdot \frac{d_2}{2} + F_r \cdot b}{(b+c)} = 673 \text{ Н.}$$

Проверка :

$$R_{y1} + R_{y2} - F_r = 0,$$

$$68 + 673 - 741 = 0 \text{ – верно.}$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

23.05.01.2018.669 ПЗ

Лист

63

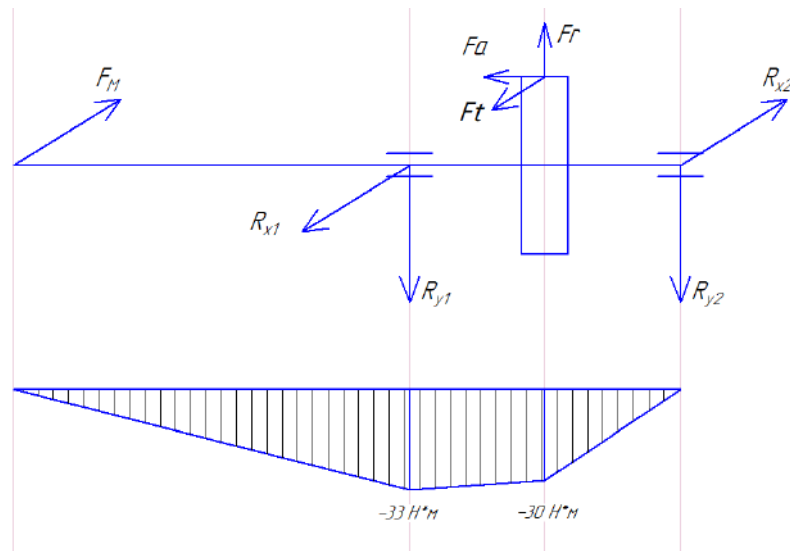


Рисунок 3.21 – Эпюра моментов на выходном валу в плоскости YOZ

Определяем опасное сечение входного вала (рисунок 3.22).

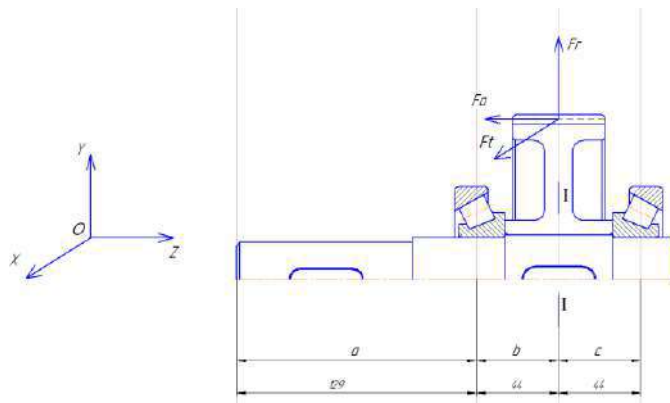


Рисунок 3.22 – Схема нагружения входного вала

Принимаю за опасное сечение I-I, где $d = 48$ мм,

d – диаметр вала в сечении I-I.

Определяем нормальное напряжение в этом сечении по формуле

$M_y = 673 \cdot 44 \cdot 10^{-3} = 30$ Н·м, по формуле Б.33 Приложения Б.

$M_z = 2108 \cdot 44 \cdot 10^{-3} = 93$ Н·м, по формуле Б.34 Приложения Б.

$M_{\text{и}} = \sqrt{30^2 + 93^2} = 98$ Н·м, по формуле Б.32 Приложения Б.

$J_x = 0,1 \cdot (48 \cdot 10^{-3})^3 = 1,1 \cdot 10^{-5}$ м³, по формуле Б.35 Приложения Б.

$\sigma_{\text{и}} = \frac{98}{1,1 \cdot 10^{-5}} = 8,9$ МПа, по формуле Б.31 Приложения Б.

Изм.	Лист	№ док.м.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

23.05.01.2018.669 ПЗ

Лист

64

Определяем касательное напряжение τ_k

$J_p = 0,2 \cdot (48 \cdot 10^{-3})^3 = 2,2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$, по формуле Б.37 Приложения Б;

$\tau_k = \frac{194}{2,2 \cdot 10^{-5}} = 8,82 \text{ МПа}$, по формуле Б.36 Приложения Б.

3.7.8 Определение эквивалентного напряжения

Коэффициент перегрузки K_n определим по формуле Б.39 Приложения Б

$K_n = 1,5$;

Определим эквивалентное напряжение по формуле Б.38 Приложения Б

$\sigma_3 = 1,5 \cdot 10^6 \sqrt{8,9^2 + 3 \cdot 8,82^2} = 26,5 \text{ МПа}$.

Предел текучести стали 40Х: $\sigma_T = 785 \text{ Мпа}$, тогда допустимое напряжения найдем по формуле Б.40 Приложения Б

$[\sigma] = 628 \text{ МПа}$,

$\sigma_3 \leq [\sigma]$.

Проверочный расчет вала на усталостную прочность [16].

На валу в качестве концентратора напряжения имеется шпоночный паз, шлифованная поверхность вала.

$S = \frac{785 \text{ МПа}}{8,9 \text{ МПа}} = 88$ – запас прочности по формуле Б.41 Приложения Б.

Определение запаса прочности по напряжениям изгиба

$\sigma_{-1} = 372 \text{ МПа}$ – предел усталости материала при симметричном цикле нагружения;

$\sigma_a = \sigma_n = 8,9 \text{ МПа}$ – амплитудное значение;

$\sigma_m = 0$ – среднее напряжение цикла нормальных напряжений,

$K_\sigma = 1,5$ – эффективный коэффициент концентратора напряжения;

$K_d = 0,7$ – масштабный фактор;

$K_F = 1$ – коэффициент, учитывающий чистоту поверхности детали в месте сечения;

$K_v = 1$ – коэффициент, учитывающий упрочнение материала;

									Лист
									65
Изм.	Лист	№ док.м.	Подп.	Дата	23.05.01.2018.669 ПЗ				

$K_{\sigma D} = \frac{1.5}{0.7 \cdot 1 \cdot 1} = 2,14$ – концентратор напряжения детали в рассматриваемом сечении, по формуле Б.43 Приложения Б.

$S_{\sigma} = \frac{372 \text{ МПа}}{2,14 \cdot 8,9 \text{ МПа}} = 20$ – запас прочности по напряжениям изгиба по формуле Б.42 Приложения Б.

Определение запаса прочности по касательным напряжениям.

$\tau_{-1} = 240 \text{ МПа}$ – предел усталости материала при касательном напряжении для симметричного цикла нагружения;

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_k}{2} = 4,41 \text{ МПа.}$$

$$K_{\tau D} = K_{\sigma D} = 2,14.$$

$$\chi_{\tau \sigma} = 0,6.$$

$S_{\tau} = \frac{240 \text{ МПа}}{2,14 \cdot 4,41 \text{ МПа} + 0,6 \cdot 4,41 \text{ МПа}} = 20$ – запас прочности по касательным напряжениям по формуле Б.44 Приложения Б.

Определение общего коэффициента запаса по формуле Б.45 Приложения Б

$$S = \frac{20 \cdot 20}{\sqrt{400 + 400}} = 14.$$

3.7.9 Выбор шпонок

Шпонки призматические со скругленными торцами. Размеры сечений шпонок и пазов и длины шпонок — по ГОСТ 23360— 78.

Материал шпонок — сталь 45 нормализованная.

Выбор шпонки для выходного вала.

Исходя из диаметра выходного вала в $d=40\text{мм}$, выбираем шпонку «12x8x40 ГОСТ 23360-78».

Выбор шпонки для входного вала.

Под полумуфтой. Исходя из диаметра вала в $d=40\text{мм}$, выбираем шпонку «12x8x40 ГОСТ 23360-78».

Под зубчатым колесом. Исходя из диаметра вала в $d=48\text{мм}$, выбираем шпонку «14x9x40 ГОСТ 23360-78».

					<i>23.05.01.2018.669 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ док.м.	Подп.	Дата		66

3.7.10 Расчет подшипников входного вала на долговечность

$m = \frac{10}{3}$, так как подшипник роликовый;

$c=85800$ Н, для подшипника 1027309А ГОСТ 27365-87;

Для расчета радиальной нагрузки F_r используем реакции наиболее нагруженного подшипника, расчет ведем по формуле Б.48 Приложения Б

$$F_r = \sqrt{2108^2 + 673^2} = 2213 \text{ Н};$$

$V = 1$, т.к. у редуктора внутреннее кольцо вращающееся;

$K_\delta = 1,4$ – коэффициент, учитывающий вибрацию от зубчатого зацепления;

$K_T = 1$, так как $t < 100^\circ$ – коэффициент, учитывающий температурный режим;

Эквивалентную нагрузку R_Σ считаем по формуле Б.47 Приложения Б

$$R_\Sigma = 2213 \cdot 1 \cdot 1,4 \cdot 1 = 3098 \text{ Н};$$

$L = \frac{85800\text{Н}}{3098 \text{ Н}} = 28$ млн оборотов – долговечность подшипника, по формуле Б.46

Приложения Б;

L_t – долговечность в часах по формуле Б.49 Приложения Б,

$$L_t = 28 \cdot \frac{10^6}{3000 \cdot 60} = 156 \text{ ч.}$$

3.7.11 Выбор сорта и объема заливаемого масла

Рекомендуемая кинематическая вязкость: $22 \frac{\text{мм}^2}{\text{с}}$;

Выбираем марку масла ИЛС-22 (ТУ 38.1011191-97) ;

$V=0,5$ л – объем масла [16].

3.7.12 Выбор стандартных муфт

Выбор муфты для соединения вала электродвигателя и входного вала редуктора.

Исходные данные:

- крутящий момент на входном валу $T_I \leq 500 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

- частота вращения входного вала $n_I = 3000$ об/мин;

					23.05.01.2018.669 ПЗ	Лист
						67
Изм.	Лист	№ док.	Подп.	Дата		

- диаметр консольного участка входного вала редуктора $d = 40$ мм;
- диаметр консольного участка вала КОМ $d_{\text{ком}} = 38$ мм;

Для соединения выбираем упругую втулочно-пальцевую муфту:

Муфта 250-38-1-У3 ГОСТ 21424-93.

Параметры муфты:

$$T_I = 250 \text{ Н} \cdot \text{м}, d=38 \text{ мм}, D \leq 140 \text{ мм}, L \leq 80 \text{ мм}, n_{\text{max}} \leq 3600 \text{ об/мин.}$$

Выбор муфты для соединения выходного вала редуктора и вала генератора.

Исходные данные:

- крутящий момент на выходном валу $T_{II} \leq 250 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
- частота вращения выходного вала $n_{II} = 3500 \text{ об/мин}$;
- диаметр консольного участка выходного вала редуктора $d = 40$ мм;
- диаметр консольного участка вала генератора $d_{\text{г}} = 38$ мм;

Для соединения выбираем упругую втулочно-пальцевую муфту:

Для выходного вала редуктора:

Муфта 250-40-1-У3 ГОСТ 21424-93.

Параметры муфты:

$$T_I = 250 \text{ Н} \cdot \text{м}, d=40 \text{ мм}, D \leq 140 \text{ мм}, L \leq 80 \text{ мм}, n_{\text{max}} \leq 3600 \text{ об/мин.}$$

Для входного вала генератора:

Муфта 250-38-1-У3 ГОСТ 21424-93.

Параметры муфты:

$$T_I = 250 \text{ Н} \cdot \text{м}, d=38 \text{ мм}, D \leq 140 \text{ мм}, L \leq 80 \text{ мм}, n_{\text{max}} \leq 3600 \text{ об/мин [17].}$$

Вывод по разделу три

В ходе выполнения данного раздела был проведен сравнительный анализ электрооборудования постоянного и переменного тока, выбрано электрооборудование для проектируемого электропривода, спроектирован кронштейн для крепления электрооборудования на раму автомобиля, рассчитан повышающий одноступенчатый цилиндрический редуктор.

					<i>23.05.01.2018.669 ПЗ</i>	Лист
						68
Изм.	Лист	№ док-м.	Подп.	Дата		

4 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

4.1 Назначение материала детали

Валы изготавливают из углеродистых или легированных сталей. В том случае, если термообработка вала не требуется, применяют сталь Ст 5. Для валов с термообработкой – стали 40, 45, 40Х и другие. Для тяжело нагруженных валов ответственных машин – стали 40ХН, 40ХМА, 30ХГТ и другие, валы из этих сталей также подвергают термообработке.

При выборе материалов и термической обработке следует руководствоваться следующими соображениями. Легированные стали являются более прочными, но более дорогими в сравнении с конструкционными углеродистыми [18].

Для ведущего вала редуктора был выбран материал: конструкционная легированная сталь 40Х ГОСТ 4543-2016.

Содержание углерода 0,4%, хрома (легирующий элемент) около 1%.

Механические свойства стали 40Х приводятся в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Механические свойства сталь 40Х

Твердость, НВ		Не более 217
Предел прочности при растяжении	σ_B	980 МПа
Предел текучести при растяжении	σ_T	785 МПа
Относительное удлинение образца при разрыве	δ	10%
Ударная вязкость		590 кДж/м ²

4.2 Назначение вида термической обработки детали

Свойства стали определяются структурой, которая зависит от температуры нагрева и охлаждения. Основным значением термической обработки является повышение механических свойств деталей машин и инструментов в отношении прочности, твердости, износостойкости и обрабатываемости. Технологический процесс термической обработки характеризуется температурой нагрева стали, выдержкой при этой температуре и скоростью охлаждения до комнатной температуры. Температуру нагрева стали определяют по диаграмме состояния железо-углерод.

					23.05.01.2018.669 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ док.м.	Подп.	Дата		69

4.2.1 Закалка

Сталь подвергают закалке для повышения прочности, получения достаточно высокой пластичности и вязкости. Температура нагрева под закалку значительно превышает критические точки. Выдержка в электропечи при температуре 700-900°С 70-90 сек. на 1 мм.

При нагреве под закалку, вал предварительно подогревают в печи при температуре 400-600°С – для предохранения детали от окисления и обезуглероживания в рабочее пространство печи вводится газовая среда.

Охлаждающая среда для закалки – масло. Преимуществом масла как закалочной среды является небольшая способность охлаждения, что снижает возникновение закалочных дефектов. Перепад температур между поверхностью и центром изделия при закалке в масле меньше, чем при охлаждении в воде. Температура масла должна быть 60-90°С.

При охлаждении стали, распределение температур по сечению изделия проходит не одинаково и сопровождается неравномерным изменением объёма. Таким образом, после окончательного охлаждения на поверхности получаются остаточные напряжения сжатия, а в сердцевине напряжения растяжения. Появление остаточных напряжений является результатом того, что временные напряжения вызывают не только упругую, но и неодновременную и неодинаковую пластическую деформацию слоёв по сечению.

Твёрдость металла после закалки составляет HRC 45-50 [19].

4.2.2 Высокий отпуск

Высокий отпуск заключается в нагреве детали до температуры 500-680°С, выдержке при заданной температуре в течении 1-2 часов и последующем охлаждении с определённой скоростью. Отпуск является окончательной операцией термической обработки, в результате которой сталь получает требуемые механические свойства. Кроме того, отпуск полностью или частично устраняет внутренние напряжения, возникающие при закалке.

					<i>23.05.01.2018.669 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ док.м.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		70

Структура стали после высокого отпуска – сорбит отпуска. Высокий отпуск создает наилучшее соотношение прочности и вязкости стали.

$$\sigma_B=52 \text{ кгс/мм}^2$$

$$\sigma_T=43 \text{ кгс/мм}^2$$

$$\chi=55\%$$

$$\delta=22\%.$$

Термическую обработку, состоящую из закалки и высокого отпуска, называют улучшением. Улучшение значительно повышает конструкционную прочность стали, уменьшает чувствительность к концентраторам напряжений, работу развития трещины и снижает температуру верхнего и нижнего порога хладноломкости [19].

