Московский Государственный Технический
Университет им. Н.Э. Баумана

Кафедра СМ10 «Колёсные машины»

Отчёт о курсовом проекте

ПРОЕКТИРОВАНИЕ РАЗДАТОЧНОЙ КОРОБКИ АВТОМОБИЛЯ КОЛЁСНОЙ ФОРМУЛОЙ 4x4 И ПОЛНОЙ МАССОЙ 1,5 ТОННЫ

Исполнитель курсового проекта,
студент группы СМ10-101 Д.С. Иванов

Руководитель курсового проекта,
преподаватель А.А. Петров

Москва 2021

Копия технического задания на КП

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана» (национальный исследовательский университет)

Факультет «Специальное машиностроение»

Кафедра СМ-10 «Колесные машины»

ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

по курсу Методы расчета и проектирования автомобиля и трактора

Студент Чугунов Даниил Сергеевич (Фамилия, имя, отчество) СМ10- 111 (Индекс группы)

Руководитель Смирнов Александр Анатольевич (Фамилия, имя, отчество)

Защитить проект до 31.12.2020 (Срок окончания выполнения проекта)

Тема проекта Раздаточная коробка автомобиля с колёсной формулой 4х4 и полной массой 1,5 тонны

Технические требования к разрабатываемому транспортному средству

Полная масса, т	Колесная формула	Максимальная скорость, км/ч	Другие технические требования			
			Длина, мм	Ширина, мм	Высота, мм	База, мм
1,5	4х4	140	3700	1700	1700	2300

Объем и содержание работ

Объем графических работ: 5 листов А1

Ориентировочный объем расчетно-пояснительной записки: 30 листов А4

Объем и содержание модуля «Геометрическое моделирование и расчеты»

Провести краткий обзор и анализ конструкций раздаточных коробок легковых автомобилей;

Определить необходимые передаточные числа раздаточной коробки;

Провести тягово-динамический расчёт автомобиля;

~~коробки~~;

Кинематическая схема раздаточной коробки;

Геометрический расчет зубчатых колес.

Объем и содержание модуля «Конструкторская документация и проверочные расчеты»

Чертёж общего вида автомобиля (1 лист А1);

Чертёж общего вида раздаточной коробки в сборе (2 лист А1);

Рабочие чертежи двух сопряжённых деталей (2 листа А2);

Лист с изображением электронной модели раздаточной коробки (1 лист А1);

Расчет зубчатых колес на прочность и долговечность ;

Расчет подшипников на долговечность ;

Расчет МКЭ компонента раздаточной коробки .

График фактического выполнения курсового проекта

Неделя	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Успеваемость, %																
Подпись руководителя																

Общее количество проведенных консультаций: (Количество) (Подпись руководителя)

Дополнительные указания

В конструкции раздаточной коробки необходимо предусмотреть возможность отключения привода переднего моста и наличие понижающей передачи.

Оценка выполнения курсового проекта

	№1	№2
Оценка		

Согласие на использование результатов курсового проекта в учебном процессе кафедры СМ10

Не возражаю против использования полученных в результате выполнения курсового проекта графических работ и расчетно-пояснительной записки в учебном процессе кафедры СМ-10 «Колесные машины».

Студент группы СМ10- 111 Чугунов Д.С. /.

Визы

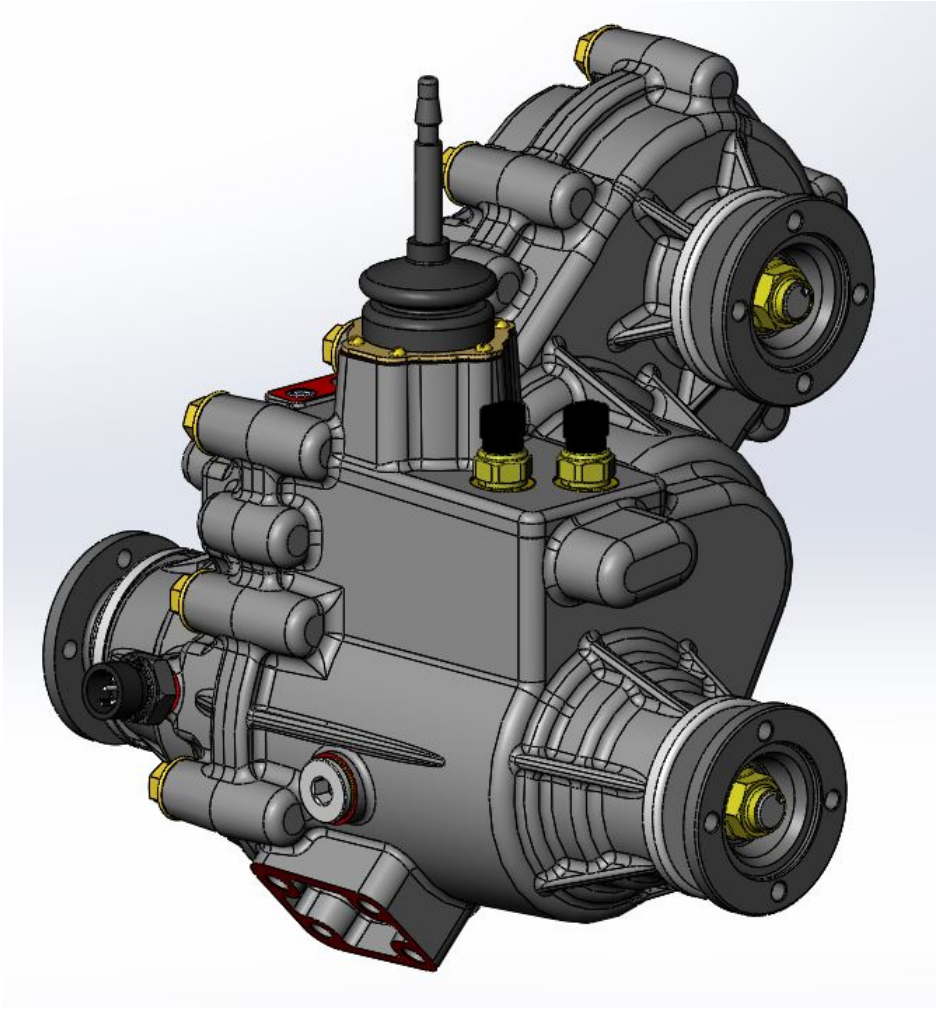
Руководитель курсового проекта / Смирнов А.А. /.

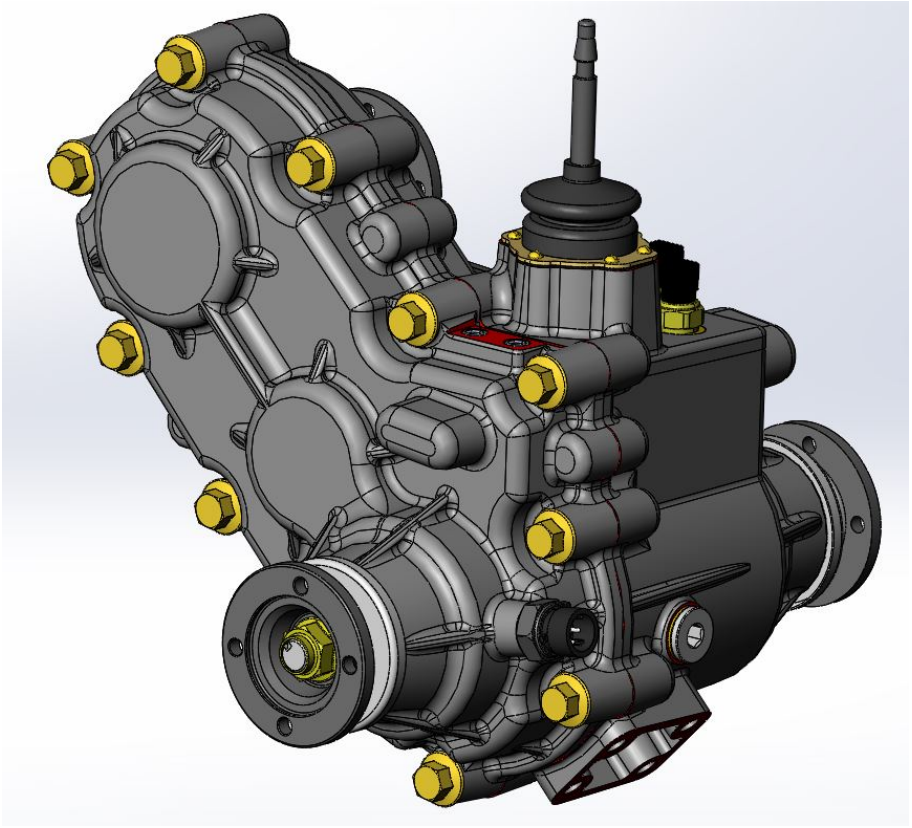
Дата выдачи «10» 09 2020 г.

Нормоконтроль / Гончаров Р.Б. /.

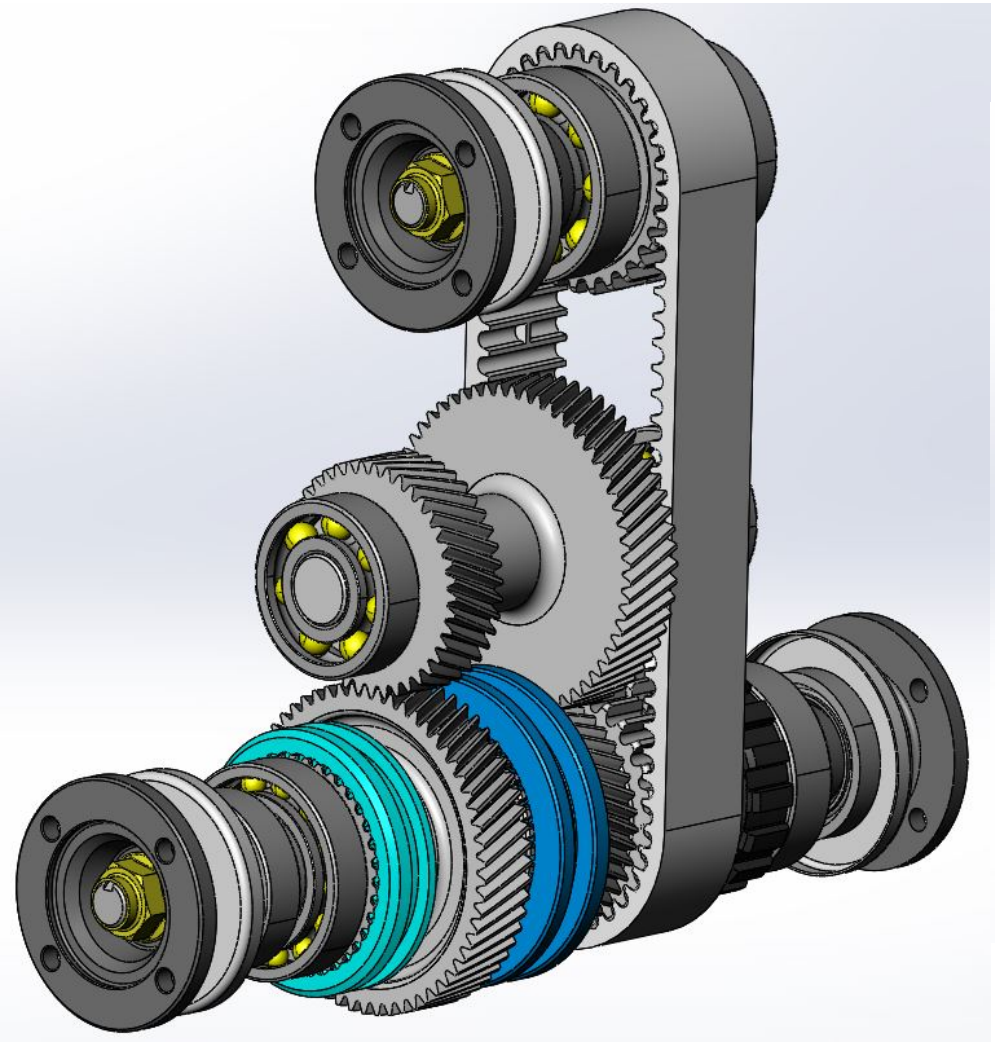
Дата внесения в базу данных «15» сентября 2020 г.