4.3 Выбор метода получения заготовки детали

Для изготовления деталей типа валов используют заготовки из прутков, или поковки, полученные свободной ковкой, штамповки, полученные горячей штамповкой на прессах, молотах и ковочных машинах, а также отливки.

Гладкие валы диаметром до 200 мм и с небольшими перепадами диаметров ступеней чаще всего изготавливают из проката. Заготовки из проката имеют минимальный припуск на обработку. [20].

В качестве заготовки данной детали, учитывая, что материал детали – сталь 40Х ГОСТ 4543-2016, принимаем заготовку – поковку по ГОСТ 7505-89, выполненную на кривошипном горячештамповочном прессе. Нагрев заготовок индукционный.

В серийном и массовом производстве заготовки изготавливают на штамповочных молотах и прессах в открытых и закрытых штампах. В первом случае образуется облой, т.е. отход лишнего металла в результате истечения, облой компенсирует неточность в массе исходной заготовки. Во втором случае облой отсутствует, следовательно, расход металла на заготовку меньше.

					<i>23.05.01.2018.669 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ док.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		71

4.3.1 Основные требования к заготовкам

При выборе заготовок (отливка, штамповка, прокат и др.) учитывают форму, размеры и массу детали, материал (назначенный в зависимости от условий эксплуатации), объем производства, периодичность повторения, размеры припусков на обработку и точность размеров (допуски).

Заготовки в виде поковок и штамповок применяют для деталей, работающих преимущественно на изгиб, растяжение и кручение.

4.3.2 Штамповка на горячештамповочном прессе

Поковки, полученные в штампах, называются штамповками, а процесс — штамповкой. Сущность штамповки заключается в том, что обрабатываемую заготовку помещают в штамп и под давлением она заполняет полости штампа, приобретая при этом заданную форму.

Преимущества штамповки по сравнению с ковкой:

- а) Высокая производительность.
- б) Высокая точность размеров и шероховатость поверхности.
- в) Возможность получения изделий сложной формы с одинаковыми размерами.
- г) Не требуется высокая квалификация рабочих.
- д) Холодная калибровка поковок может заменять фрезерование, но волокна металла не режутся, что обеспечивает высокую прочность [20].

4.4 Разработка технологического процесса изготовления детали

Технологический процесс состоит из технологических операций, а операции — из установок и позиций, переходов, рабочих и вспомогательных ходов.

До начала выполнения операций устанавливают вид и размер заготовки, идущей на выполнение изделий, оборудования, инструмента, приспособления и т.п. с указанием регламентации и их использования и назначением режима работы,

										Лист
										72
Изм.	Лист	№ док-м.	Подп.	Дата	23.05.01.2018.669 ПЗ					

определяют трудоёмкость, время и себестоимость процесса обработки, т.е. разрабатывают (проектируют) технологический процесс производства.

При проектировании технологического процесса обработки резанием операции запроецированного процесса определяют в зависимости от технической характеристики детали (конфигурации, размеров, материала, технических требований), способа получения заготовки, заданной программы, определяющей вид(тип) производства и организационной формы обработки поверхностей деталей с установлением плана, способов и последовательности выполнения операций.

4.4.1 Технологический процесс

05 Фрезерно-центровальная обработка

Станок: Фрезерно-центровальный МР-71М, технические характеристики которого приведены в таблице В.1 Приложения В.

I Установка (рисунок 4.1)

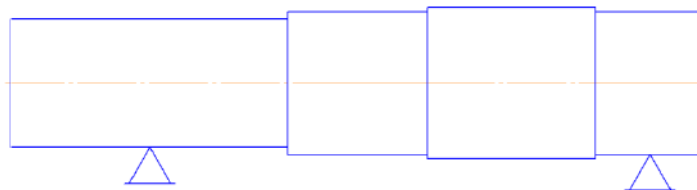


Рисунок 4.1 – Схема установки заготовки на фрезерно-центровальном станке

II Фрезеруем 2 торца торцовыми фрезами (рисунок 4.2)

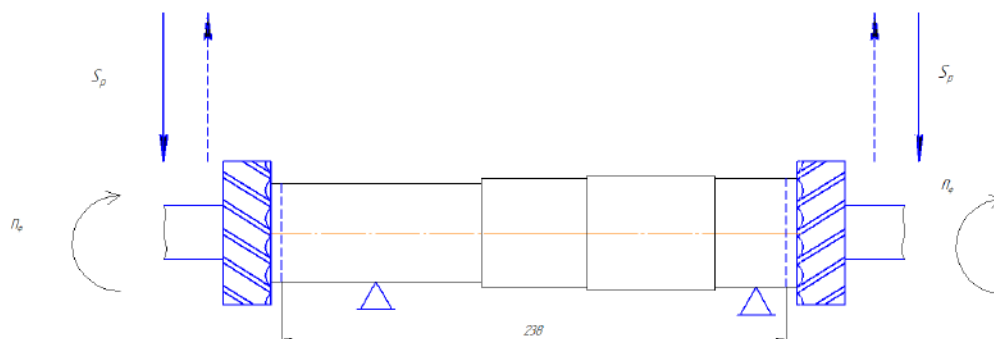


Рисунок 4.2 – Обработка торцов вала

Инструмент: Фреза торцевая ГОСТ 26595-85, Т15К6.

									Лист
									73
Изм.	Лист	№ док.м.	Подп.	Дата	23.05.01.2018.669 ПЗ				

III Получение отверстий сверлением (рисунок 4.3)

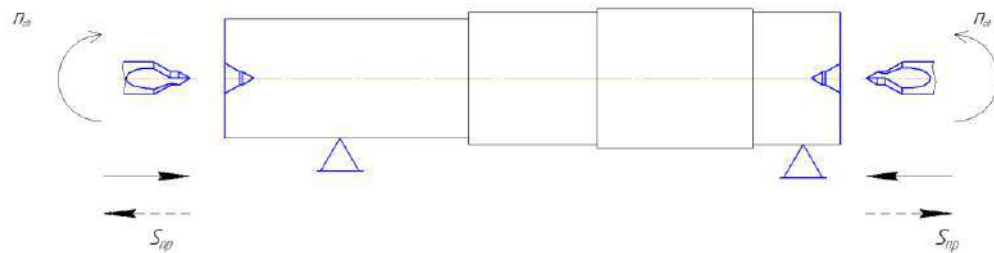


Рисунок 4.3 – Получение центровых отверстий

Инструмент: Сверло центровочное 2317-0108 ГОСТ 14952-75, P6M5.

10 Токарная обработка (рисунок 4.4)

Точить поверхности.

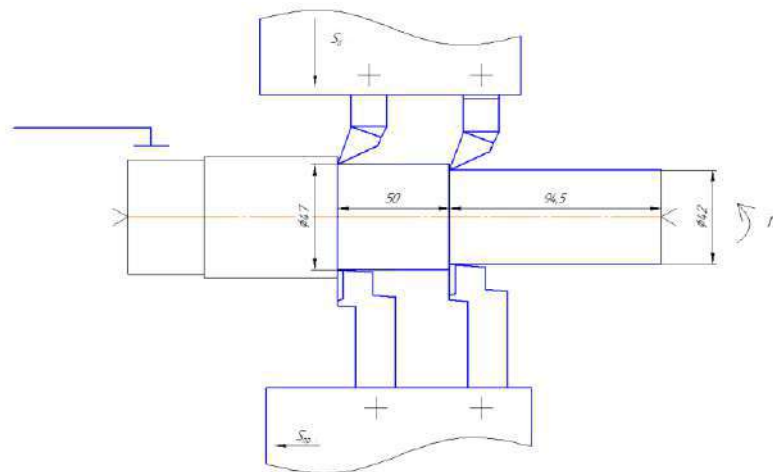


Рисунок 4.4 – Токарная обработка

Станок: Многорезцовый полуавтомат НТ-600, технические характеристики которого приведены в таблице В.2 Приложения В предназначен для черновой и получистовой обработки.

Режущий инструмент: 2 проходных резца Т15К6, 2 подрезных отогнутых резца Т15К6.

15 Токарная обработка (рисунок 4.5)

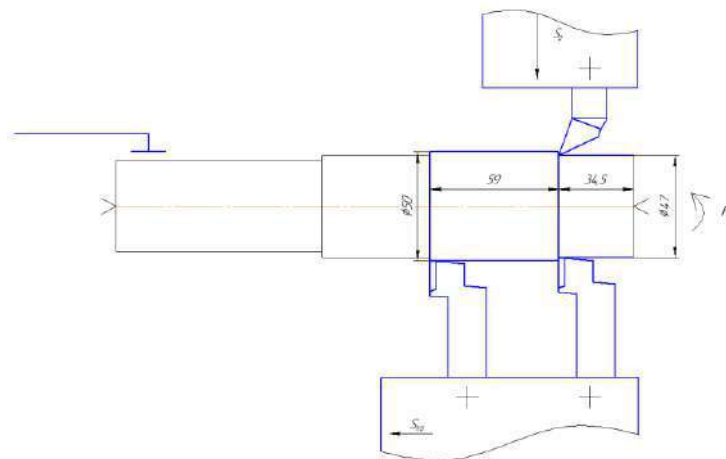


Рисунок 4.5 – Токарная обработка

Станок: Многорезцовый полуавтомат НТ-600.

Режущий инструмент: 2 проходных резца Т15К6, 1 подрезной отогнутый резец Т15К6.

20 Токарная обработка (рисунок 4.6)

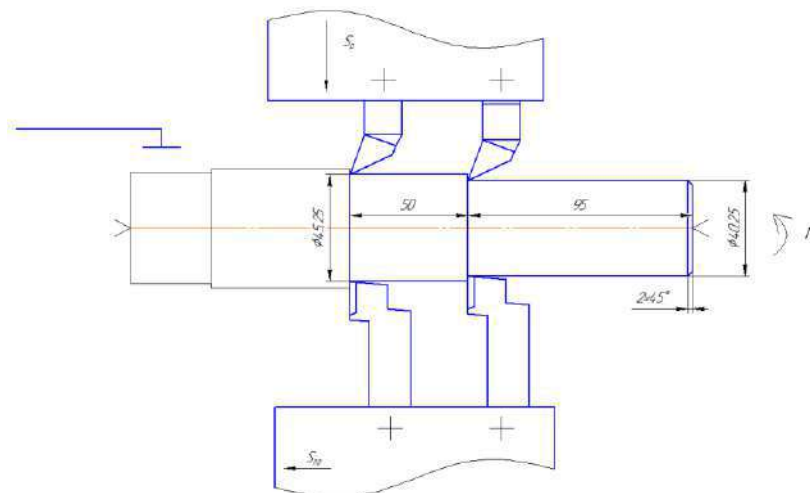


Рисунок 4.6 – Токарная обработка

Станок: Многорезцовый полуавтомат НТ-506, технические характеристики которого приведены в таблице В.2 Приложения В предназначен для чистовой и получистовой обработки.

Точить поверхность, снять фаску.

Режущий инструмент: 2 проходных резца Т15К6, 2 подрезных отогнутых резца Т15К6.

Изм.	Лист	№ док.м.	Подп.	Дата

23.05.01.2018.669 ПЗ

Лист

75

25 Токарная обработка (рисунок 4.7)

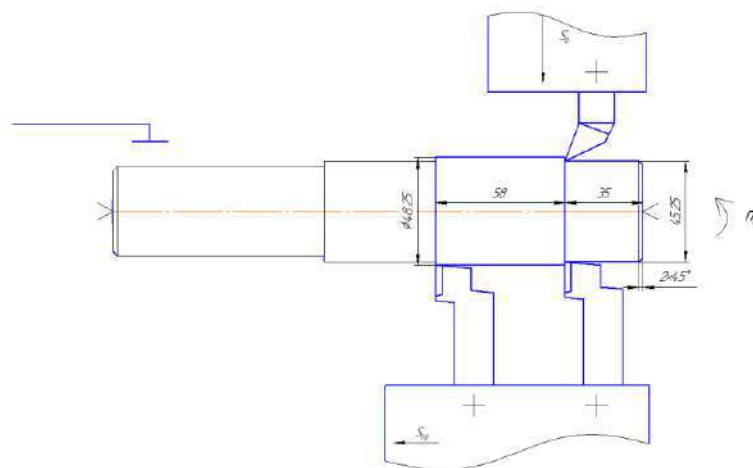


Рисунок 4.7 – Токарная обработка

Точить поверхность, снять фаску.

Станок: Многорезцовый полуавтомат НТ-506.

Режущий инструмент: 2 проходных резца Т15К6; 1 подрезной отогнутый резец Т15К6.

30 Фрезерная обработка (рисунок 4.8)

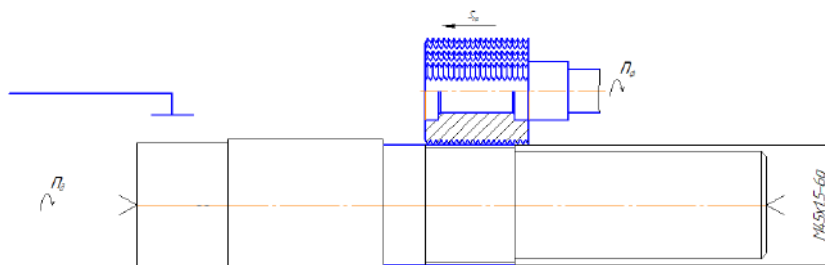


Рисунок 4.8 – Фрезерная обработка

Станок 5Б63 полуавтомат резьбофрезерный.

Технические характеристики резьбофрезерного полуавтомата 5Б63:

Наибольший диаметр заготовки, устанавливаемой над станиной – 450 мм; максимальный наружный диаметр фрезеруемой резьбы – 80 мм; пределы частот вращения шпинделя фрезерной головки – 160–2500 об/мин; пределы частот вращения шпинделя детали – 0,315–16 об/мин.

Режущий инструмент: фреза 2672–0687 6g ГОСТ 1336–77.

Изм.	Лист	№ док.м.	Подп.	Дата

23.05.01.2018.669 ПЗ

Лист

76

35 Фрезерная обработка (рисунок 4.9)

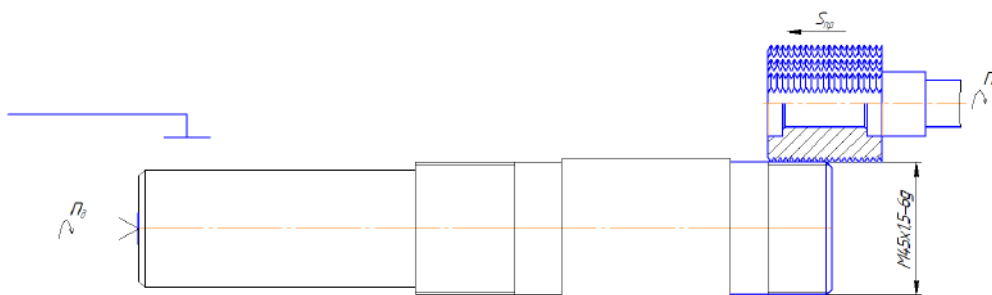


Рисунок 4.9 – Фрезерная обработка

Станок 5Б63 полуавтомат резьбофрезерный.

Режущий инструмент: фреза 2672–0687 6г ГОСТ 1336–77.

40 Шлицефрезерная обработка (рисунок 4.10)

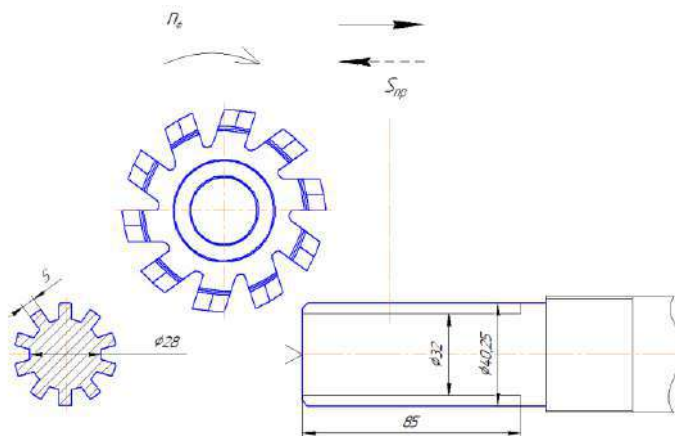


Рисунок 4.10 – Фрезерование шлицев

Станок 5А352ПФ2 полуавтомат шлицефрезерный горизонтальный с ЧПУ.

Станки модели 5А352ПФ2 предназначены для нарезания на валах прямобо-
чных и эвольвентных шлицев, а также зубьев прямозубых и косозубых цилиндри-
ческих колес червячными фрезами методом обкатки. Технические характери-
стики представлены в таблице В.3 Приложения В.

Режущий инструмент: Фреза 2520-0778 С ГОСТ 8027-86.

45 Фрезерная обработка (рисунок 4.11)

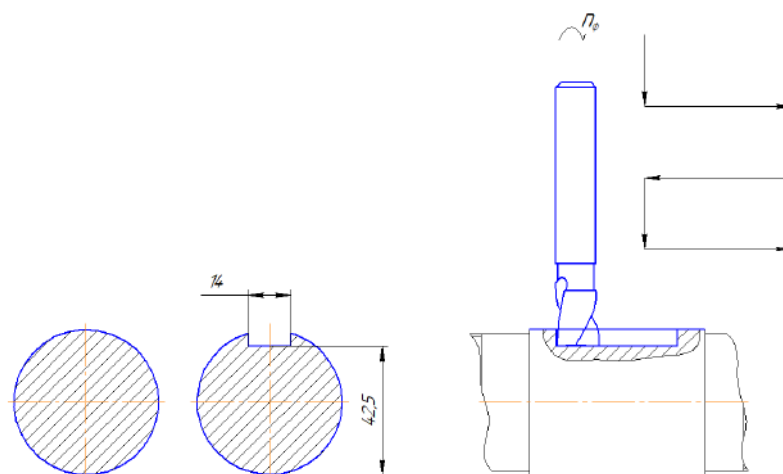


Рисунок 4.11 – Фрезерование шпоночного паза

Станок: Шпоночно-фрезерный 692Д, технические характеристики которого приведены в таблице В.4 Приложения В.

Маятниковая подача.

Режущий инструмент: Фреза 2234-0371 ГОСТ 9140-78, Т15К6.

50 Термическая обработка

Закалка при 860 °С, отпуск в масле при 500°С

55 Шлифование (рисунок 4.12)

Станок: круглошлифовальный полуавтомат ЗМ–194, характеристики которого представлены в таблице В.5 Приложения В.

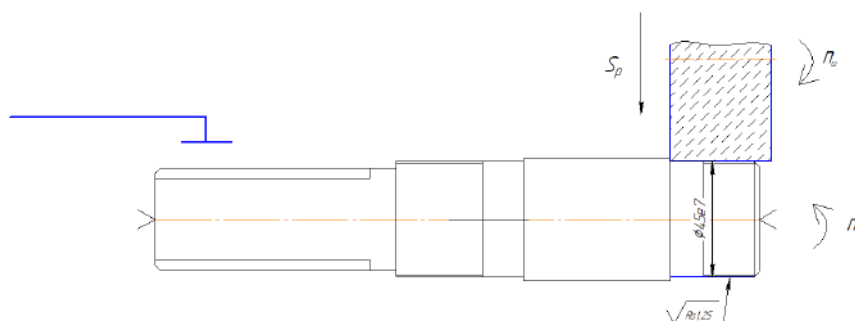


Рисунок 4.12 – Шлифование вала

Режущий инструмент: ПП 80x40x20 25А 40 С2 6 К1.

					23.05.01.2018.669 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ док.м.	Подп.	Дата		78

70 Шлифование (рисунок 4.15)

Станок: кругошлифовальный полуавтомат 3М-194.

Режущий инструмент: шлифовальный круг ПП 100x50x32 25А 40 С2 6 К1 [22].

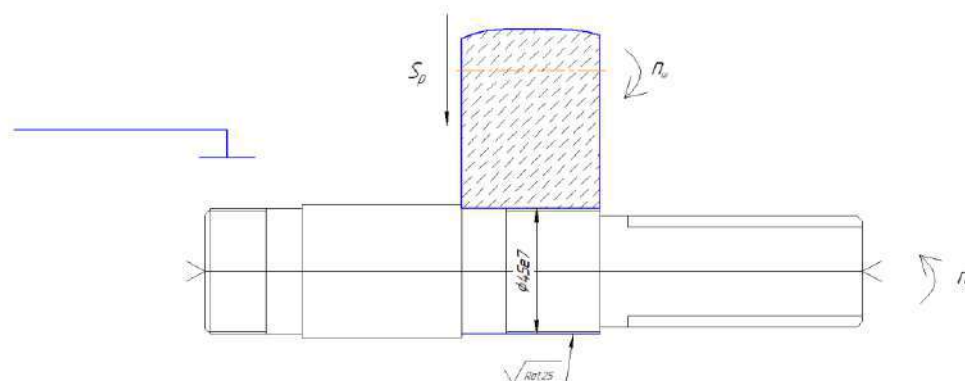


Рисунок 4.15 – Шлифование вала

4.4.2 Расчет режимов резания

Расчет режимов резания для 10 операции, цилиндрической поверхности диаметром 51 мм

Определяем подачу:

$D_1=51$;

Глубина резания $t=2$ мм;

Подача: $S = 0,5-0,9$ мм, принимаем $S=0,7$ мм по паспорту станка.

Скорость резания:

$$V = \frac{C_V}{T^{m_t} \cdot t^x \cdot S^y} K_V, \quad (4.1)$$

где T – стойкость, сколько минут резец должен проработать без его переточки.

$T= 30-60$ минут, для одноинструментальных станков, примем $T=45$ минут.

Для многоинструментальных станков:

$$T_{ми} = T \cdot K_{ти}, \quad (4.2)$$

									Лист
									80
Изм.	Лист	№ док.м.	Подп.	Дата	23.05.01.2018.669 ПЗ				

$$K_{\text{ти}}=2,$$

$$T_{\text{ми}}=45 \cdot 2=90 \text{ мин.}$$

Материал режущего инструмента Т15К6, подача $S=0,7$, тогда:

$$C_v=350, x=0,15, y=0,35, m=0,2.$$

$$K_v=K_{\text{mv}} \cdot K_{\text{пв}} \cdot K_{\text{ив}}, \quad (4.3)$$

$$K_{\text{mv}}=K_r \cdot \left(\frac{750}{\sigma_B}\right)^{n_v}. \quad (4.4)$$

Предел прочности $\sigma_B = 980$ МПа; $K_r=1$; $n_v=1.75$ тогда:

$$K_{\text{mv}}=1 \cdot \left(\frac{750}{980}\right)^{1,75} = 0,63;$$

$$K_{\text{пв}}=0,8;$$

$$K_{\text{ив}}=1;$$

$$K_v=0,63 \cdot 0,8 \cdot 1=0,504.$$

Найдем V :

$$V = \frac{350}{90^{0,2} \cdot 2^{0,15} \cdot 0,7^{0,35}} \cdot 0,504 = 73 \frac{\text{м}}{\text{мин}}.$$

$$n = \frac{V \cdot 1000}{\pi \cdot d}, \quad (4.5)$$

$$n = \frac{73 \cdot 1000}{\pi \cdot 51} = 450 \frac{\text{об}}{\text{мин}},$$

$$\text{Тогда } V_{\text{фактич}} = \frac{\pi \cdot 51 \cdot 450}{1000} = 72 \frac{\text{м}}{\text{мин}}.$$

Определим мощность

$$N = \frac{P_z \cdot V}{1020 \cdot 60}. \quad (4.6)$$

Определим силу резания:

$$P_z = 10 \cdot C_p \cdot t^x \cdot S^y \cdot V^n \cdot K_p, \quad (4.7)$$

Расчет режимов резания для 55 операции, цилиндрической поверхности диаметром 45 мм

Исходные данные

Шлифуемый вал $\varnothing 45$ мм

Точность: 7 квалитет

Шероховатость: $R_a 1.25$

Материал: 40Х

НРС 48...52

Припуск на диаметр $h=0,25$ мм

Выбираем шлифовальный круг (рисунок 4.16): белый электрокорунд 25А.

Зернистость: 40.

Связка: керамическая К1.

Твердость круга: выбираем С2.

Структура шлифования: выбираем номер 6.

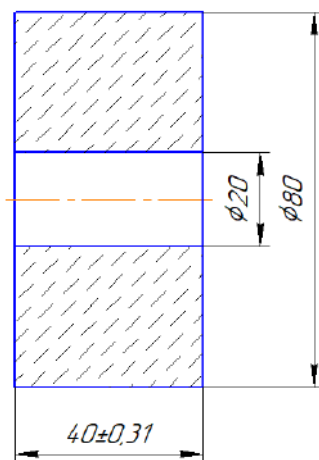


Рисунок 4.16 – Шлифовальный круг

Маркировка инструмента: ПП 80x40x20 25А 40 С2 6 К1.

Скорость резания:

$$V_p = V_{ш} = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{1000}, \quad (4.10)$$

$$V_p = V_{ш} = \frac{\pi \cdot 80 \cdot 1300}{1000 \cdot 60} = 5,4 \frac{м}{с}.$$

Изм.	Лист	№ док.м.	Подп.	Дата

23.05.01.2018.669 ПЗ

Лист

84

Обороты детали

$$n = \frac{V_d \cdot 1000}{\pi \cdot d}; \quad (4.11)$$

$$V_d = 12-120 \frac{\text{м}}{\text{мин}},$$

примем $V_d = 20 \frac{\text{м}}{\text{мин}}$ тогда:

$$n = \frac{20 \cdot 1000}{\pi \cdot 45} = 141 \frac{\text{об}}{\text{мин}}.$$

Радиальная подача: $S_p = 0,001-0,005$, примем $0,003$.

Мощность:

$$N = C_N \cdot V_d^r \cdot S_p^y \cdot d^q \cdot b^z, \quad (4.12)$$

$C_N = 0,14$; $r = 0,8$; $y = 0,55$; $q = 0,2$; $z = 1$, тогда:

$N = 0,14 \cdot 20^{0,8} \cdot 0,003^{0,55} \cdot 45^{0,2} \cdot 33^1 = 4,5 \text{ кВт}$, по паспорту станка $N = 25 \text{ кВт}$, значит станок подходит [22].

Расчет режимов резания для 60 операции, цилиндрической поверхности диаметром 48 мм

Исходные данные:

Шлифуемый вал $\varnothing 48 \text{ мм}$

Точность: 6 квалитет

Шероховатость: $R_a 1,25$

Материал: 40Х

HRC 48...52

Припуск на диаметр $h = 0,25 \text{ мм}$

Выбираем шлифовальный круг (рисунок 4.17): белый электрокорунд 25А.

Зернистость: 40.

Связка: керамическая К1.

Твердость круга: выбираем С2.

Структура шлифования: выбираем номер 6.

									Лист
									85
Изм.	Лист	№ док.м.	Подп.	Дата	23.05.01.2018.669 ПЗ				

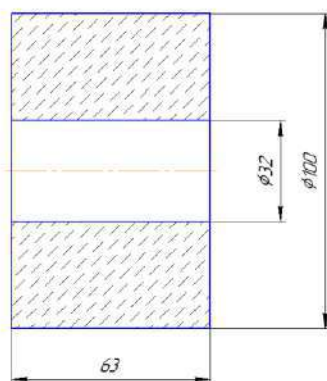


Рисунок 4.17 – Шлифовальный круг

Маркировка инструмента: ПП 100х63х32 25А 40 С2 6 К1.

Скорость резания по формуле (4.10)

$$V_p = V_{ш} = \frac{\pi \cdot 100 \cdot 1300}{1000 \cdot 60} = 6,8 \frac{м}{с}.$$

Обороты детали по формуле (4.4.2.11)

$$V_d = 12-120 \frac{м}{мин},$$

примем $V_d = 20 \frac{м}{мин}$ тогда:

$$n = \frac{20 \cdot 1000}{\pi \cdot 48} = 133 \frac{об}{мин}.$$

Радиальная подача: $S_p = 0,001-0,005$, примем 0,003.

Мощность по формуле (4.12)

$C_N = 0,14$; $r = 0,8$; $y = 0,55$; $q = 0,2$; $z = 1$, тогда:

$N = 0,14 \cdot 20^{0,8} \cdot 0,003^{0,55} \cdot 48^{0,2} \cdot 58^1 = 7,9 \text{ кВт}$, по паспорту станка $N = 25 \text{ кВт}$, значит станок подходит [22].

Вывод по разделу четыре

В ходе выполнения технологической части выпускной квалификационной работы был выбран необходимый вид термической обработки, выполнен чертеж детали (вала) с указаниями по точности, шероховатости, выбран для детали метод получения заготовки, разработан технологический процесс изготовления детали, выбрана последовательность операций, для каждой операции выбрано оборудование с указанием основных характеристик и инструмент.

										Лист
										86
Изм.	Лист	№ док.м.	Подп.	Дата	23.05.01.2018.669 ПЗ					

5.3 Общие требования безопасности, предъявляемые к конструкции автомобиля

а) схема включения указателей поворота должна обеспечивать их одновременное включение в аварийном режиме независимо от включения зажигания (ГОСТ 21398-89);

б) автомобиль должен оснащаться рабочей, запасной, стояночной и вспомогательной тормозной системой;

в) в соответствии с ГОСТ 52432-2005 тормозные системы оборудуются системой сигнализации и контроля состояния;

г) автомобили оборудуются антиблокировочной системой (АБС) для сохранения устойчивости при торможении с повышенной эффективностью при различных коэффициентах сцепления колёс с дорогой;

д) наружные поверхности кабины и кузова автомобиля не должны иметь выступающих частей, травмоопасных для других участников дорожного движения;

5.4 Электрический ток

Электротравматизм составляет небольшой процент, но по числу травм с тяжёлым и летальным исходом занимает одно из первых мест.

Проходя через организм человека, электроток производит термическое, электролитическое, механическое, биологическое, световое воздействие.

Согласно ГОСТ 12.1.019 «ССБТ. Электробезопасность. Общие требования» степень опасного и вредного воздействия на человека электрического тока зависит от силы тока, напряжения, рода тока, частоты электрического тока и пути прохождения через тело человека, продолжительности воздействия и условий внешней среды.

Сила тока – главный фактор, от которого зависит исход поражения: чем больше сила тока, тем опаснее последствия. Сила тока (в амперах) зависит от приложенного напряжения (в вольтах) и электрического сопротивления организма (в омах).

									Лист
									90
Изм.	Лист	№ док-м.	Подп.	Дата	23.05.01.2018.669 ПЗ				

По степени воздействия на человека различают три пороговых значения тока: осязательный, неотпускающий и фибрилляционный.

Осязательный – это такой электрический ток, который при прохождении через организм вызывает осязательное раздражение. Минимальная величина, которую начинает ощущать человек при переменном токе с частотой 50 Гц, составляет 0,6–1,5 мА.

Неотпускающий – ток, при котором непреодолимые судорожные сокращения мышц руки, ноги или других частей тела не позволяют пострадавшему самостоятельно оторваться от токоведущих частей (10,0–15,0 мА).

Фибрилляционный – ток, вызывающий при прохождении через организм фибрилляцию сердца – быстрые хаотические и разновременные сокращения волокон сердечной мышцы, приводящие к его остановке (90,0–100,0 мА).

Допустимый – ток, при котором человек может самостоятельно освободиться от электрической цепи. Его величина зависит от скорости прохождения тока через тело человека: при длительности действия более 10 с – 2 мА, а при 120 с и менее – 6 мА.