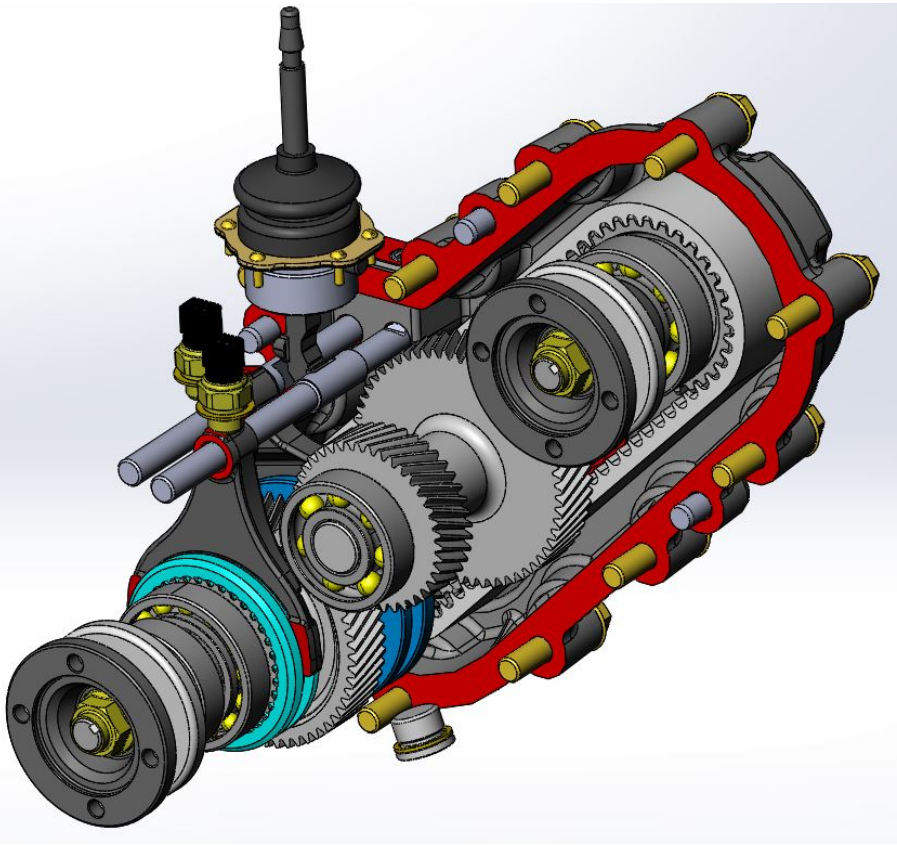
Вид электронной модели



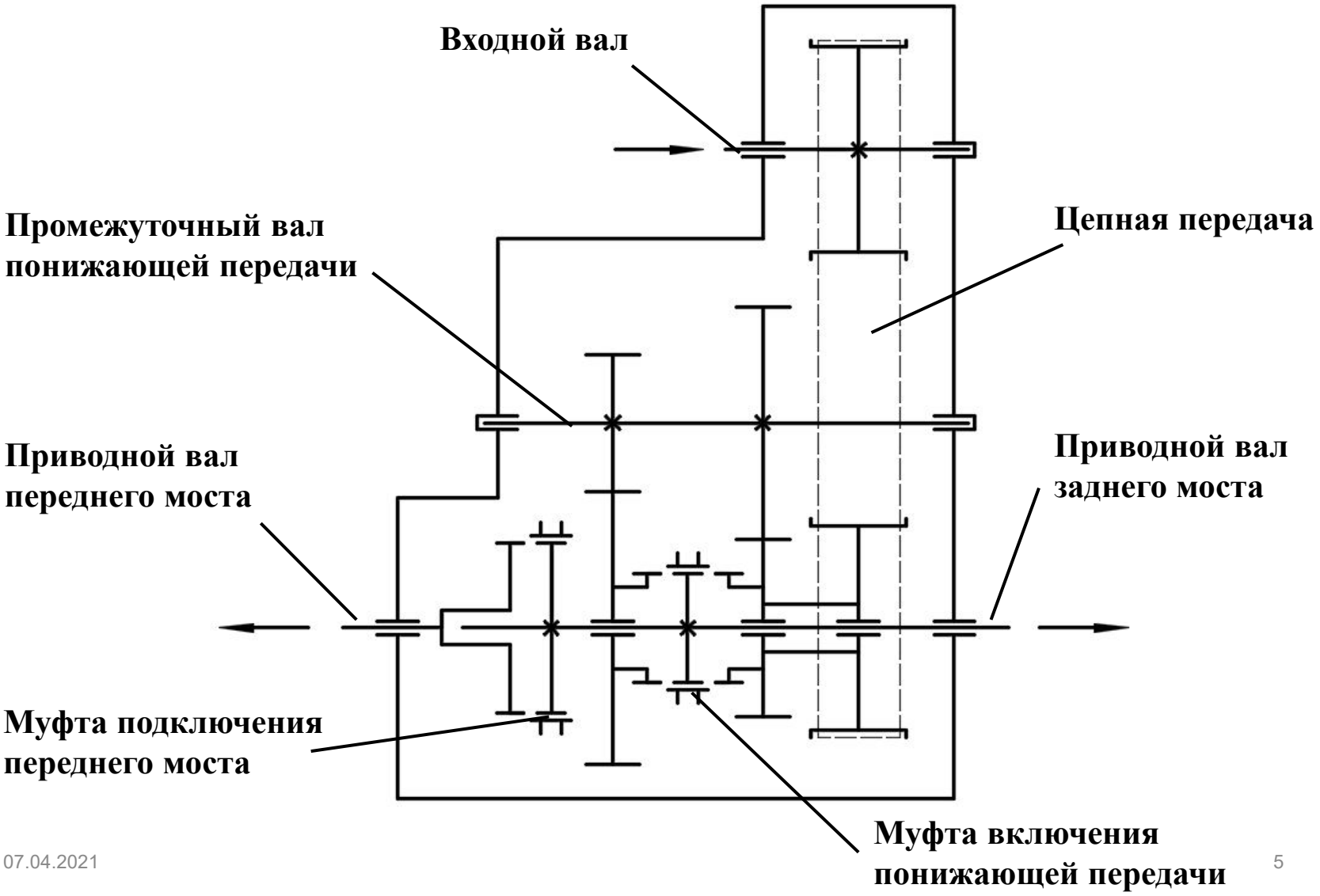


Вид электронной модели

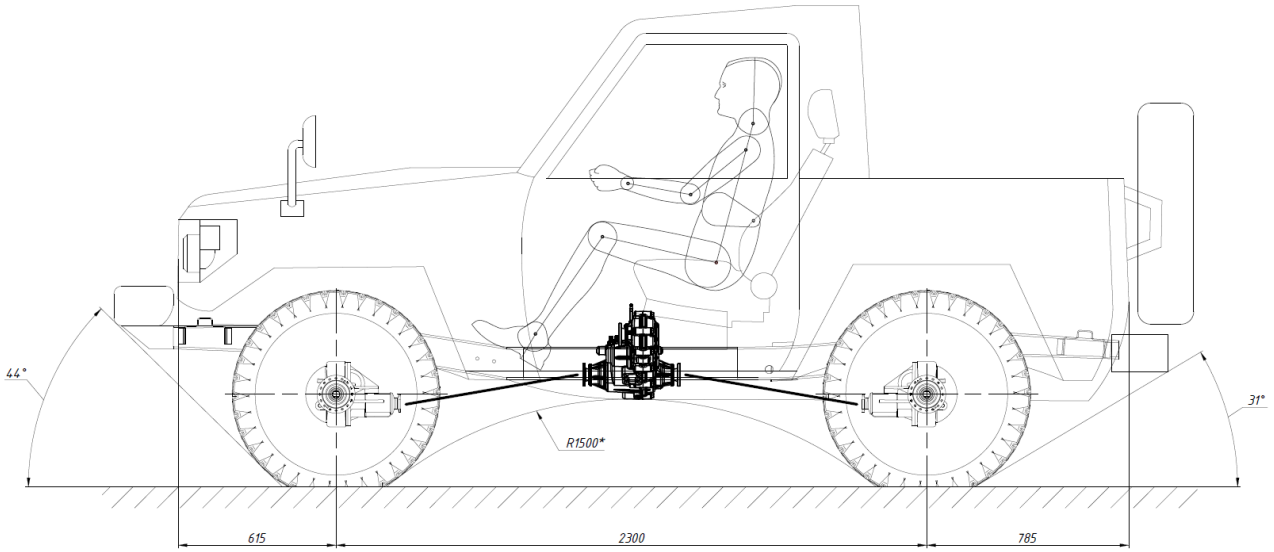




Кинематическая схема раздаточной коробки



Установка на автомобиле



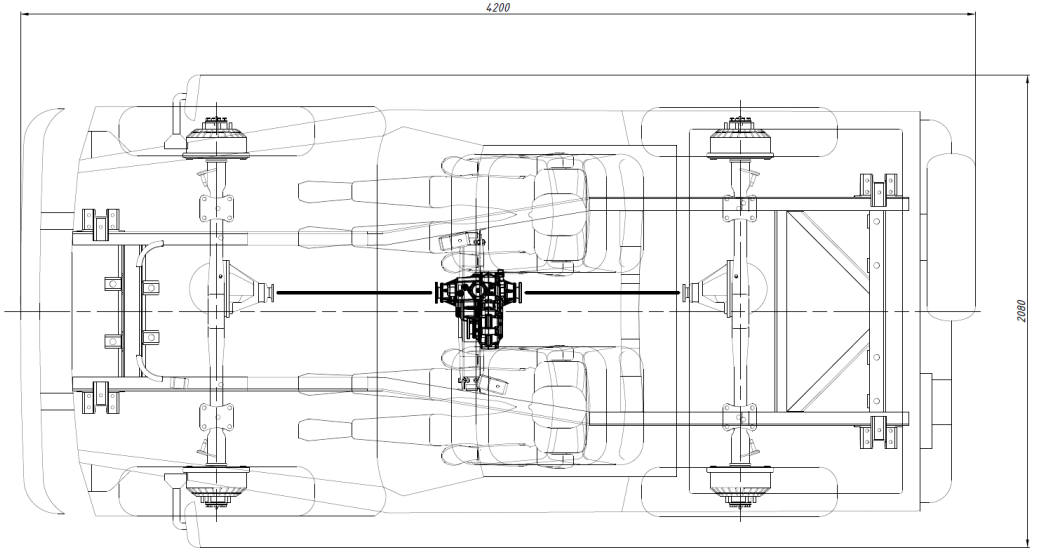


Чертёж общего вида

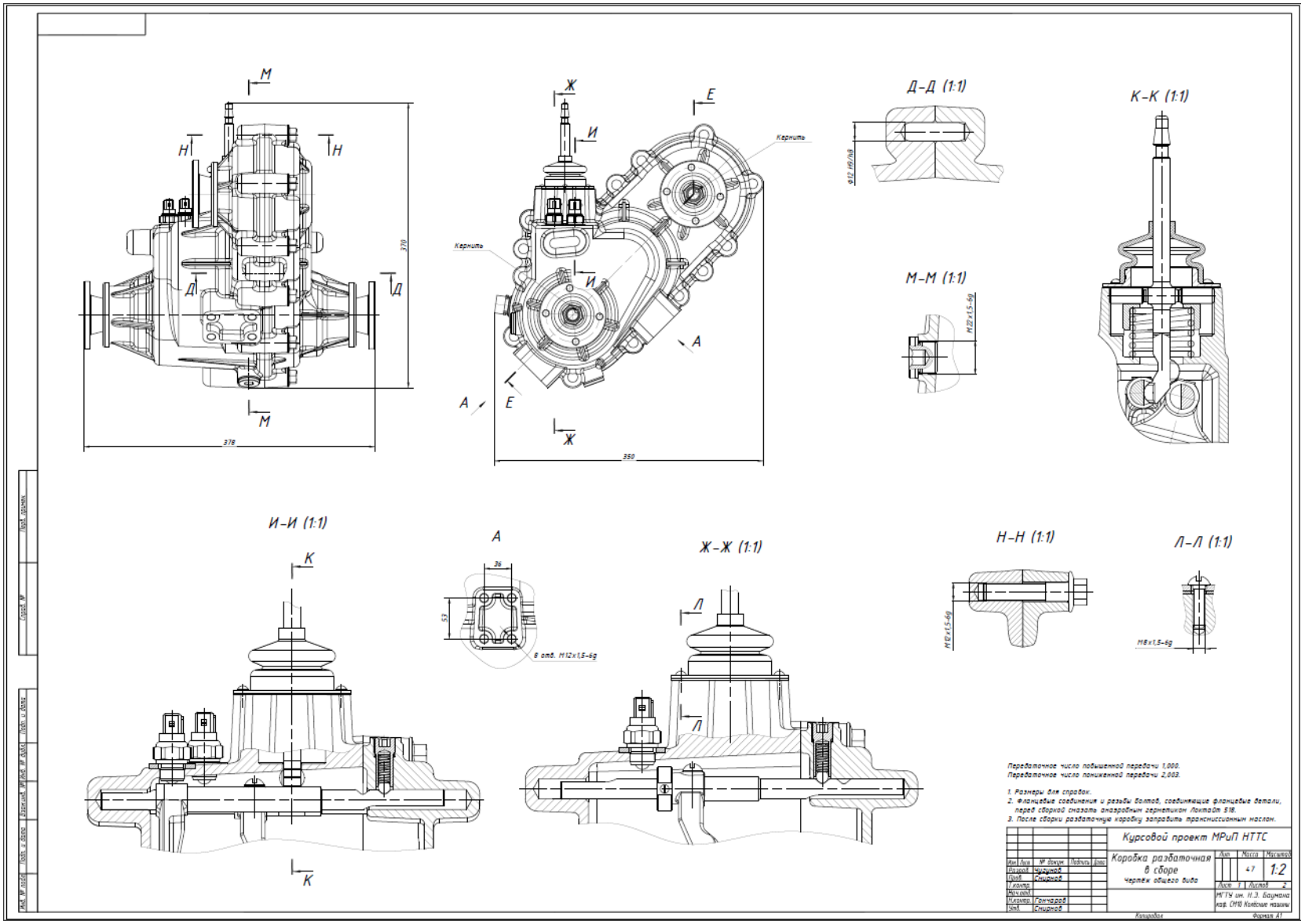
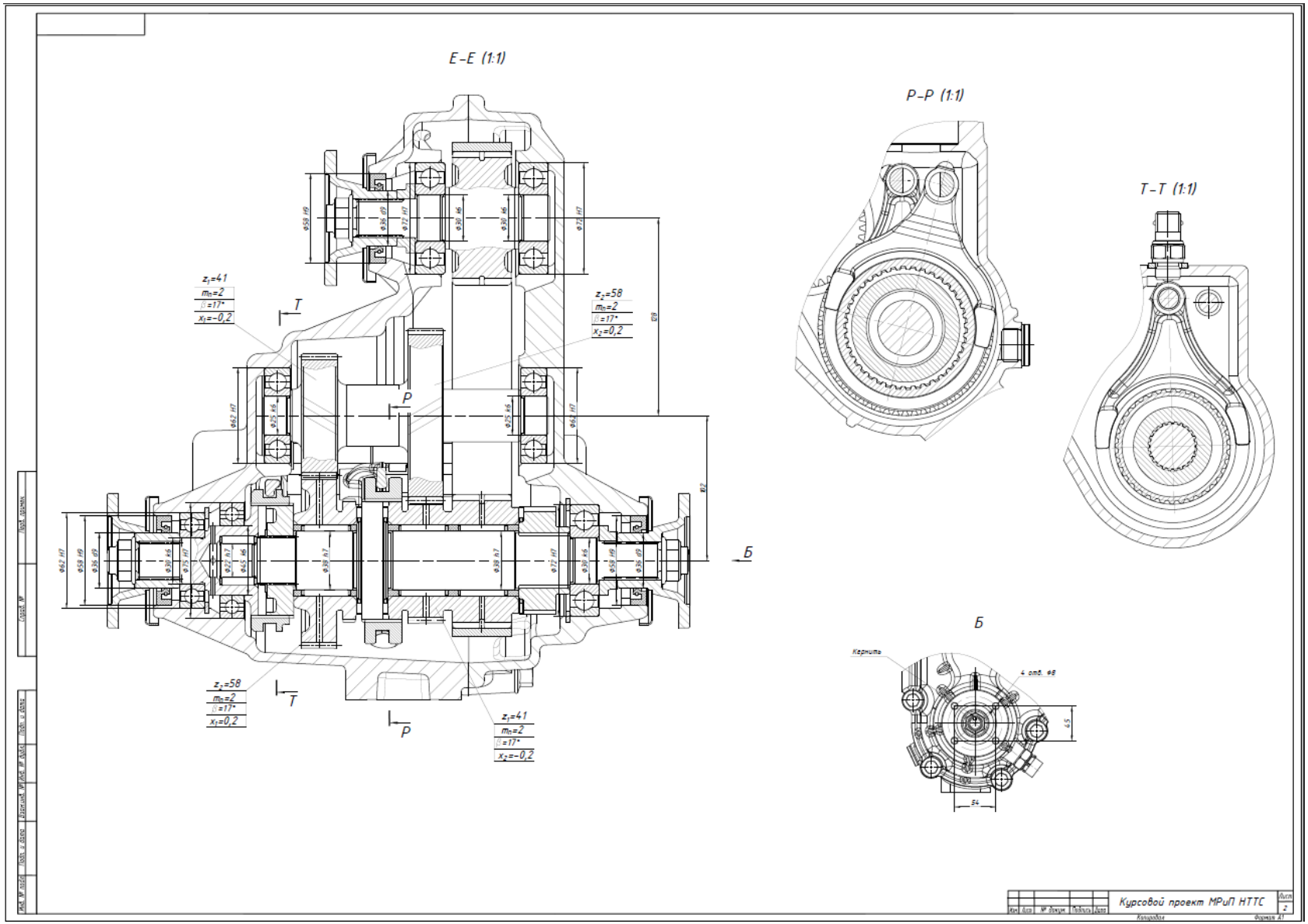
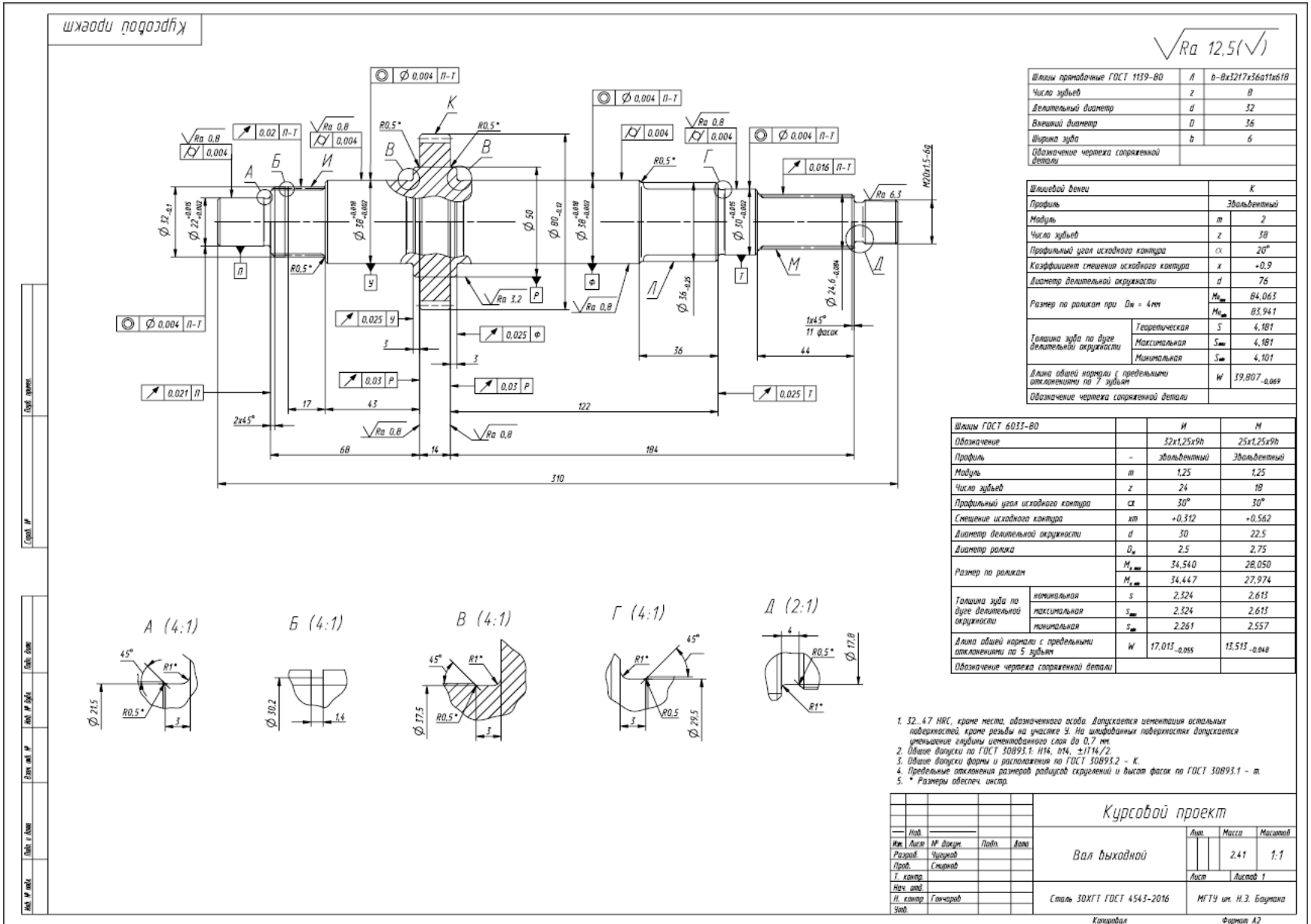