Безопасным напряжением считают 36 В (для светильников местного стационарного освещения, переносных светильников и т. д.) и 12 В (для переносных светильников при работе внутри металлических резервуаров, котлов). Но при определенных ситуациях и такие напряжения могут представлять опасность.

В производственных процессах используются два рода тока – постоянный и переменный. Они оказывают различное воздействие на организм при напряжениях до 500 В. Опасность поражения постоянным током меньше, чем переменным. Наибольшую опасность представляет ток частотой 50 Гц, которая является стандартной для отечественных электрических сетей.

Путь, по которому электрический ток проходит через тело человека, во многом определяет степень поражения организма. Возможны следующие варианты направлений движения тока по телу человека:

– ток течет от одной руки к другой, т. е. «рука-рука»;

										Лист
										91
Изм.	Лист	№ док.	Подп.	Дата	23.05.01.2018.669 ПЗ					

– при касании одной рукой к источнику путь тока замыкается через обе ноги на землю, т.е. «рука-ноги»;

– «руки-ноги»;

– каждая из ног получает разный потенциал напряжения, в результате возникает шаговое напряжение и электрическая цепь «нога-нога»;

– «голова-руки», «голова-ноги».

Наиболее опасными являются варианты «голова-руки», «голова-ноги», «руки-ноги» (петля полная). Потому что пораженными оказываются жизненно важные органы – сердце и головной мозг.

Условия внешней среды могут повысить опасность поражения электрическим током. Так повышенная температура и влажность, металлический или другой токопроводящий пол увеличивают опасность поражения током.

Для обеспечения защиты от электрического воздействия необходимо точное соблюдение правил технической эксплуатации электроустановок и проведение мероприятий по защите от электротравматизма.

ГОСТ 12.1.038-82 устанавливает предельно допустимые напряжения и токи, протекающие через тело человека при нормальном (неаварийном) режиме работы электроустановок производственного и бытового назначения постоянного и переменного тока частотой 50 и 400 Гц. Для переменного тока 50 Гц допустимое значение напряжения прикосновения составляет 2 В, а силы тока – 0,3 мА, для тока частотой 400 Гц – соответственно 2 В и 0,4 мА; для постоянного тока – 8В и 1,0 мА (эти данные приведены для продолжительности воздействия не более 10 мин в сутки).

Мерами и способами обеспечения электробезопасности служат:

– применение безопасного напряжения;

– контроль изоляции электрических проводов;

– исключение случайного прикосновения к токоведущим частям (используют ограждения в виде переносных щитов, стенок, экранов);

– устройство защитного заземления и зануления;

– использование средств индивидуальной защиты;

									Лист
									92
Изм.	Лист	№ док.	Подп.	Дата	23.05.01.2018.669 ПЗ				

– соблюдение организационных мер обеспечения электробезопасности.

Защитное заземление – это преднамеренное электрическое соединение с землей или ее эквивалентом (металлоконструкция зданий и др.) металлических нетоковедущих частей, которые могут оказаться под напряжением.

Зануление – преднамеренное электрическое соединение с нулевым защитным проводником металлических нетоковедущих частей, которые могут оказаться под напряжением. Нулевой защитный проводник – это проводник, соединяющий заземляемые части с глухозаземленной нейтральной точкой обмотки источника тока или его эквивалентом.

Защитное отключение – это система защиты, обеспечивающая безопасность путем быстрого автоматического отключения электроустановки при возникновении в ней опасности поражения током. (продолжительность срабатывания – 0,1–0,2 с)

Средства индивидуальной защиты – подразделяются на изолирующие, вспомогательные, ограждающие. Изолирующие защитные средства обеспечивают электрическую изоляцию от токоведущих частей и земли. Они подразделяются на основные и дополнительные. К основным изолирующим средствам в электроустановках до 1000 В относят диэлектрические перчатки, инструмент с изолированными ручками. К дополнительным средствам – диэлектрические галоши, коврики, диэлектрические подставки [23].

5.5 Требования электробезопасности

а) Степень защиты оболочек электротехнических изделий должна соответствовать ГОСТ 14254.

б) На отверстиях для выводов и вентиляции должны быть установлены фильтры, предотвращающие попадание внутрь пара, пыли, газа и воды.

в) Электропроводка должна быть размещена таким образом, чтобы исключить механические воздействия, перегрев, воздействие электрического и магнитного полей, напряженность которых превышает допустимые нормы, и не создавать неудобств в работе обслуживающего персонала.

										Лист
										93
Изм.	Лист	№ док.	Подп.	Дата	23.05.01.2018.669 ПЗ					

г) В оборудовании должна быть предусмотрена защита электродвигателей от перегрузок при помощи тепловых реле, от короткого замыкания - при помощи плавких вставок предохранителей.

д) Прекращение, повторное включение энергоснабжения после перерыва или другие изменения энергоснабжения не должны приводить к опасным ситуациям.

е) Питание электротехнических изделий, установленных на движущихся частях машин и оборудования, а также передвижных машинах, должно осуществляться с помощью гибкого кабеля с медными жилами, устойчивого к многократным перегибам и истиранию, с разъёмными соединениями или специальных токосъемников.

Допускается применять многожильный гибкий провод в резиновом шланге.

Кабель и незащищенные провода, используемые для прокладки в пучках, должны быть с оболочкой из трудносгораемых или несгораемых материалов.

ж) Независимо от установленного способа защиты на всей электроаппаратуре напряжением более 42 В, а также на кожухах, закрывающих электроаппаратуру, должны быть нанесены предупреждающие знаки "Высокое напряжение" в соответствии с нормативными документами.

з) Защитное заземление или зануление корпусов машин и аппаратов с электрооборудованием или электропроводкой должно быть в соответствии с ГОСТ 12.2.007.0 и ГОСТ 12.1.030 [24].

5.6 Требования к конструкции электрооборудования

а) Оборудование не должно иметь острых углов, кромок и неровностей, представляющих опасность травмирования обслуживающего персонала. Компоновка составных частей оборудования должна обеспечивать свободный и удобный доступ к ним.

б) Конструкция оборудования должна исключать самопроизвольное ослабление крепления сборочных единиц и узлов, а также самопроизвольное перемещение подвижных элементов за пределы, не предусмотренные конструкцией.

									Лист
									94
Изм.	Лист	№ док.	Подп.	Дата	23.05.01.2018.669 ПЗ				

в) Машины, а также приводимые в движение аппараты должны быть оборудованы индивидуальными приводами или устройствами их отключения.

г) Оборудование должно быть оснащено предохранительными устройствами (клапанами, муфтами и др.), предотвращающими возникновение перегрузок элементов конструкции, приводящих к их разрушению и созданию аварийных ситуаций [24].

5.7 Требования к средствам защиты, входящим в оборудование

а) Все движущиеся, вращающиеся и выступающие части оборудования, вспомогательных механизмов, если они являются источником опасности для обслуживающего персонала, должны быть надежно ограждены или расположены так, чтобы исключить возможность его травмирования. Защитные ограждения должны соответствовать ГОСТ 12.2.062.

б) Конструкция и расположение средств защиты не должны ограничивать технологические возможности оборудования и должны обеспечивать удобство технического обслуживания.

в) Оборудование, травмоопасность которого может возникнуть под влиянием перегрузки, падения напряжения в электрической цепи, должно быть оснащено соответствующими предохранительными устройствами блокировки [24].

Вывод по разделу пять

В ходе выполнения данного раздела были рассмотрены вопросы безопасности, связанные с эксплуатацией активного автопоезда с электроприводом колес полуприцепа.

										Лист
										95
Изм.	Лист	№ док.м.	Подп.	Дата	23.05.01.2018.669 ПЗ					

6 ГРАЖДАНСКАЯ ОБОРОНА

Гражданская оборона (ГО) — это специально разработанная система действий и мероприятий, выражающихся в защите населения, культурных и материальных ценностей страны от возникающих в результате военных манипуляций или чрезвычайных происшествий опасностей. А также в подготовке и обучении людей в данной области.

Основные задачи ГО:

- а) обучение населения способам защиты от опасности;
- б) оповещение населения об опасности;
- в) эвакуация населения, материальных ценностей в безопасные районы;
- г) предоставление убежища;
- д) борьба с пожарами и т.д.

В случае военных действий возможен выход из строя электростанций, железнодорожных магистралей, что скажется на пропускной. Поэтому автомобиль может оказаться единственным видом транспорта, который будет возможно использовать. Автомобиль может передвигаться в условиях бездорожья в обход автомагистралей, по снежной целине с глубиной снежного покрова до 700мм.

Цельнометаллическая кабина, расположенная довольно высоко от поверхности земли (приблизительно 1000 мм), предохраняет водителя и пассажиров от проникновения радиационной пыли в кабину автомобиля и воздействия радиационного облучения.

В случае возникновения чрезвычайных ситуаций военного и невоенного характера, проектируемый автомобиль, обладая следующими особенностями конструкции: грузоподъемный, мобильный может использовать как для возведения различного рода строений: военных и гражданских объектов, так и для их оперативного восстановления.

Для того, чтобы использовать автомобиль в системе ГО, он должен быть доукомплектован следующими составляющими:

- а) специальными моющими установками для проведения дезактивации;

										Лист
										96
Изм.	Лист	№ док.м.	Подп.	Дата						

23.05.01.2018.669 ПЗ

г) расходы на демонтаж оборудования, затраты на материалы, детали, покупные полуфабрикаты, используемые при наладке оборудования;

д) расходы, связанные с эксплуатацией основных средств, непосредственно задействованных в производстве;

е) амортизационные отчисления по нематериальным активам, используемым в производстве;

ж) стоимость недостач и потерь от простоев, порчи ценностей в производстве и на складах и т. п.

Общехозяйственные расходы – расходы, непосредственно не связанные с производственным процессом (28% от заработной платы производственных рабочих). К ним относятся:

а) административно-управленческие расходы;

б) содержание общехозяйственного персонала;

в) амортизационные отчисления и расходы на ремонт основных средств управленческого и общехозяйственного назначения;

г) арендная плата за помещения общехозяйственного назначения;

д) расходы по оплате информационных, аудиторских, консультационных и т.п. услуг;

е) другие аналогичные по назначению управленческие расходы.

Затраты на оплату труда – это заработная плата рабочих (табл. 7.3).

Отчисления в ФСС – это обязательные страховые взносы в Фонды социального страхования, составляют 30% от заработной платы (табл. 7.3).

Коммерческие расходы – это затраты, связанные с продажей продукции, товаров, работ, услуг (0,5% от производственной себестоимости).

К коммерческим расходам относятся издержки:

а) на затаривание и упаковку;

б) по доставке, погрузке и т. п.;

в) на комиссионные сборы (отчисления), уплачиваемые посредническим организациям;

										Лист
										102
Изм.	Лист	№ док.	Подп.	Дата						

23.05.01.2018.669 ПЗ

Таблица 7.12 – Финансовые результаты

Наименование показателей	2019 год	2020 год	2021 год
	руб.	руб.	руб.
1 Общая выручка от реализации продукции	83 735 027	83 735 027	83 735 027
2 НДС от реализации выпускаемой продукции	15 072 305	15 072 305	15 072 305
3 Общая выручка от реализации продукции по проекту без НДС	68 662 722	68 662 722	68 662 722
4 Суммарные затраты на производство и сбыт продукции	54 586 067	54 586 067	54 586 067
5 Амортизация	39 050	39 050	39 050
6 Прибыль от продаж по проекту	14 037 605	14 037 605	14 037 605
7 Прибыль до налогообложения	14 037 605	14 037 605	14 037 605
8 Налог на прибыль (20%)	2 807 521	2 807 521	2 807 521
9 Чистая прибыль	11 230 084	11 230 084	11 230 084
10 Налоги и платежи в бюджет	17 879 826	17 879 826	17 879 826

Оценка эффективности проекта

К основным показателям, используемым для оценки эффективности проекта используются:

- чистый дисконтированный доход;
- индексы доходности инвестиций;
- срок окупаемости.

1. Чистый дисконтированный доход рассчитан по формуле 7.1.

$$\text{ЧДД} = \sum_{t=1}^T (R_t - Z_t) \cdot a_t - \sum_{t=1}^T K_t \cdot a_t \quad (7.1)$$

где R_t – поступления от реализации проекта, руб.;

Z_t – текущие затраты на реализацию проекта, руб.;

a_t – коэффициент дисконтирования;

K_t – капитальные вложения в проект, руб.;

t – номер временного интервала реализации проекта;

T – срок реализации проекта (во временных интервалах).

Критерий эффективности инвестиционного проекта выражается следующим образом: $ЧДД > 0$. Положительное значение чистого дисконтированного дохода говорит о том, что проект эффективен и может приносить прибыль в установленном объеме. Отрицательная величина чистого дисконтированного дохода свидетельствует о неэффективности проекта (т.е. при заданной норме прибыли проект приносит убытки предприятию и/или его инвесторам).

2. Индекс доходности инвестиций (ИД) рассчитан по формуле 7.2.

$$ИД = \frac{\sum_{t=1}^T (R_t - 3t) \cdot a_t}{\sum_{t=1}^T K_t \cdot a_t}, \quad (7.2)$$

Эффективным считается проект, индекс доходности которого выше единицы, т.е. сумма дисконтированных текущих доходов (поступлений) по проекту превышает величину дисконтированных капитальных вложений.

3. Срок окупаемости инвестиций ($T_{ок}$) рассчитан по формуле 7.3.

$$T = \frac{K}{P_{ч} + A} \leq T_{эо} \text{ или } T = \frac{K}{D_{ч}} \leq T_{эо}, \quad (7.3)$$

где T – срок окупаемости инвестиционного проекта, годы;

$P_{ч}$ – чистые поступления (чистая прибыль) в первый год реализации инвестиционного проекта при равномерном поступлении доходов за весь срок окупаемости, руб.;

K – полная сумма расходов на реализацию инвестиционного проекта, включая затраты на научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы, руб.;

P_i – чистые поступления (чистая прибыль) в i -м году, руб.;

$T_{эо}$ – экономически оправданный срок окупаемости инвестиций, определяется руководством фирмы субъективно, годы;

									Лист
									108
Изм.	Лист	№ док.	Подп.	Дата	23.05.01.2018.669 ПЗ				

Ставка, по которой происходит дисконтирование, называется ставкой дисконтирования (дисконта), а множитель a_t , рассчитываемый по формуле 7.4, – коэффициентом дисконтирования.

$$a_t = \frac{1}{(1+E)^t}, \quad (7.4)$$

где t – номер шага расчета,

E – ставка дисконтирования.

Ориентировочные величины поправок на риск неполучения предусмотренных проектом доходов представлены в таблице 7.13.

Таблица 7.13 - Ориентировочная величина поправок на риск неполучения предусмотренных проектом доходов

Величина риска	Пример цели проекта	Величина поправки на риск, %
Низкий	Вложения в развитие производства на базе освоенной техники	3 - 5
Средний	Увеличение объема продаж существующей продукции	8 - 10
Высокий	Производство и продвижение на рынок нового продукта	13 - 15
Очень высокий	Вложения в исследования и инновации	18 - 20

Горизонт расчета составляет 3 года, шаг расчета равен 1 год. Ставка дисконтирования составляет 14% (учитывая ставку рефинансирования ЦБ 7,75% на момент расчета и поправку на риск 13%).

Денежные потоки предприятия по годам от операционной, финансовой и инвестиционной деятельности представлены в таблице Г.1 Приложения Г.

Достаточность денежных средств предприятия на осуществление проекта в течение 3 лет подтверждает положительное сальдо денежных средств.

Денежные поступления от продажи продукции – это выручки по проекту, денежные выплаты – это текущие суммарные затраты по проекту.

устраняются мерами, предусмотренными организационно-экономическим механизмом проекта.

Для оценки устойчивости проекта в работе будет использован метод расчета точки безубыточности.