Чертёж общего вида



Рабочие чертежи деталей

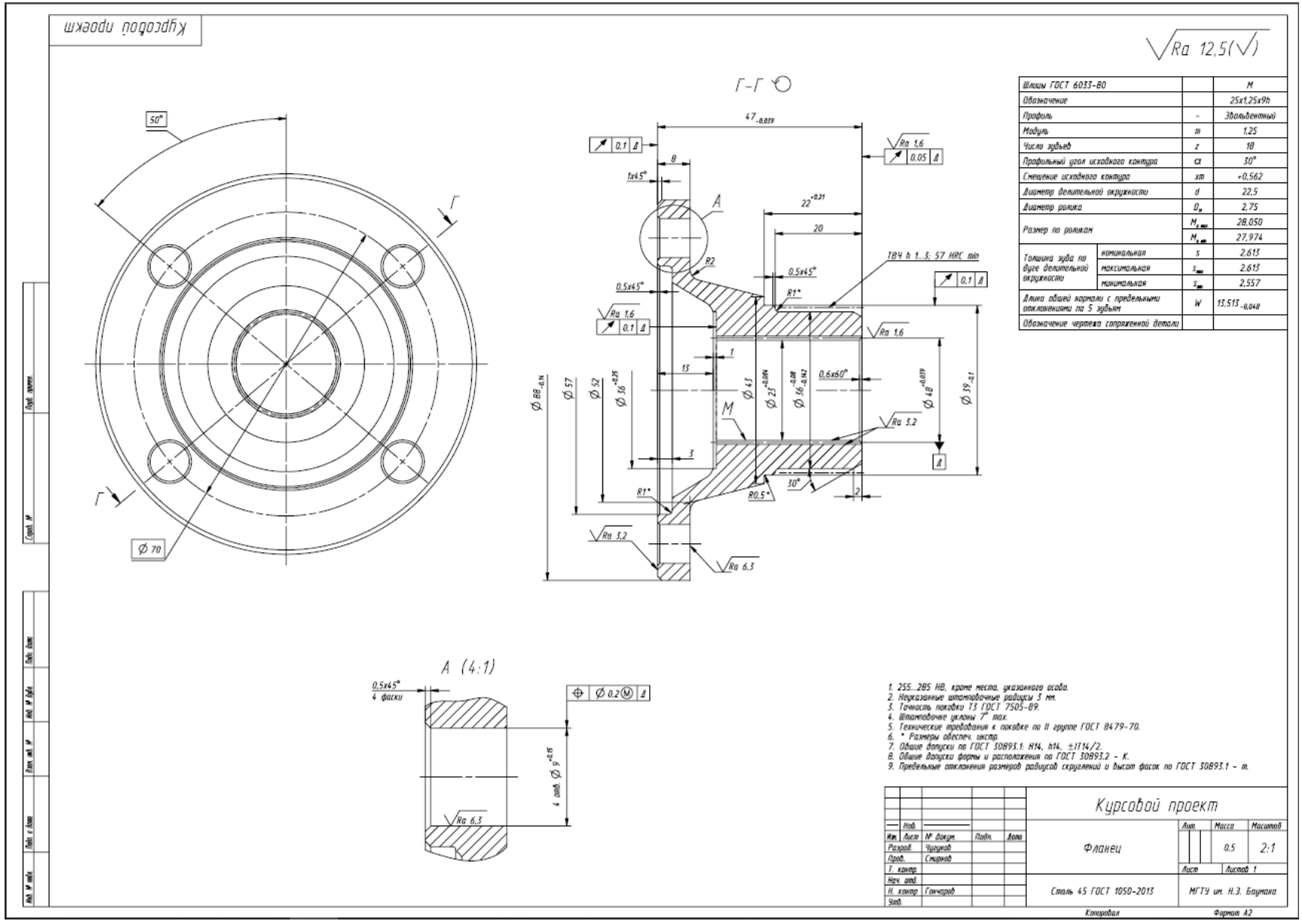


Шлицы прямобочные ГОСТ 1139-80		b-8x32f7x36a11x6f8
Число зубьев	z	8
Делительный диаметр	d	32
Внешний диаметр	D	36
Ширина зуба	b	6
Обозначение чертежа сопряженной детали		

Шлицевой венец		К
Профиль		Эвольвентный
Модуль	m	2
Число зубьев	z	38
Профильный угол исходного контура	α	20°
Коэффициент смещения исходного контура	x	+0,9
Диаметр делительной окружности	d	76
Размер по роликам при $D_м$ = 4мм	$M_{б\,max}$	84,063
	$M_{б\,min}$	83,941
Толщина зуба по дуге делительной окружности — Теоретическая	S	4,181
Максимальная	S_{max}	4,181
Минимальная	S_{min}	4,101
Длина общей нормали с предельными отклонениями по 7 зубьям	W	$19{,}807^{\ }_{-0{,}069}$
Обозначение чертежа сопряженной детали		