Точка безубыточности (ТБ) определена по формуле 7.4.

$$ТБ = \frac{TF}{(P-ATV)}, \quad (7.4)$$

где TF – постоянные затраты, размер которых напрямую не связан с объемом производства продукции, руб.,

P – цена за единицу продукции, руб.,

ATV – переменные затраты, величина которых изменяется с изменением объема производства продукции, руб./ед.

Данные для расчета точки безубыточности представлены в таблице 7.14.

Таблица 7.14 – Исходные данные для расчета точки безубыточности

Обозначения	Показатели	Сумма
P	цена (без НДС)	7 096 189
ATV	переменные расходы на 1 изд.	5 458 607
ATF	постоянные расходы на 1 изд.	156 489
ATV+ATF	себестоимость одного изд.	5 615 096

Таким образом точка безубыточности:

$$ТБ = \frac{156\,489 \cdot 10}{(7\,096\,189 - 5\,458\,607)} \approx 1 \text{ шт.}$$

График точки безубыточности изображен на рисунке 7.1.

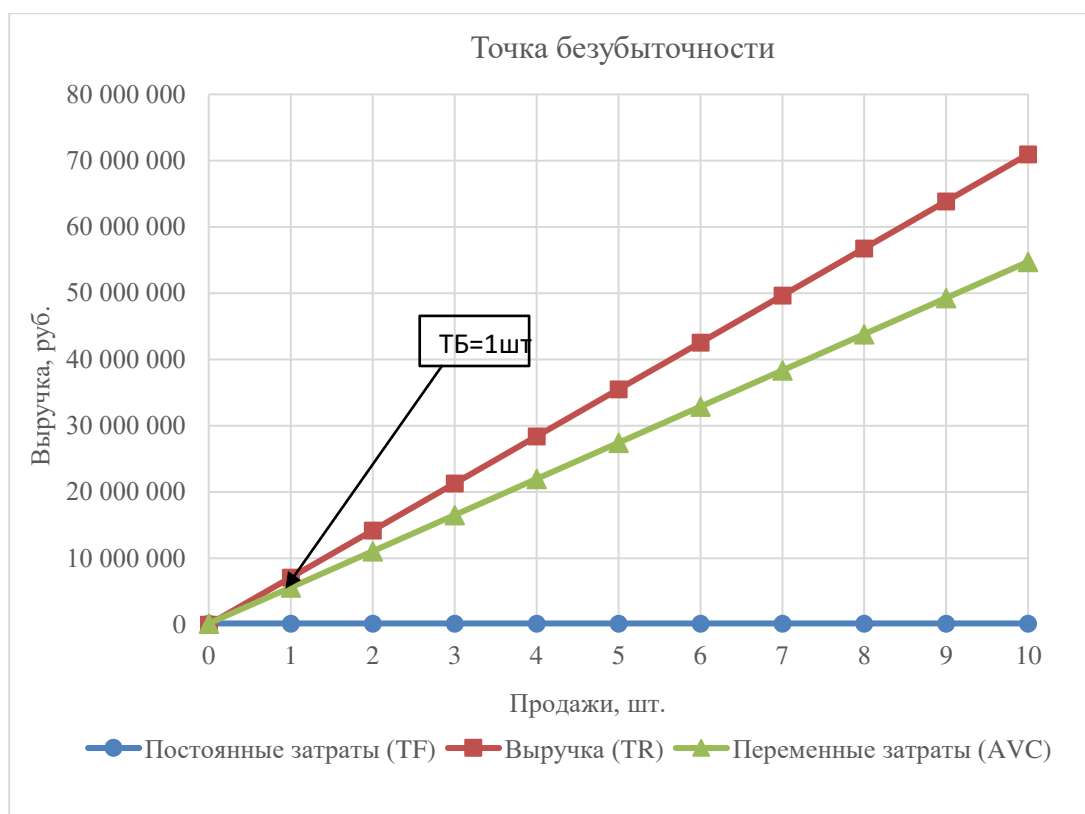


Рисунок 7.1 – График точки безубыточности

Таким образом, безубыточный объем продаж составляет 10% от планируемого объема производства и реализации в первом году реализации проекта.

Обычно проект считается устойчивым, если в расчетах по проекту в целом уровень безубыточности не превышает 0,6 - 0,7 после освоения проектных мощностей. Близость уровня безубыточности к 1 (100 %), как правило, свидетельствует о недостаточной устойчивости проекта к колебаниям спроса на продукцию на данном шаге.

По итогам анализа можно сделать вывод об устойчивости проекта, т. к. уровень безубыточности меньше предельно допустимого значения [26].

Вывод по разделу семь

В данном разделе была проведена оценка экономической целесообразности внедрения в производство активного автопоезда. По результатам расчетов установлена экономическая эффективность и окупаемость данного технического решения.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Тягово-динамический расчет автопоезда в составе с седельным тягачом УРАЛ
NEXT 44202-5311-47 и полуприцепом ППБ 20Б–21-12 УСТ 94651

1 Исходные данные для расчета

Таблица А.1 – Исходные данные объекта расчёта пассивного автопоезда в составе с седельным тягачом УРАЛ NEXT 44202-5311-47 и полуприцепом ППБ 20Б–21-12 УСТ 9451

Краткая техническая характеристика автомобиля			
параметры	обозначение	размерность	
Модель автомобиля			грузовой
Колесная формула			10X6
Нагрузка на седельно-сцепное устройство	M_{ccy}	кг	12000
Полная масса автомобиля	M_a	кг	36100
Масса, соответствующая сцепному весу	m'_a		21300
Распределение нагрузки по осям	Z_1	кН	5300
	Z_2	кН	8000
	Z_3	кН	8000
Тип и модель двигателя	дизельный		
Передаточные числа КП	U1		6,58
	U2		4,68
	U3		3,48
	U4		2,62
	U5		1,89
	U6		1,35
	U7		1,00
	U8		0,75
	R		8,97
Передаточные числа раздаточной коробки	U_{PK1}		1,04
	U_{PK2}		2,15
Передаточное число главной передачи	U0		7,49
Колея передних колес	B	мм	2040
Высота автомобиля	H _a	мм	2952
Размерность шин			425/85 R21
Радиус колеса	r _к	м	0,592
Коэффициент обтекаемости	C _x		1
Номинальная мощность двигателя	$N_{e \max}$	кВт (л.с.)	229 (312)
Удельный расход топлива при номинальной мощности двигателя	g_N	$\frac{\Gamma}{\text{кВт}\cdot\text{ч}}$	234

Кривая крутящего момента строится по формуле:

$$M_e = \frac{9550 \cdot N_e}{n}. \quad (\text{A.2})$$

Кривая удельного эффективного расхода топлива строится по следующей статистической зависимости

$$g_x = g_N \cdot \left(1,2 - 1,2 \cdot \left(\frac{n}{n_N} \right) + \left(\frac{n}{n_N} \right)^2 \right), \quad (\text{A.3})$$

где g_x , g_N , n – соответственно удельный эффективный расход топлива в расчетной точке характеристики, удельный расход при максимальной мощности двигателя и произвольная, в пределах рабочей зоны, частота вращения вала двигателя [8].

3 Тяговый баланс автомобиля

Тяговый баланс автомобиля – это зависимость силы тяги на ведущих колёсах автомобиля P_k [Н] для различных передаточных чисел в трансмиссии, а также сил сопротивления качению P_f [Н] и воздуха P_w [Н] от скорости движения v_a [км/ч].

Зависимости для P_k строятся для всех ступеней в основной коробке передач. Для автомобилей, имеющих раздаточную коробку, строится также дополнительная кривая для случая одновременного включения первой передачи в основной коробке и низшей – в раздаточной.

Силы тяги и скорости по передачам определяются по формулам:

$$P_k = \frac{M_e \cdot u_{кп} \cdot u_0 \cdot \eta_M}{r_k}, \quad (\text{A.4})$$

$$V_a = 0,377 \cdot \frac{n_e \cdot r_k}{u_{кп} \cdot u_0}. \quad (\text{A.5})$$

На графике тягового баланса нанесены границы силы тяги на ведущих колёсах по сцеплению с поверхностью пути гружёного автомобиля (автопоезда) P_ϕ при следующих значениях коэффициента сцепления:

$\phi = 0,8$ (сухой шероховатый асфальтобетон);

$\phi = 0,6$ (сухая грунтовая дорога или щебёночное покрытие);

$\phi = 0,4$ (мокрый и грязный асфальтобетон);

$\phi = 0,2$ (обледенелая или укатанная снежная дорога).

Силы тяги по сцеплению ведущих колёс с опорной поверхностью подсчитываются по формуле:

$$P_\phi = G'_a \cdot \phi = m'_a \cdot 9,8 \cdot \phi, \quad (\text{A.6})$$

где G'_a - сцепной вес автомобиля или автопоезда (вес, приходящийся на его ведущие колёса);

m'_a - масса, соответствующая сцепному весу автомобиля (автопоезда).

Сопротивление качению при малой скорости ($V_a < 20$ км/ч) принимаем равным: $f_{01} = 0,015$ (асфальтобетонное шоссе в хорошем состоянии); $f_{02} = 0,030$ (сухая укатанная грунтовая дорога).

Силы сопротивления качению подсчитываются по формуле:

$$P_f = f_0 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-5} \cdot V_a^2) \cdot G_a. \quad (\text{A.7})$$

Сила сопротивления воздуха определяется из выражения:

$$P_w = 0,5 \cdot C_x \cdot \rho_v \cdot F \cdot \left(\frac{V_a}{3,6} \right)^2, \quad (\text{A.8})$$

где C_x – коэффициент обтекаемости автомобиля ($C_x = 1$);

										Лист
										121
Изм.	Лист	№ док.м.	Подп.	Дата	23.05.01.2018.669 ПЗ					

$\rho_v \sim 1,220$ кг/м – плотность воздуха;

F – площадь миделева сечения для автомобиля, м ;

$$F = \alpha_{mc} \cdot V_{max} \cdot H_a, \quad (A.9)$$

V_{max} – наибольшая колея автомобиля, м;

H_a – высота автомобиля, м;

$\alpha_{mc} = 0,85 \dots 1,15$ - коэффициент, определяемый типом автомобиля.

В первом приближении можно принять $\alpha_{mc} = 1,0$.

Подсчитанные значения v_a , P_k , P_ϕ , P_w и P_f заносятся в таблицы, по которым строится график тягового баланса автомобиля.

Таблица А.2 – Результаты расчета тягового баланса пассивного автопоезда

n_e	M_e	Скорость автомобиля V_a и сила тяги P_k при движении на передаче									
		I*		I		II		III		IV	
		V_a	P_k	V_a	P_k	V_a	P_k	V_a	P_k	V_a	P_k
мин ⁻¹	Н·м	км/ч	Н	км/ч	Н	км/ч	Н	км/ч	Н	км/ч	Н
1000	1008	2,10	153337	4,36	74143	6,13	52734	8,25	39213	10,95	29522
1200	1050	2,52	159799	5,23	77268	7,36	54957	9,90	40865	13,15	30766
1300	1065	2,73	162009	5,67	78336	7,97	55716	10,72	41430	14,24	31192
1400	1075	2,94	163537	6,11	79075	8,59	56242	11,55	41821	15,34	31486
1500	1080	3,15	164383	6,54	79484	9,20	56533	12,37	42037	16,43	31649
1600	1082	3,36	164549	6,98	79565	9,81	56590	13,20	42080	17,53	31681
1700	1078	3,57	164033	7,41	79315	10,43	56413	14,02	41948	18,62	31581
1800	1070	3,78	162837	7,85	78737	11,04	56001	14,84	41642	19,72	31351
1900	1058	3,99	160959	8,29	77828	11,65	55355	15,67	41162	20,81	30989
2000	1041	4,20	158399	8,72	76591	12,26	54475	16,49	40507	21,91	30497
2200	994	4,62	151238	9,60	73128	13,49	52012	18,14	38676	24,10	29118

Продолжение таблицы А.2

n _e	M _e	Скорость автомобиля V _a и сила тяги P _к при движении на передаче							
		V		VI		VII		VIII	
		V _a	P _к	V _a	P _к	V _a	P _к	V _a	P _к
мин ⁻¹	Н·м	км/ч	Н	км/ч	Н	км/ч	Н	км/ч	Н
1000	1008	15,19	21296	21,26	15212	28,70	11268	38,27	8451
1200	1050	18,22	22194	25,51	15853	34,44	11743	45,92	8807
1300	1065	19,74	22501	27,64	16072	37,31	11905	49,75	8929
1400	1075	21,26	22713	29,76	16224	40,18	12017	53,57	9013
1500	1080	22,78	22831	31,89	16308	43,05	12080	57,40	9060
1600	1082	24,30	22854	34,01	16324	45,92	12092	61,23	9069
1700	1078	25,81	22782	36,14	16273	48,79	12054	65,05	9040
1800	1070	27,33	22616	38,27	16154	51,66	11966	68,88	8975
1900	1058	28,85	22355	40,39	15968	54,53	11828	72,71	8871
2000	1041	30,37	22000	42,52	15714	57,40	11640	76,53	8730
2200	994	33,41	21005	46,77	15003	63,14	11114	84,19	8335

Таблица А.3 – Результаты расчета тягового баланса активного автопоезда

n _e	M _e	Скорость автомобиля V _a и сила тяги P _к при движении на передаче									
		I*		I		II		III		IV	
		V _a	P _к	V _a	P _к	V _a	P _к	V _a	P _к	V _a	P _к
мин ⁻¹	Нм	км/ч	Н	км/ч	Н	км/ч	Н	км/ч	Н	км/ч	Н
1000	1008	2,10	153337	4,36	74143	6,13	52734	8,25	39213	10,95	29522
1200	1050	2,52	159799	5,23	77268	7,36	54957	9,90	40865	13,15	30766
1300	1065	2,73	162009	5,67	78336	7,97	55716	10,72	41430	14,24	31192
1400	1075	2,94	163537	6,11	79075	8,59	56242	11,55	41821	15,34	31486
1500	1080	3,15	164383	6,54	79484	9,20	56533	12,37	42037	16,43	31649
1600	1082	3,36	164549	6,98	79565	9,81	56590	13,20	42080	17,53	31681
1700	1078	3,57	164033	7,41	79315	10,43	56413	14,02	41948	18,62	31581
1800	1070	3,78	162837	7,85	78737	11,04	56001	14,84	41642	19,72	31351
1900	1058	3,99	160959	8,29	77828	11,65	55355	15,67	41162	20,81	30989
2000	1041	4,20	158399	8,72	76591	12,26	54475	16,49	40507	21,91	30497
2200	994	4,62	151238	9,60	73128	13,49	52012	18,14	38676	24,10	29118

Продолжение таблицы А.3

n _e	M _e	Скорость автомобиля V _a и сила тяги P _к при движении на передаче							
		V		VI		VII		VIII	
		V _a	P _к	V _a	P _к	V _a	P _к	V _a	P _к
мин ⁻¹	Нм	км/ч	Н	км/ч	Н	км/ч	Н	км/ч	Н
1000	1008	15,19	21296	21,26	15212	28,70	11268	38,27	8451
1200	1050	18,22	22194	25,51	15853	34,44	11743	45,92	8807
1300	1065	19,74	22501	27,64	16072	37,31	11905	49,75	8929
1400	1075	21,26	22713	29,76	16224	40,18	12017	53,57	9013
1500	1080	22,78	22831	31,89	16308	43,05	12080	57,40	9060
1600	1082	24,30	22854	34,01	16324	45,92	12092	61,23	9069
1700	1078	25,81	22782	36,14	16273	48,79	12054	65,05	9040
1800	1070	27,33	22616	38,27	16154	51,66	11966	68,88	8975
1900	1058	28,85	22355	40,39	15968	54,53	11828	72,71	8871
2000	1041	30,37	22000	42,52	15714	57,40	11640	76,53	8730
2200	994	33,41	21005	46,77	15003	63,14	11114	84,19	8335

4 Динамическая характеристика автомобиля

Динамическая характеристика автомобиля - это зависимость динамического фактора D от скорости V [км/ч] установившегося движения автомобиля на различных передачах.

Динамический фактор - это часть свободной силы тяги, отнесённой к весу машины, которая используется на преодоление сопротивления качению, на подъём и разгон автомобиля.

При построении будем пользоваться следующей формулой:

$$D = \frac{P_k - P_w}{G_a} \cdot 100\%. \quad (\text{A.10})$$

На графике показывается зависимость коэффициента сопротивления качению для двух видов дорожного покрытия от скорости движения автомобиля.

									Лист
									124
Изм.	Лист	№ док.м.	Подп.	Дата	23.05.01.2018.669 ПЗ				

Углы подъема дороги определяются расчётно-графическим путём с использованием следующих формул:

$$\sin \alpha_{\max} = \frac{D - f_1 \sqrt{1 - D^2 + (f_1)^2}}{1 + (f_1)^2}. \quad (\text{A.11})$$

$$\alpha_{\max} = \arcsin \alpha_{\max}. \quad (\text{A.12})$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{\max} = \varphi \cdot \frac{G_{\text{сн}}}{G_a} \cdot f_1. \quad (\text{A.13})$$

Таблица А.4 – Динамическая характеристика пассивного автопоезда

n _e	M _e	Скорость Va и динамический фактор D при движении на передаче									
		I*		I		II		III		IV	
		Va	D	Va	D	Va	D	Va	D	Va	D
мин ⁻¹	Н·м	км/ч	%	км/ч	%	км/ч	%	км/ч	%	км/ч	%
1000	106	2,10	43,34	4,36	20,96	6,13	14,90	8,25	11,08	10,95	8,34
1200	132	2,52	45,17	5,23	21,84	7,36	15,53	9,90	11,54	13,15	8,68
1300	145	2,73	45,79	5,67	22,14	7,97	15,74	10,72	11,70	14,24	8,80
1400	158	2,94	46,22	6,11	22,35	8,59	15,89	11,55	11,81	15,34	8,88
1500	170	3,15	46,46	6,54	22,46	9,20	15,97	12,37	11,87	16,43	8,92
1600	181	3,36	46,51	6,98	22,49	9,81	15,99	13,20	11,88	17,53	8,93
1700	192	3,57	46,36	7,41	22,41	10,43	15,94	14,02	11,84	18,62	8,90
1800	202	3,78	46,03	7,85	22,25	11,04	15,82	14,84	11,75	19,72	8,83
1900	210	3,99	45,50	8,29	21,99	11,65	15,64	15,67	11,62	20,81	8,72
2000	218	4,20	44,77	8,72	21,64	12,26	15,39	16,49	11,43	21,91	8,58
2200	229	4,62	42,75	9,60	20,66	13,49	14,69	18,14	10,91	24,10	8,18
n _e	M _e	Скорость Va и динамический фактор D при движении на передаче									
		V		VI		VII		VIII			
		Va	D	Va	D	Va	D	Va	D		
мин ⁻¹	Н·м	км/ч	%	км/ч	%	км/ч	%	км/ч	%		
1000	1008	15,19	6,00	21,26	4,26	28,70	3,12	38,27	2,27		
1200	1050	18,22	6,25	25,51	4,43	34,44	3,22	45,92	2,32		
1300	1065	19,74	6,33	27,64	4,48	37,31	3,25	49,75	2,33		
1400	1075	21,26	6,38	29,76	4,51	40,18	3,27	53,57	2,32		
1500	1080	22,78	6,41	31,89	4,53	43,05	3,27	57,40	2,30		
1600	1082	24,30	6,41	34,01	4,52	45,92	3,25	61,23	2,26		
1700	1078	25,81	6,39	36,14	4,50	48,79	3,22	65,05	2,22		
1800	1070	27,33	6,33	38,27	4,45	51,66	3,17	68,88	2,16		
1900	1058	28,85	6,25	40,39	4,38	54,53	3,11	72,71	2,08		
2000	1041	30,37	6,14	42,52	4,30	57,40	3,03	76,53	2,00		
2200	994	33,41	5,85	46,77	4,07	63,14	2,82	84,19	1,79		

Коэффициент $\delta_{вр}$, учитывающий влияние инерции вращающихся масс автомобиля на его ускорения, следует вычислять с учётом реальных значений моментов инерции вращающихся частей двигателя и колёс или по формуле:

$$\delta_{вр} = 1 + \sigma \cdot u_{кл}^2, \quad (A.14)$$

где $\sigma = 0,06$ – коэффициент, учитывающий конструкцию трансмиссии и тип шин.

Расчёт ведётся по следующим формулам:

$$J = \frac{D-f}{\delta_{вр}} \cdot g, \quad (A.15)$$

где J – ускорение автомобиля;

D – динамический фактор;

f – коэффициент сопротивления качению;

g – ускорение свободного падения.

Таблица А.6 – Характеристика ускорений пассивного автопоезда

nc	Ускорения J и величины, обратные ускорениям 1/J											
	I			II			III			IV		
	Va	J	1/J	Va	J	1/J	Va	J	1/J	Va	J	1/J
мин -1	км/ч	м/с ²	с ² /м	км/ч	м/с ²	с ² /м	км/ч	м/с ²	с ² /м	км/ч	м/с ²	с ² /м
1000	4,36	0,530	1,887	6,13	0,568	1,762	8,25	0,543	1,841	10,95	0,474	2,111
1200	5,23	0,554	1,805	7,36	0,594	1,683	9,90	0,569	1,756	13,15	0,498	2,010
1300	5,67	0,562	1,779	7,97	0,603	1,658	10,72	0,578	1,729	14,24	0,506	1,978
1400	6,11	0,568	1,761	8,59	0,609	1,641	11,55	0,585	1,711	15,34	0,511	1,957
1500	6,54	0,571	1,752	9,20	0,613	1,632	12,37	0,588	1,701	16,43	0,514	1,946
1600	6,98	0,572	1,750	9,81	0,613	1,631	13,20	0,588	1,700	17,53	0,514	1,945
1700	7,41	0,570	1,756	10,43	0,611	1,636	14,02	0,586	1,707	18,62	0,512	1,954
1800	7,85	0,565	1,770	11,04	0,606	1,650	14,84	0,581	1,722	19,72	0,507	1,973
1900	8,29	0,558	1,792	11,65	0,598	1,672	15,67	0,573	1,745	20,81	0,499	2,003
2000	8,72	0,548	1,823	12,26	0,588	1,702	16,49	0,562	1,779	21,91	0,489	2,045
2200	9,60	0,522	1,917	13,49	0,558	1,792	18,14	0,532	1,879	24,10	0,461	2,170

Таблица А.7 – Характеристика ускорений пассивного автопоезда

пс	Ускорения J и величины, обратные ускорениям 1/J											
	V			VI			VII			VIII		
	Va	J	1/J	Va	J	1/J	Va	J	1/J	Va	J	1/J
мин -1	км/ч	м/с ²	с ² /м	км/ч	м/с ²	с ² /м	км/ч	м/с ²	с ² /м	км/ч	м/с ²	с ² /м
1000	15,19	0,362	2,763	21,26	0,241	4,146	28,70	0,144	6,945	38,27	0,063	15,94
1200	18,22	0,381	2,623	25,51	0,255	3,929	34,44	0,151	6,614	45,92	0,063	15,92
1300	19,74	0,387	2,581	27,64	0,258	3,869	37,31	0,152	6,558	49,75	0,061	16,48
1400	21,26	0,392	2,554	29,76	0,261	3,838	40,18	0,152	6,569	53,57	0,057	17,50
1500	22,78	0,393	2,542	31,89	0,261	3,834	43,05	0,150	6,647	57,40	0,052	19,18
1600	24,30	0,393	2,545	34,01	0,259	3,856	45,92	0,147	6,798	61,23	0,046	21,87
1700	25,81	0,390	2,561	36,14	0,256	3,906	48,79	0,142	7,032	65,05	0,038	26,41
1800	27,33	0,386	2,593	38,27	0,251	3,986	51,66	0,136	7,365	68,88	0,029	35,01
1900	28,85	0,379	2,641	40,39	0,244	4,099	54,53	0,128	7,824	72,71	0,018	56,07
2000	30,37	0,369	2,707	42,52	0,235	4,252	57,40	0,118	8,454	76,53	0,006	176,50
2200	33,41	0,344	2,905	46,77	0,212	4,711	63,14	0,095	10,568	84,19	0,001	1111

Таблица А.8 – Характеристика ускорений активного автопоезда

пс	Ускорения J и величины, обратные ускорениям 1/J											
	I			II			III			IV		
	Va	J	1/J	Va	J	1/J	Va	J	1/J	Va	J	1/J
мин -1	км/ч	м/с ²	с ² /м	км/ч	м/с ²	с ² /м	км/ч	м/с ²	с ² /м	км/ч	м/с ²	с ² /м
1000	4,36	0,530	1,887	6,13	0,568	1,762	8,25	0,543	1,841	10,95	0,474	2,111
1200	5,23	0,554	1,805	7,36	0,594	1,683	9,90	0,569	1,756	13,15	0,498	2,010
1300	5,67	0,562	1,779	7,97	0,603	1,658	10,72	0,578	1,729	14,24	0,506	1,978
1400	6,11	0,568	1,761	8,59	0,609	1,641	11,55	0,585	1,711	15,34	0,511	1,957
1500	6,54	0,571	1,752	9,20	0,613	1,632	12,37	0,588	1,701	16,43	0,514	1,946
1600	6,98	0,572	1,750	9,81	0,613	1,631	13,20	0,588	1,700	17,53	0,514	1,945
1700	7,41	0,570	1,756	10,43	0,611	1,636	14,02	0,586	1,707	18,62	0,512	1,954
1800	7,85	0,565	1,770	11,04	0,606	1,650	14,84	0,581	1,722	19,72	0,507	1,973
1900	8,29	0,558	1,792	11,65	0,598	1,672	15,67	0,573	1,745	20,81	0,499	2,003
2000	8,72	0,548	1,823	12,26	0,588	1,702	16,49	0,562	1,779	21,91	0,489	2,045
2200	9,60	0,522	1,917	13,49	0,558	1,792	18,14	0,532	1,879	24,10	0,461	2,170

Таблица А.9 – Характеристика ускорений активного автопоезда

пс	Ускорения J и величины, обратные ускорениям 1/J											
	V			VI			VII			VIII		
	Va	J	1/J	Va	J	1/J	Va	J	1/J	Va	J	1/J
мин -1	км/ч	м/с ²	с ² /м	км/ч	м/с ²	с ² /м	км/ч	м/с ²	с ² /м	км/ч	м/с ²	с ² /м
1000	15,19	0,362	2,763	21,26	0,241	4,146	28,70	0,144	6,945	38,27	0,063	15,94
1200	18,22	0,381	2,623	25,51	0,255	3,929	34,44	0,151	6,614	45,92	0,063	15,92
1300	19,74	0,387	2,581	27,64	0,258	3,869	37,31	0,152	6,558	49,75	0,061	16,48
1400	21,26	0,392	2,554	29,76	0,261	3,838	40,18	0,152	6,569	53,57	0,057	17,50
1500	22,78	0,393	2,542	31,89	0,261	3,834	43,05	0,150	6,647	57,40	0,052	19,18
1600	24,30	0,393	2,545	34,01	0,259	3,856	45,92	0,147	6,798	61,23	0,046	21,87
1700	25,81	0,390	2,561	36,14	0,256	3,906	48,79	0,142	7,032	65,05	0,038	26,41
1800	27,33	0,386	2,593	38,27	0,251	3,986	51,66	0,136	7,365	68,88	0,029	35,01
1900	28,85	0,379	2,641	40,39	0,244	4,099	54,53	0,128	7,824	72,71	0,018	56,07
2000	30,37	0,369	2,707	42,52	0,235	4,252	57,40	0,118	8,454	76,53	0,006	176,50
2200	33,41	0,344	2,905	46,77	0,212	4,711	63,14	0,095	10,568	84,19	0,001	1111

6 График величин обратных ускорениям

Зависимости величин, обратных ускорениям от скорости движения автомобиля не имеют физического смысла, а соответствующий график условен и имеет вспомогательный характер. Зависимости необходимы для подсчёта времени разгона автомобиля с помощью графического интегрирования. Они подсчитываются для каждой ступени в коробке передач, начиная с той, на которой достигается наибольшее ускорение. Кривые строятся до скорости, равной 90% от максимальной.

При отсутствии пересечения кривых $1/j_1 = f(v_a)$, моменты переключения передач определяются правой крайней точкой кривой $1/j_i$, из которой восстанавливается перпендикуляр до пересечения с кривой $1/j_{i+1}$. Пределами, ограничивающими площадь интегрирования, которые выделяются на графике тонкими линиями, будут ординаты, проходящие через крайнюю левую точку начальной кривой $1/j_i$, а справа точку с абсциссой $v = 0,9 v_{max}$. Сверху подынтегральная площадь замыкается кривыми.

7 Характеристика разгона автопоезда

Характеристика разгона автомобиля по времени – это зависимость времени t от скорости движения автомобиля v (км/ч) с полностью открытой дроссельной заслонкой или рейкой насоса, установленной в положение полной подачи топлива насосом.

При построении зависимости следует принять, что ускорение автомобиля в процессе трогания с места и буксования сцепления нарастает по линейному закону от $j = 0$ до $j = j_0$. Это допущение позволяет аналитически определить время разгона автомобиля t_0 до скорости V_{min} .

$$t_0 = \frac{V_{min}}{3,6 \cdot j_{cp}}, \quad (A.16)$$

										Лист
										129
Изм.	Лист	№ док.м.	Подп.	Дата	23.05.01.2018.669 ПЗ					

где V_{\min} – минимальной скорости автомобиля.

j_{cp} – среднее ускорение при трогании с места до достижения

$$j_{\text{cp}} = 0,5 \cdot j_0. \quad (\text{A.17})$$

Общее время разгона машины на k передачах складывается из времени t_0 , затрачиваемого на разгон машины до минимальной скорости на первой передаче, времени разгона на всех передачах и времени, затрачиваемого на переключение передач.

Общее время разгона подсчитывается по формуле:

$$t_{\text{разг}} = t_0 + t_{\text{разг}} = t_0 + \sum_{i=1}^k t_i + \sum_{i=1}^{k-1} t_{ni}, \quad (\text{A.18})$$

где $\sum_{i=1}^k t_i$ – продолжительность разгона на всех передачах;

$\sum_{i=1}^{k-1} t_i$ – время, затраченное на переключение передач.

$$\sum_{i=1}^k t_i = \frac{1}{j_{i \text{ cp}}} \cdot \frac{\Delta V_i}{3,6}, \quad (\text{A.19})$$

где $j_{i \text{ cp}}$ – среднее значение ускорения на $i^{\text{ТОМ}}$ интервале, то есть ускорение с момента трогания до переключения передачи;

Δv_i - величина $i^{\text{ГО}}$ интервала скоростей (с момента включения передачи до переключения).

$$\sum_{i=1}^{k-1} t_i = (k - 1) \cdot t_n, \quad (\text{A.20})$$

где t_n - время переключения передачи, принимаемое для легковых автомобилей равным 0,8... 1 с, для грузовых и автобусов 1,5... 2 с, для данного расчета примем $t_n=2\text{с}$.

Решение характеристики разгона по времени:

1) Определяем время разгона автомобиля t_0 до скорости V_{\min}

2) $j_{\text{ср}}$ – среднее значение ускорения, берём как сумму ускорений от определённых оборотов двигателя (к примеру, от 1000 об/мин до 1900 об/мин – для первой передачи, дальше уже только по оборотам после переключения – от 1300 до 1900 для второй и т.д.), делённое на их количество.