Шлицы ГОСТ 6033-80		И	М
Обозначение		32x1,25x9h	25x1,25x9h
Профиль	–	Эвольвентный	Эвольвентный
Модуль	m	1,25	1,25
Число зубьев	z	24	18
Профильный угол исходного контура	α	30°	30°
Смещение исходного контура	xm	+0,312	+0,562
Диаметр делительной окружности	d	30	22,5
Диаметр ролика	$D_м$	2,5	2,75
Размер по роликам	$M_{б\,max}$	34,540	28,050
	$M_{б\,min}$	34,447	27,974
Толщина зуба по дуге делительной окружности — номинальная	s	2,324	2,613
максимальная	s_{max}	2,324	2,613
минимальная	s_{min}	2,261	2,557
Длина общей нормали с предельными отклонениями по 5 зубьям	W	$17{,}013^{\ }_{-0{,}055}$	$13{,}513^{\ }_{-0{,}048}$
Обозначение чертежа сопряженной детали			

Рабочие чертежи деталей



Расчёт удельных сил тяги

Удельная сила тяги по двигателю и по сцеплению определяется по формуле (5.2) и (5.3).

$$p_{\text{дв}} = \frac{T_{me} \cdot u_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{тр}}}{r_{\text{к}} \cdot m_{\text{км}} \cdot \text{g}} \qquad (5.2)$$

где T_{me} – максимальный крутящий момент двигателя, Н·м; $u_{\text{тр}}$ – передаточное отношение трансмиссии в рассматриваемом режиме; $\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии в рассматриваемом режиме; $r_{\text{к}}$ – расстояние от опорной поверхности до центра вращения колеса (принято равным статическому радиусу колеса), м; $m_{\text{км}}$ – полная масса автомобиля, кг; g – ускорение свободного падения, м/с^2.

$$p_{\varphi} = \frac{G_{\text{сц}} \cdot \varphi}{m_{\text{км}} \cdot \text{g}} \qquad (5.3)$$

где $G_{\text{сц}}$ – сцепной вес автомобиля, Н ($G_{\text{сц}} = m_{\text{км}} \cdot \text{g} \cdot K_{\text{сц}}$, $K_{\text{сц}}$ – коэффициент сцепного веса, принят равным 1, так как рассматривается движение одиночного автомобиля без прицепа); φ – коэффициент сцепления (см. таблицу 5.8); $m_{\text{км}}$ – полная масса автомобиля, кг; g – ускорение свободного падения, м/с^2.

Расчёт моментов и частот вращения

Для определения крутящего момента на входном валу рассчитываемого агрегата трансмиссии необходимо воспользоваться формулой 5.4.

$$T_{кр} = \frac{p_к \cdot G_{сц} \cdot r_к}{u_{тр-вх} \cdot \eta_{тр-вх}} \quad (5.4)$$

где $p_к$ – расчетная удельная сила тяги в рассматриваемом режиме; $u_{тр-вх}$ – передаточное отношение трансмиссии от колеса до входного вала расчитываемого агрегата в рассматриваемом режиме (передача в КП, передача в РК и тип дороги); $\eta_{тр-вх}$ – КПД трансмиссии от колеса до входного вала рассчитываемого агрегата.

Частота вращения входного вала рассчитываемого агрегата трансмиссии определяется по формуле (5.5).

$$n_{вх} = \frac{V_{ср} \cdot u_{тр-вх}}{r_к} \quad (5.5)$$

Результаты расчёта зубчатого зацепления

Таблица 6.1 – Параметры зубчатого зацепления

Параметр	Значение
Нормальный модуль m_n, мм	2,00
Угол профиля зуба в нормальном сечении a_n,°	20
Межосевое расстояние a, мм	102
Коэффициент высоты головки исходного контура $h_{a_зв}$	1,0
Коэффициент радиального зазора исходного контура $\tilde{n}$	0,25
Число зубьев шестерни z_1	41
Число зубьев колеса z_2	58
Начальный диаметр шестерни d_{w1}, мм	84,485
Начальный диаметр колеса d_{w2}, мм	119,515
Рабочая ширина зуба при расчете контактных напряжений в b_w,мм	44
Рабочая ширина зуба шестерни при расчете изгибных напряжений b_{f1},мм	44,01
Рабочая ширина зуба колеса при расчете изгибных напряжений b_{f2},мм	45,32
Угол наклона линии зуба β,°	17
Коэффициент смещения зуба шестерни x_1	-0,02

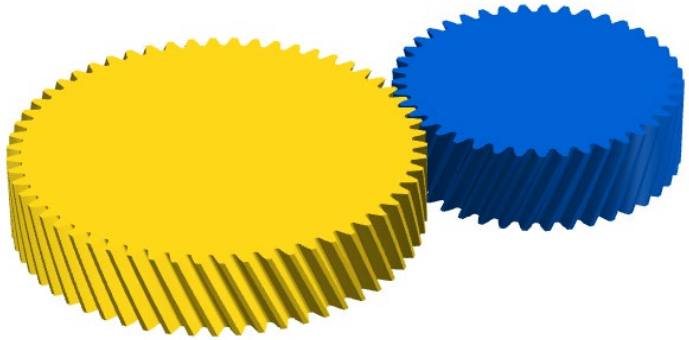
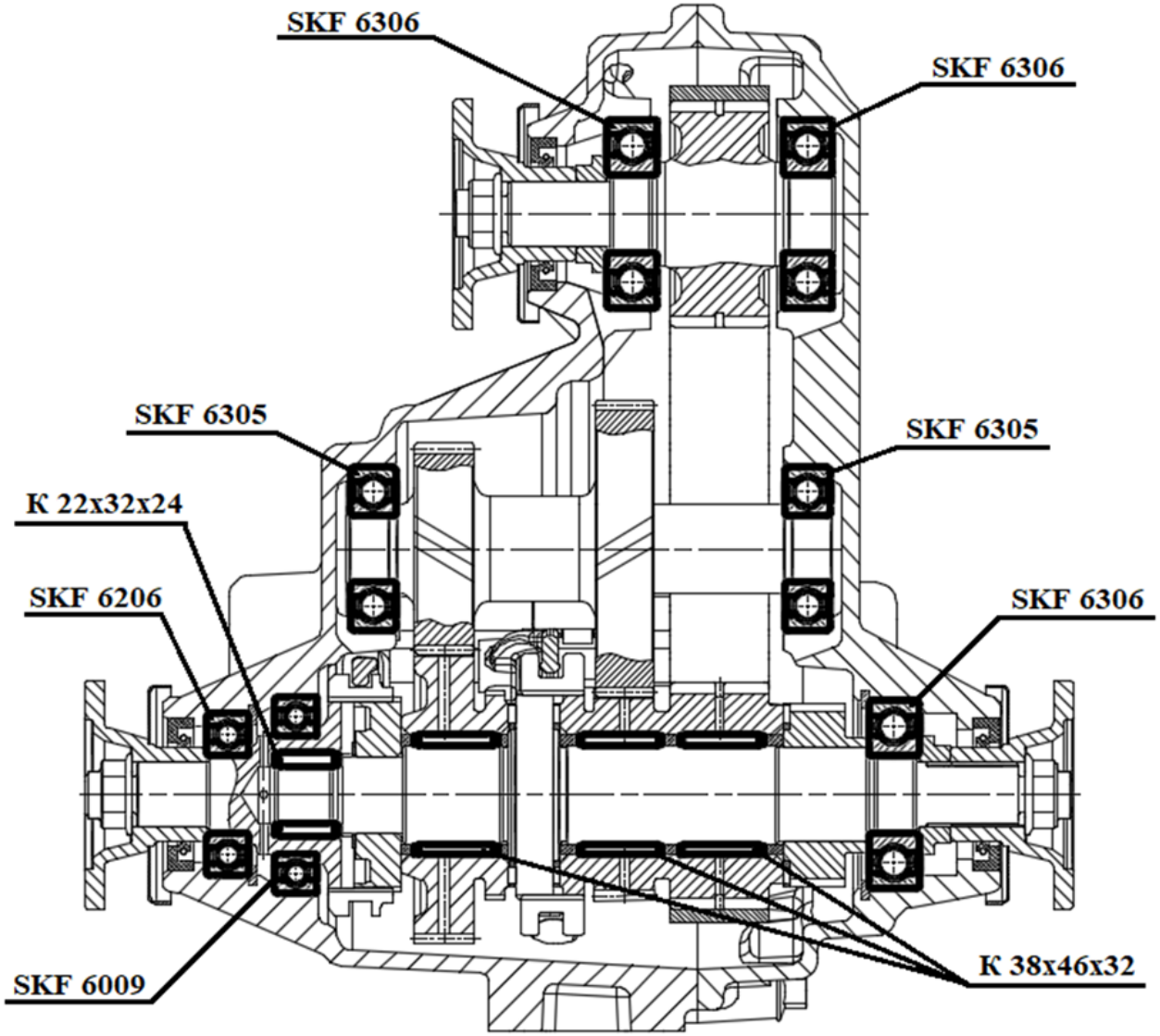


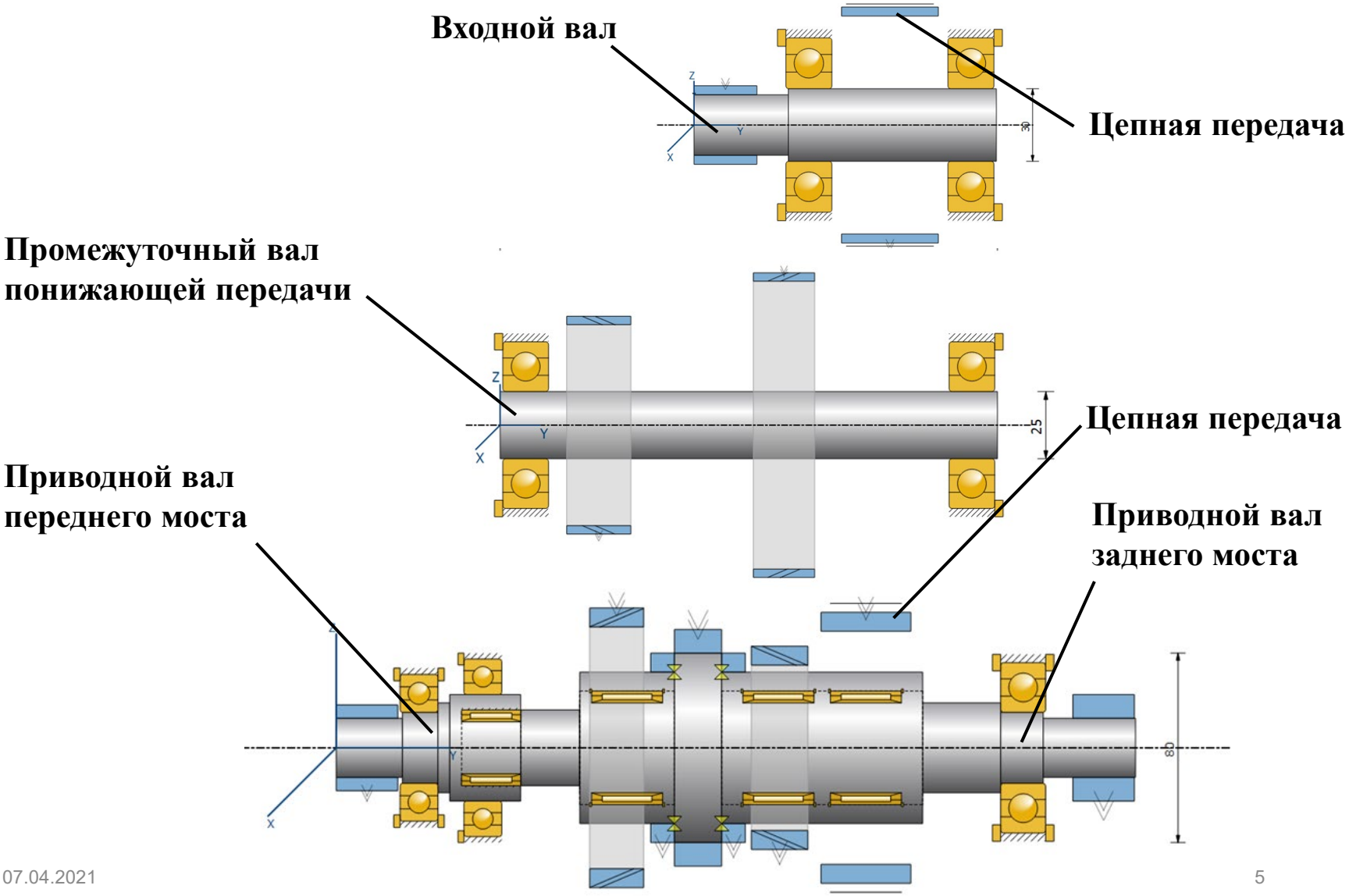
Таблица 6.2 – Результаты расчёта зубчатых колёс на прочность и долговечность

Передача	Зубчатое колесо	Коэффициенты запаса по прочности		Коэффициенты запаса по долговечности	
		контакт	изгиб	контакт	изгиб
1	ведущее	1,268	1,926	1,345	2,037
	ведомое	1,282	1,851	1,363	1,957
2	ведущее	1,133	1,531	1,196	1,593
	ведомое	1,145	1,471	1,212	1,530

Общая схема установки подшипников



Схемы для расчёта подшипников



Результаты расчёта подшипников

Общий пробег автомобиля в километрах по техническому заданию составляет 800 000 км. При движении автомобиля с средней скоростью 84 км/ч общий пробег в часах составит 9524 ч. Доля пробега на пониженной передаче в раздаточной коробке составляет 0,05 от общего пробега и равна соответственно 40 000 км и 476,2 ч.

Таблица 7.1 – Результаты расчёта подшипников ведущего вала

Подшипник	Грузоподъёмность		Результат	
	Динамическая, C [кН]	Статическая, C_0 [кН]	Минимальный стат. запас прочности	Минимальный срок службы, часов
SKF 6306 (левый)	29,6	16	2,26	9972
SKF 6306 (правый)	29,6	16	2,25	9952

Таблица 7.2 – Результаты расчёта подшипников промежуточного вала понижающей передачи

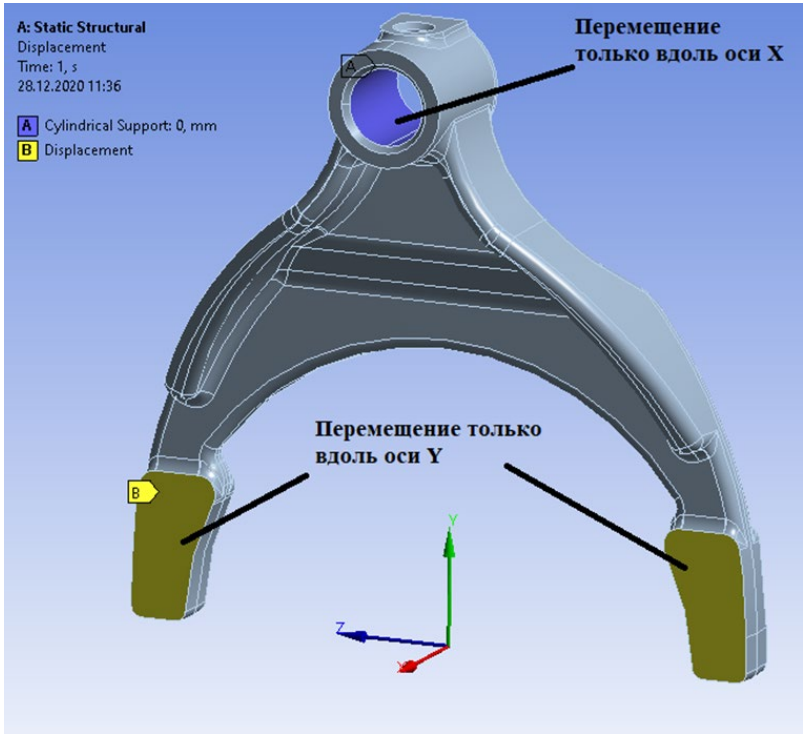
Подшипник	Грузоподъёмность		Результат	
	Динамическая, C [кН]	Статическая, C_0 [кН]	Минимальный стат. запас прочности	Минимальный срок службы, часов
SKF 6305 (левый)	23,4	11,6	2,19	757
SKF 6305 (правый)	23,4	11,6	2,08	705