3) Подсчитываем общее время разгона:

$$T_{\text{разг}} = t_0 + t_{\text{разг}} = t_0 + \sum_{i=1}^k t_i + \sum_{i=1}^{k-1} t_{ni}$$

Характеристика разгона автомобиля по пути – это зависимость пути разгона S [м] от скорости движения автомобиля V_a [км/ч] с полностью открытой дроссельной заслонкой или при перемещении рейки топливного насоса автомобильного двигателя в положение полной подачи топлива.

Общий путь разгона автомобиля на k передачах складывается из путей, пройденных за время разгона до минимальной скорости на первой передаче, за время разгона на всех передачах и за время переключения передач:

$$S = S_0 + \sum S_i + \sum S_n, \quad (\text{A.21})$$

где $S_0 = \frac{V_{1\text{min}} \cdot t_0}{3,6 \cdot 2}$ – путь разгона от 0 до $V_{1\text{min}}$;

$\sum_{i=1}^k S_i = \sum_{i=1}^k \frac{V_{i\text{ср}}}{3,6} \cdot t_i$ – путь, пройденный за время разгона на всех передачах;

$S_n = \sum_{i=1}^k \frac{V_{a+1} \cdot t_n}{3,6}$ – путь, пройденный за время переключения передач.

$$S_0 = \frac{V_{1\text{min}} \cdot t_0}{3,6 \cdot 2}. \quad (\text{A.22})$$

$$\sum_{i=1}^k S_i = \sum_{i=1}^k \frac{V_{i\text{ср}}}{3,6} \cdot t_i. \quad (\text{A.23})$$

$$S_n = \sum_{i=1}^k \frac{V_{a+1} \cdot t_n}{3,6}. \quad (\text{A.24})$$

										Лист
										131
Изм.	Лист	№ док.м.	Подп.	Дата	23.05.01.2018.669 ПЗ					

При определении пути S_0 принято, что скорость машины в процессе трогания с места и буксования сцепления нарастает по линейному закону от $V = 0$ до V_{li} .

Решение характеристики разгона по пути:

- 1) Считаем S_0 ;
- 2) Определяем $\sum S_i$;
- 3) Определяем $\sum S_{\Pi}$;
- 4) Подсчитываем общий путь S .

Таблица А.10 – Характеристика разгона пассивного автопоезда по времени

Включенные передачи	V_a	V_{a+1}	ΔV_i	$1/j_{icp}$	t_i	t_{Π}
	км/ч	км/ч	км/ч	с ² /м	с	с
I	4,36	8,29	3,93	1,78	1,94	
I→II	-	-	-	-	-	2
II	8,29	11,65	3,36	1,64	1,54	
II→III	-	-	-	-	-	2
III	11,65	15,67	4,02	1,71	1,91	
III→IV	-	-	-	-	-	2
IV	15,67	20,81	5,14	1,96	2,80	
IV→V	-	-	-	-	-	2
V	20,81	28,85	8,04	2,57	5,75	
V→VI	-	-	-	-	-	2
VI	28,85	40,39	11,54	3,91	12,54	
VI→VII	-	-	-	-	-	2
VII	40,39	54,53	14,14	7,01	27,54	
VII→VIII	-	-	-	-	-	2
VIII	54,53	72,71	18,18	20,90	105,51	
VIII	72,71	84,19	11,48	304,61	971,36	

Таблица А.11 – Характеристика разгона пассивного автопоезда по пути

Включенные передачи	V_a	V_{a+1}	V_{icp}	$t_{п}$	t_i	S_i	$S_{п}$
	км/ч	км/ч	км/ч	с	с	м	м
I	4,36	8,29	6,32	-	1,94	3,41	-
I→II	-	-	-	2,00	-	-	4,60
II	8,29	11,65	9,97	-	1,54	4,25	-
II→III	-	-	-	2,00	-	-	6,47
III	11,65	15,67	13,66	-	1,91	7,26	-
III→IV	-	-	-	2,00	-	-	8,71
IV	15,67	20,81	18,24	-	2,80	14,21	-
IV→V	-	-	-	2,00	-	-	11,56
V	20,81	28,85	24,83	-	5,75	39,64	-
V→VI	-	-	-	2,00	-	-	16,03
VI	28,85	40,39	34,62	-	12,54	120,56	-
VI→VII	-	-	-	2,00	-	-	22,44
VII	40,39	54,53	47,46	-	27,54	363,07	-
VII→VIII	-	-	-	2,00	-	-	30,29
VIII	54,53	72,71	63,62	-	105,51	1864,62	-
VIII	72,71	84,19	78,45	-	971,36	21166,65	-

Таблица А.12 – Характеристика разгона активного автопоезда по времени

Включенные передачи	V_a	V_{a+1}	ΔV_i	$1/j_{icp}$	t_i	$t_{п}$
	км/ч	км/ч	км/ч	с ² /м	с	с
I	4,36	8,29	3,93	1,78	1,94	
I→II	-	-	-	-	-	2
II	8,29	11,65	3,36	1,64	1,54	
II→III	-	-	-	-	-	2
III	11,65	15,67	4,02	1,71	1,91	
III→IV	-	-	-	-	-	2
IV	15,67	20,81	5,14	1,96	2,80	
IV→V	-	-	-	-	-	2
V	20,81	28,85	8,04	2,57	5,75	
V→VI	-	-	-	-	-	2
VI	28,85	40,39	11,54	3,91	12,54	
VI→VII	-	-	-	-	-	2
VII	40,39	54,53	14,14	7,01	27,54	
VII→VIII	-	-	-	-	-	2
VIII	54,53	72,71	18,18	20,90	105,51	
VIII	72,71	84,19	11,48	304,61	971,36	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

23.05.01.2018.669 ПЗ

Лист

133

Таблица А.13 – Характеристика разгона активного автопоезда по пути

Включенные передачи	V_a	V_{a+1}	V_{icp}	$t_{п}$	t_i	S_i	$S_{п}$
	км/ч	км/ч	км/ч	с	с	м	м
I	4,36	8,29	6,32	-	1,94	3,41	-
I→II	-	-	-	2,00	-	-	4,60
II	8,29	11,65	9,97	-	1,54	4,25	-
II→III	-	-	-	2,00	-	-	6,47
III	11,65	15,67	13,66	-	1,91	7,26	-
III→IV	-	-	-	2,00	-	-	8,71
IV	15,67	20,81	18,24	-	2,80	14,21	-
IV→V	-	-	-	2,00	-	-	11,56
V	20,81	28,85	24,83	-	5,75	39,64	-
V→VI	-	-	-	2,00	-	-	16,03
VI	28,85	40,39	34,62	-	12,54	120,56	-
VI→VII	-	-	-	2,00	-	-	22,44
VII	40,39	54,53	47,46	-	27,54	363,07	-
VII→VIII	-	-	-	2,00	-	-	30,29
VIII	54,53	72,71	63,62	-	105,51	1864,62	-
VIII	72,71	84,19	78,45	-	971,36	21166,65	-

8 Расчет кривой буксования

Вес автомобиля прижимает движитель к почве. Именно за счет этого реализуется получение тягового усилия.

В реализации силы тяги участвует только сцепной вес автомобиля $G_{сц}$. Сцепным весом является вес, приходящийся на ведущие колеса.

При тяговом расчете принимается, что на заданном почвенном фоне для каждого типа движителя величина буксования зависит от удельной силы тяги $D_{кр}$, которая представляет собой отношение силы тяги к сцепному весу автомобиля:

$$D_{кр} = \frac{P_{кр}}{G_{сц}}. \quad (A.25)$$

Соотношение между буксованием и удельной силой тяги приведено в таблице А.14.

Таблица А.14 – Буксование и удельная сила тяги автомобилей

$\delta, \%$		0	5	10	20	30	50	70	100
$D_{кр}$	Стерня	0	0,20	0,32	0,46	0,55	0,60	0,62	0,63
	Вспаханное	0	0,18	0,29	0,40	0,48	0,52	0,54	0,55

Используя данные таблицы А.14, определим силу тяги автомобиля при заданных величинах удельной силы тяги и буксования по формуле

$$P_{кр} = D_{кр} \cdot G_{сц}, \text{ кН.} \quad (\text{А.26})$$

9 Расчет баланса мощности автопоезда

При равномерном движении автомобиля по горизонтальной поверхности баланс мощностей описывается следующим уравнением:

$$N_e = N_T + N_f + N_\delta + N_{кр}, \quad (\text{А.27})$$

где в левой части уравнения записана мощность двигателя, а в правой – составляющие, по которым она распределяется соответственно на потерянную в трансмиссии, на качение автомобиля, буксование колёс и реализуемую на колёсах.

Далее последовательно определяем:

– касательную силу тяги

$$P_k = P_{кр} + P_f, \quad (\text{А.28})$$

где P_f - сопротивление качению автомобиля:

$$P_f = f \cdot G, \quad (\text{А.29})$$

$$N_{\delta} = P_k \cdot V_T \cdot \delta; \quad (A.34)$$

- разность $N_k - N_f - N_{\delta}$, (которая является тяговой мощностью);
- тяговую мощность (для контроля вычислений)

$$N_{кр} = P_{кр} \cdot V_d; \quad (A.35)$$

- удельный тяговый расход топлива

$$g_{кр} = 10^3 \cdot \frac{G_T}{N_{кр}}, \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}; \quad (A.36)$$

- тяговой КПД автомобиля

$$\eta_{тяг} = \frac{N_{кр}}{N_e}. \quad (A.37)$$

10 Расчет экономической характеристики

Топливной экономичностью называется совокупность свойств, определяющих расходы топлива при выполнении автомобилем транспортной работы в различных условиях эксплуатации.

Топливная экономичность автомобиля определяется почасовым расходом топлива G_T (кг/ч) – масса топлива, расходуемая в один час, и удельным расходом топлива g_e (г/кВт·ч) – масса топлива, расходуемого в один час на единицу мощности двигателя.

Топливо-экономическую характеристику автомобиля строим для случая равномерного движения на двух высших передачах по дорогам с двумя значениями коэффициента сопротивления дороги f .

Расход двигателя в литрах на 100 км пробега определим по формуле

$$Q_s = \frac{g_e \cdot N_e}{10 \cdot V \cdot \rho_T}, \quad (\text{A.38})$$

где g_e – удельный эффективный расход топлива, г/(кВт.ч);

N_e – эффективная мощность двигателя, кВт;

ρ_T – плотность топлива, кг/л (для дизельного топлива $\rho_T = 0,82$ кг/л).

Удельный расход топлива зависит как от частоты вращения коленчатого вала, так и от степени использования мощности двигателя.

По методике И.С. Шлиппе g_e можно представить в виде функции

$$g_e = g_{en} \cdot K_u \cdot K_{об}, \quad (\text{A.39})$$

где g_e – удельно эффективный расход топлива при номинальной мощности двигателя;

K_u – коэффициент, учитывающий изменение удельного расхода топлива в зависимости от степени использования мощности двигателя (таблица А.16);

Таблица А.16 – Значения коэффициента K_u

N, %	20	30	40	50	60	70	80	90	100
K_u	1,56	1,38	1,25	1,12	1,09	1,06	1,00	1,06	1,25

$K_{об}$ – коэффициент, учитывающий изменение удельного расхода топлива в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя (таблица А.17) [9].

Таблица А.17 – Значения коэффициента $K_{об}$

n_e/n_N	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$K_{об}$	1,15	1,09	1,04	1,02	1,01	1,00	1,01	1,02	1,04

Таблица А.18 – Результаты расчета экономической характеристики пассивного автопоезда

f	№ точки	V, км/ч	pe/np	Коб	Nw, кВт	Nψ, кВт	U	Ku	Qs, л/100км
VII передача									
0,015	1	28,7	0,45	1,030	1,86	44,0	0,24	1,49	82,4
0,015	2	34,44	0,55	1,015	3,21	53,8	0,29	1,4	78,9
0,015	3	37,31	0,59	1,019	4,08	58,8	0,32	1,35	77,9
0,015	4	40,18	0,64	1,004	5,10	64,0	0,36	1,3	75,4
0,015	5	43,05	0,68	1,007	6,27	69,3	0,39	1,26	74,8
0,03	1	28,7	0,45	1,03	1,86	88,1	0,46	1,17	126,8
0,03	2	34,44	0,55	1,015	3,21	107,6	0,57	1,1	120,6
0,03	3	37,31	0,59	1,019	4,08	117,6	0,63	1,08	120,5
0,03	4	40,18	0,64	1,004	5,10	128,0	0,68	1,06	118,4
0,03	5	43,05	0,68	1,007	6,27	138,7	0,74	1,04	118,4
VIII передача									
0,015	1	38,27	0,45	1,03	4,41	60,5	0,33	1,34	78,6
0,015	2	45,92	0,55	1,015	7,61	74,8	0,42	1,22	74,6
0,015	3	49,75	0,59	1,019	9,68	82,4	0,47	1,16	73,5
0,015	4	53,57	0,64	1,004	12,09	90,3	0,53	1,11	71,5
0,015	5	57,4	0,68	1,007	14,87	98,5	0,58	1,1	73,5
0,03	1	38,27	0,45	1,03	4,41	121,1	0,64	1,08	122,5
0,03	2	45,92	0,55	1,015	7,61	149,6	0,81	1,006	117,4
0,03	3	49,75	0,59	1,019	9,68	164,8	0,90	1,06	127,2
0,03	4	53,57	0,64	1,004	12,09	180,6	0,99	1,23	149,1
0,03	5	57,4	0,68	1,007	14,87	197,1	1,09	-	-

Таблица А.19 – Результаты расчета экономической характеристики активного автопоезда

f	№ точки	V, км/ч	pe/np	Коб	Nw, кВт	Nψ, кВт	U	Ku	Qs, л/100км
VII передача									
0,015	1	28,7	0,45	1,030	1,86	44,0	0,24	1,49	82,4
0,015	2	34,44	0,55	1,015	3,21	53,8	0,29	1,4	78,9
0,015	3	37,31	0,59	1,019	4,08	58,8	0,32	1,35	77,9
0,015	4	40,18	0,64	1,004	5,10	64,0	0,36	1,3	75,4
0,015	5	43,05	0,68	1,007	6,27	69,3	0,39	1,26	74,8
0,03	1	28,7	0,45	1,03	1,86	88,1	0,46	1,17	126,8
0,03	2	34,44	0,55	1,015	3,21	107,6	0,57	1,1	120,6
0,03	3	37,31	0,59	1,019	4,08	117,6	0,63	1,08	120,5
0,03	4	40,18	0,64	1,004	5,10	128,0	0,68	1,06	118,4
0,03	5	43,05	0,68	1,007	6,27	138,7	0,74	1,04	118,4
VIII передача									
0,015	1	38,27	0,45	1,03	4,41	60,5	0,33	1,34	78,6
0,015	2	45,92	0,55	1,015	7,61	74,8	0,42	1,22	74,6
0,015	3	49,75	0,59	1,019	9,68	82,4	0,47	1,16	73,5
0,015	4	53,57	0,64	1,004	12,09	90,3	0,53	1,11	71,5
0,015	5	57,4	0,68	1,007	14,87	98,5	0,58	1,1	73,5
0,03	1	38,27	0,45	1,03	4,41	121,1	0,64	1,08	122,5
0,03	2	45,92	0,55	1,015	7,61	149,6	0,81	1,006	117,4
0,03	3	49,75	0,59	1,019	9,68	164,8	0,90	1,06	127,2
0,03	4	53,57	0,64	1,004	12,09	180,6	0,99	1,23	149,1
0,03	5	57,4	0,68	1,007	14,87	197,1	1,09	-	-

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Расчет редуктора

1 Расчет редуктора

Таблица Б.1 – Механические свойства сталей, применяемых для изготовления зубчатых колес

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Предел прочности, σ_b , МПа	Предел текучести, σ_t , МПа	Твердость НВ (средняя)	Термообработка
45	100-500	570	290	190	Нормализация
45	До 90	780	440	230	Улучшение
	90-120	730	390	210	
	Св. 120	690	340	200	
30ХГС	До 140	1020	840	260	
	Св. 140	930	740	250	
40Х	До 120	930	690	270	
	120-160	880	590	260	
	Св. 160	830	540	245	
40ХН	До 150	930	690	280	
	150-180	880	590	265	
	Св. 180	835	540	250	

Допускаемые контактные напряжения

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim b}}{[S_H]} \cdot K_{HL}, \quad (\text{Б.1})$$

где $\sigma_{H\lim b}$ – Предел контактной выносливости при базовом числе циклов для выбранного материала;

K_{HL} – коэффициент долговечности;

$[S_H]$ – коэффициент безопасности.

Таблица Б.2 – Предел контактной выносливости при базовом числе циклов

Способ термохимической обработки зубьев	Средняя твердость поверхностей зубьев	Сталь	$\sigma_{H\lim b}$, МПа
Нормализация или улучшение	$HB < 350$	Углеродистая и легированная	$2 HB + 70$
	$HRC 38-50$		$18 HRC + 150$
	$HRC 40-50$		$17 HRC + 200$
Цементация и нитроцементация	$HRC > 56$	Легированная	$23 HRC$
Азотирование	$HV 550 - 750$		1050

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_H}}, \quad (Б.2)$$

где N_H – действительное число циклов нагружения, с учетом заданного времени работы;

N_{H0} – базовое число циклов нагружения;

$$N_H = 60 \cdot n \cdot t_{\Sigma}, \quad (Б.3)$$

где t_{Σ} – ресурс передачи в часах,

$$t_{\Sigma} = 5 \cdot 365 \cdot 24 \cdot K_{год} \cdot K_{сут}, \quad (Б.4)$$

Для непрямозубых колес расчетное допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot ([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2), \quad (Б.5)$$

Таблица Б.3 – Ориентировочные значения коэффициента $K_{H\beta}$ для зубчатых передач редукторов, работающих при переменной нагрузке

Расположение зубчатых колес относительно опор	Твердость HV поверхностей зубьев	
	≤ 350	> 350
Симметричное	1,00-1,15	1,05-1,25
Несимметричное	1,10-1,25	1,15-1,35
Консольное	1,20-1,35	1,25-1,45

Меньшие значения принимают для передач с отношением $\psi_{bd} = b/d_1 = 0,4$: при увеличении ψ_{bd} до 0,6 для консольно расположенных колес и ψ_{bd} до 0,8 при несимметричном расположении их следует принимать большие из указанных в таблице значений $K_{H\beta}$. При постоянной нагрузке $K_{H\beta} = 1$.
 Определение ψ_{bd} см. формулу (3.8).

Основные размеры колеса и шестерни

Делительные диаметры:

 d_1 – делительный диаметр колеса,

$$d_1 = \frac{m}{\cos\beta} \cdot z_1; \quad (\text{Б.11})$$

 d_2 – делительный диаметр шестерни,

$$d_2 = \frac{m}{\cos\beta} \cdot z_2. \quad (\text{Б.12})$$

Диаметры вершин зубьев:

 d_{a1} – диаметр вершин зубьев колеса,

$$d_{a1} = d_1 + 2m; \quad (\text{Б.13})$$

 d_{a2} – диаметр вершин зубьев шестерни,

$$d_{a2} = d_2 + 2m. \quad (\text{Б.14})$$

Ширина колеса и шестерни:

 b_1 – ширина колеса,

$$b_1 = \psi_{ba} \cdot a_w; \quad (\text{Б.15})$$

 b_2 – ширина шестерни,

$$b_2 = b_1 + (3 \dots 5) \text{ мм}, \quad (\text{Б.16})$$

Коэффициент ширины шестерни по диаметру:

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1}, \quad (\text{Б.17})$$

Окружная скорость колес:

$$V = w_1 \cdot \frac{d_1}{2} = w_2 \cdot \frac{d_2}{2}, \quad (\text{Б.18})$$

Определение коэффициента нагрузки для проверки контактных напряжений [15]

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\nu}. \quad (\text{Б.19})$$

Проверка контактных напряжений

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \sqrt{\frac{T_1 \cdot K_H \cdot (i+1)^3}{b_1 \cdot i^2}} < [\sigma_H], \quad (\text{Б.20})$$

Силы, действующие в зацеплении:

F_t – окружная сила,

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1}. \quad (\text{Б.21})$$

a – угол зацепления зубьев;

F_r – радиальная сила,

$$F_r = F_t \cdot \frac{tga}{\cos\beta}; \quad (\text{Б.22})$$

F_a – осевая сила ,

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg}\beta. \quad (\text{Б.23})$$

Проверка зубьев на выносливость по напряжениям изгиба

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot K_{F\alpha}}{b \cdot m} \leq [\sigma_F]. \quad (\text{Б.24})$$

Коэффициент нагрузки

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv}. \quad (\text{Б.25})$$

Коэффициент, учитывающий форму зуба, Y_F выбираем в зависимости от эквивалентных чисел зубьев Z_{v1} и Z_{v2}

$$Z_{vi} = \frac{z_i}{\cos^3\beta}. \quad (\text{Б.26})$$

Допускаемое напряжение

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ lim } b}^o}{[S_F]}. \quad (\text{Б.27})$$

Таблица Б.5 – Значения предела выносливости при отнулевом цикле изгиба и коэффициента безопасности $[S_F]$

Марка стали	Термическая или термохимическая обработка	Твердость зубьев		$\sigma_{F \text{ lim } 6}$ МПа	$[S_F]'$
		На поверхности	В сердцевине		
40, 45, 50, 40X, 40XH, 40XФА	Нормализация, улучшение	HB 180-350		1,8 HB	1,75
40X, 40XH, 40XФА	Объемная закалка	HRC 45-55		500-550	1,8
40XH, 40XH2МА	Закалка при нагреве ТВЧ	HRC 48-58	HRC 25-35	700	1,75
20XH, 20XH2М, 12XH2, 12XH3А	Цементация	HRC 57-63	-	950	1,55
Стали, содержащие алюминий	Азотирование	HB 700-950	HRC 24-40	300 + 1,2 HRC сердцевины	1,75

Коэффициент безопасности

$$[S_F] = [S_F]' \cdot [S_F]'', \quad (\text{Б.28})$$

Коэффициент Y_β учитывает повышение прочности косых зубьев по сравнению с прямыми:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140}, \quad (\text{Б.29})$$

Коэффициент K_{Fa} учитывает распределение нагрузки между зубьями. По формуле, приведенной в ГОСТ 21354 — 75,

$$K_{Fa} = \frac{4 + (\varepsilon_a - 1) \cdot (n - 5)}{4 \cdot \varepsilon_a}, \quad (\text{Б.30})$$

где ε_a – коэффициент торцового перекрытия и n – степень точности зубчатых колес.

2 Проверочный расчет на статическую прочность входного вала

Определяем нормальное напряжение в этом сечении:

$$\sigma_{и} = \frac{M_{и}}{J_x}, \quad (\text{Б.31})$$

где $M_{и}$ – суммарный изгибающий момент,
 J_x – момент сопротивления кручению;

$$M_{и} = \sqrt{M_y^2 + M_z^2}, \quad (\text{Б.32})$$

$$M_y = R_{y2} \cdot b; \quad (\text{Б.33})$$

$$M_z = R_{x2} \cdot c, \quad (\text{Б.34})$$

$$J_x = 0,1 \cdot d^3, \quad (\text{Б.35})$$

Касательное напряжение

$$\tau_{к} = \frac{T_l}{J_p}, \quad (\text{Б.36})$$

где J_p – полярный момент инерции,

$$J_p = 0,2 \cdot d^3, \quad (\text{Б.37})$$

3 Определение эквивалентного напряжения

$$\sigma_{\text{э}} = K_{\text{п}} \cdot \sqrt{\sigma_{\text{и}}^2 + 3\tau_{\text{к}}^2} \leq [\sigma], \quad (\text{Б.38})$$

где $K_{\text{п}}$ – коэффициент перегрузки,

$$K_{\text{п}} = \frac{T_{\text{пусковое}}}{T_{\text{номинальное}}}. \quad (\text{Б.39})$$

$$[\sigma] = 0.8 \sigma_{\text{T}}, \quad (\text{Б.40})$$

где σ_{T} – предел текучести.

Проверочный расчет вала на усталостную прочность [16].

На валу в качестве концентратора напряжения имеется шпоночный паз, шлифованная поверхность вала.

S – запас прочности,

$$S = \frac{\sigma_{\text{пред}}}{\sigma_{\text{и}}}, \quad (\text{Б.41})$$

где $\sigma_{\text{пред}}$ – предел пропорциональности.

Определение запаса прочности по напряжениям изгиба

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \chi_{m\sigma} \cdot \sigma_m}, \quad (\text{Б.42})$$

где σ_{-1} – предел усталости материала при симметричном цикле нагружения;

σ_a – амплитудное значение,

$\sigma_a = \sigma_{\text{и}}$;

									Лист
									150
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	23.05.01.2018.669 ПЗ				

σ_m – среднее напряжение цикла нормальных напряжений;

$K_{\sigma D}$ – концентратор напряжения детали в рассматриваемом сечении,

$$K_{\sigma D} = \frac{K_{\sigma}}{K_d \cdot K_F \cdot K_v}, \quad (\text{Б.43})$$

где K_{σ} – эффективный коэффициент концентратора напряжения;

K_d – масштабный фактор;

K_F – коэффициент, учитывающий чистоту поверхности детали в месте сечения;

K_v – коэффициент, учитывающий упрочнение материала;

Определение запаса прочности по касательным напряжениям.

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot \tau_a + \chi_{\tau \sigma} \cdot \tau_m}, \quad (\text{Б.44})$$

τ_{-1} – предел усталости материала при касательном напряжении для симметричного цикла нагружения;

Определение общего коэффициента запаса.

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}}, \quad (\text{Б.45})$$

4 Расчет подшипников входного вала на долговечность

L – долговечность подшипника в миллионах оборотов;

$$L = \left(\frac{c}{R_3}\right)^m, \quad (\text{Б.46})$$

где m – зависит от вида подшипника,

c – динамическая грузоподъемность подшипника,

R_3 – эквивалентная нагрузка,

									Лист
									151
Изм.	Лист	№ док.м.	Подп.	Дата	23.05.01.2018.669 ПЗ				

$$R_3 = F_r \cdot V \cdot K_\delta \cdot K_T, \quad (\text{Б.47})$$

где F_r – радиальная нагрузка, действующая на подшипник, полученная расчетом.

Для расчета F_r используем реакции наиболее нагруженного подшипника:

$$F_r = \sqrt{R_{x2}^2 + R_{y2}^2}, \quad (\text{Б.48})$$

L_t – долговечность в часах,

$$L_t = L \cdot \frac{10^6}{n \cdot 60}, \quad (\text{Б.49})$$

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Технические характеристики станков

Таблица В.1 – Характеристики станка МР-71М

Диаметр обрабатываемой заготовки, мм	25–125
Длина обрабатываемой заготовки, мм	200–500
Пределы чисел оборотов шпинделя фрезы в минуту	125–712
Наибольший ход головки фрезы (стола), мм	220
Пределы рабочих подач фрезы (бесступенчатое регулирование), мм/мин	20–400
Пределы чисел оборотов сверлильного шпинделя в минуту	238–1125
Ход сверлильной головки, мм	75
Пределы рабочих подач сверлильной головки (бесступенчатое регулирование), мм/мин	20–300
Мощность электродвигателя, кВт: фрезерной головки сверлильной головки	7,5/10 2,2/3

Таблица В.2 – Характеристики станка НТ-600

Класс точности станка по ГОСТ 8-82 (Н, П, В, А, С)	Н
Наибольший диаметр детали обрабатываемой над станиной, мм	500
Наибольший диаметр детали обрабатываемой над суппортом, мм	250
Наибольшая длина обрабатываемой детали, мм	500
Предел частоты вращения шпинделя, об/мин (min)	63
Предел частоты вращения шпинделя, об/мин (max)	1250
Мощность главного привода, кВт	18,5

Таблица В.3 – Характеристики станка НТ-506

Класс точности станка по ГОСТ 8-82 (Н, П, В, А, С)	Н
Наибольший диаметр детали обрабатываемой над станиной, мм	500
Наибольший диаметр детали обрабатываемой над суппортом, мм	250
Наибольшая длина обрабатываемой детали, мм	710
Предел частоты вращения шпинделя, об/мин (min)	63
Предел частоты вращения шпинделя, об/мин (max)	1250
Мощность главного привода, кВт	18,5
Габаритные размеры станка, длина X ширина X высота (мм)	3000 x 1700 x 1985
Масса станка с выносным оборудованием (кг)	4500

Таблица В.4 – Технические характеристики станка 5А352ПФ2

Наибольшая длина заготовки, мм	1000
Подача радиальная, мм/мин	2...100
Подача осевая, мм/мин	2...50
Наибольшая длина нарезаемых шлицев, мм	800
Класс точности станка по ГОСТ 8-82, (Н,П,В,А,С)	П
Мощность двигателя кВт	10

В.5 – Характеристики станка ЗМ-151

Наибольший диаметр обрабатываемой детали, мм	560
Наибольшая длина обрабатываемой детали, мм	4000
Частота вращения круга, $\frac{\text{об}}{\text{мин}}$	1300
Частота вращения детали, $\frac{\text{об}}{\text{мин}}$	12-120
Мощность главного привода, кВт	25
Продольная подача, $\frac{\text{м}}{\text{мин}}$	0,05-3,7
Поперечная подача, $\frac{\text{м}}{\text{мин}}$	0,005

					<i>23.05.01.2018.669 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ док.м.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>		154

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

Результат расчета денежных потоков предприятия

Таблица Г.1 – Денежные потоки

Наименование показателей	2019 год	2020 год	2021 год
ДЕЯТЕЛЬНОСТЬ ПО ПРОИЗВОДСТВУ И СБЫТУ ПРОДУКЦИИ			
1 Денежные поступления, всего	83 735 027	83 735 027	83 735 027
в том числе:			
1.1 Выручка	83 735 027	83 735 027	83 735 027
2 Денежные выплаты, всего	72 504 943	72 504 943	72 504 943
в том числе:			
2.1 Затраты по производству и сбыту продукции	54 586 067	54 586 067	54 586 067
2.2 Амортизация	39 050	39 050	39 050
2.3 Налоги и платежи в бюджет	17 879 826	17 879 826	17 879 826
3 Сальдо потока от деятельности по производству и сбыту продукции	11 230 084	11 230 084	11 230 084
ИНВЕСТИЦИОННАЯ ДЕЯТЕЛЬНОСТЬ			
4 Приток средств, всего	12 881 200	0	0
в том числе:			
4.1 Собственные денежные средства	12 881 200		
5 Отток средств, всего	12 881 200		
6 Сальдо потока от инвестиционной деятельности	0	0	0
ФИНАНСОВАЯ ДЕЯТЕЛЬНОСТЬ			
7 Приток средств, всего	0	0	0
7.1 Кредиты, всего	0	0	0
8 Отток средств, всего	0	0	0
8.1 Погашение основного долга по коммерческому кредиту	0	0	0
8.2 Уплата процентов за предоставленные средства	0	0	0
9 Сальдо потока по финансовой деятельности	0	0	0
10 Общее сальдо потока по всем видам деятельности	11 230 084	11 230 084	11 230 084
11 Чистый доход	11 230 084	11 230 084	11 230 084
12 Инвестиции	12 881 200		
13 Ставка дисконтирования (14%)	0,14		
14 Коэффициенты дисконтирования	0,88	0,77	0,67
15 Приведенный эффект	9 882 474	8 647 165	7 524 156
16 Сумма приведенных эффектов	26 053 795		
17 Чистый дисконтированный доход	13 172 595		
18 Индекс доходности	2,0		