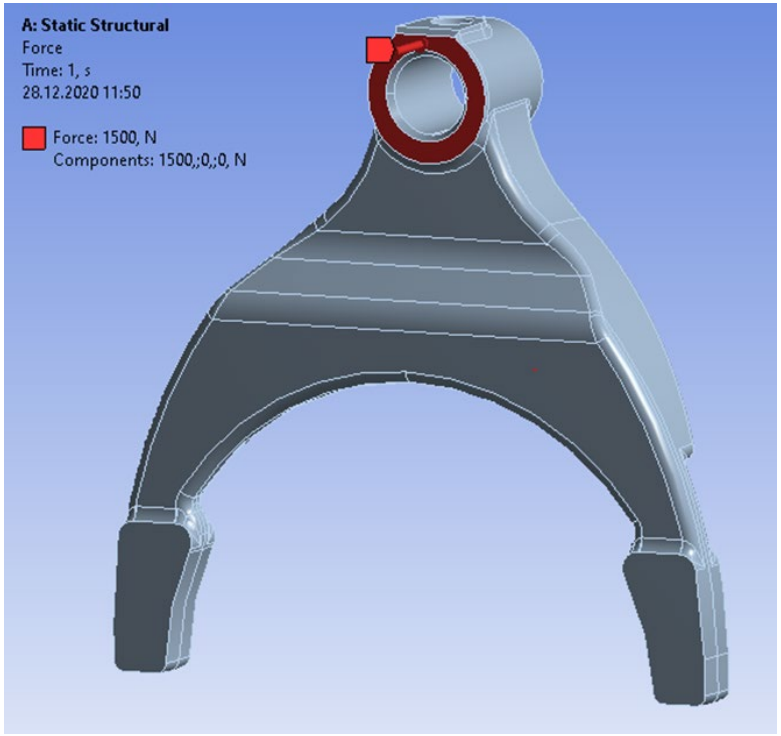
Таблица 7.3 – Результаты расчёта подшипников выходных валов

Подшипник	Грузоподъёмность		Результат	
	Динамическая, C [кН]	Статическая, C_0 [кН]	Минимальный стат. запас прочности	Минимальный срок службы, часов
SKF 6206 (левый)	20,3	11,2	2,21	10186
SKF 6009 (промежуточный)	22,1	14,6	2,16	9624
SKF 6306 (правый)	29,6	16	2,24	9851
К 22х32х24	31,9	40	3,46	>10000

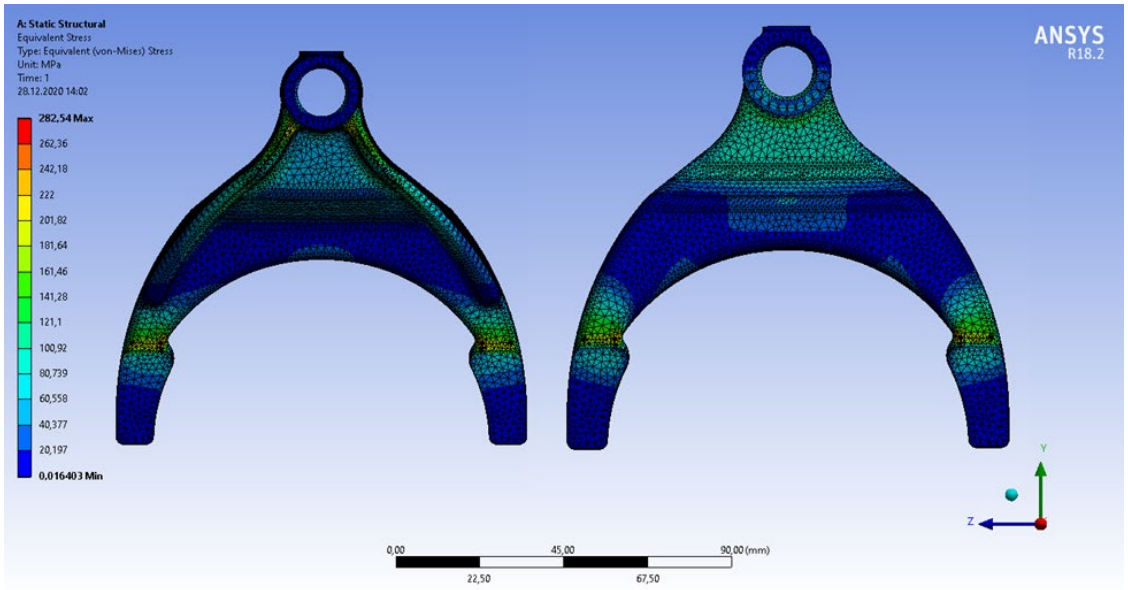
Расчёт МКЭ
Параметры нагружения

В качестве варианта нагружения принят расчётный случай: «нагрузка, соответствующая усилию на рычаге переключения со стороны водителя 40 кгс». С учётом установки рычага переключения в раздаточной коробке осевая сила, действующая на вилки со стороны штока, составляет 153 кгс или 1500 Н.





Расчёт МКЭ вилки понижающей передачи



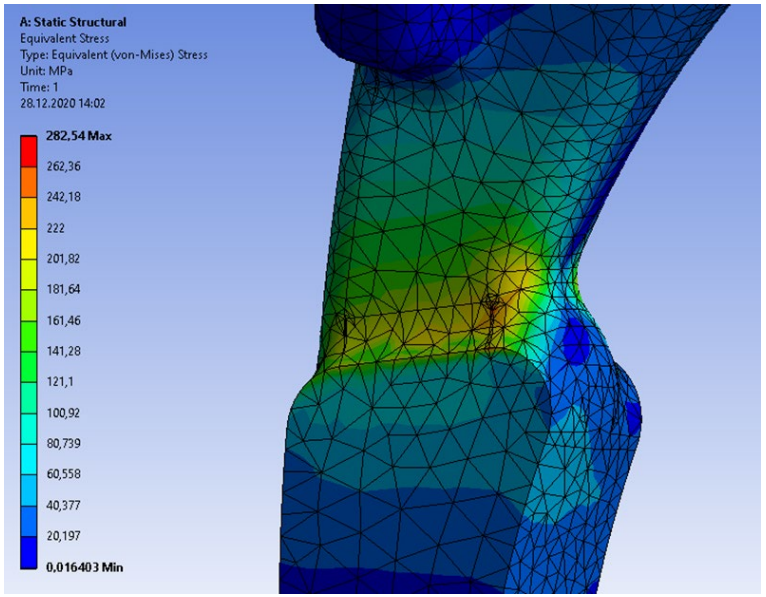
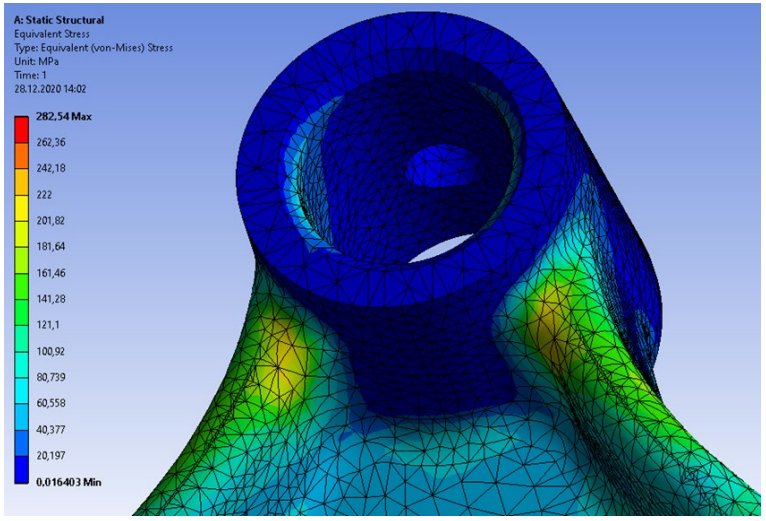


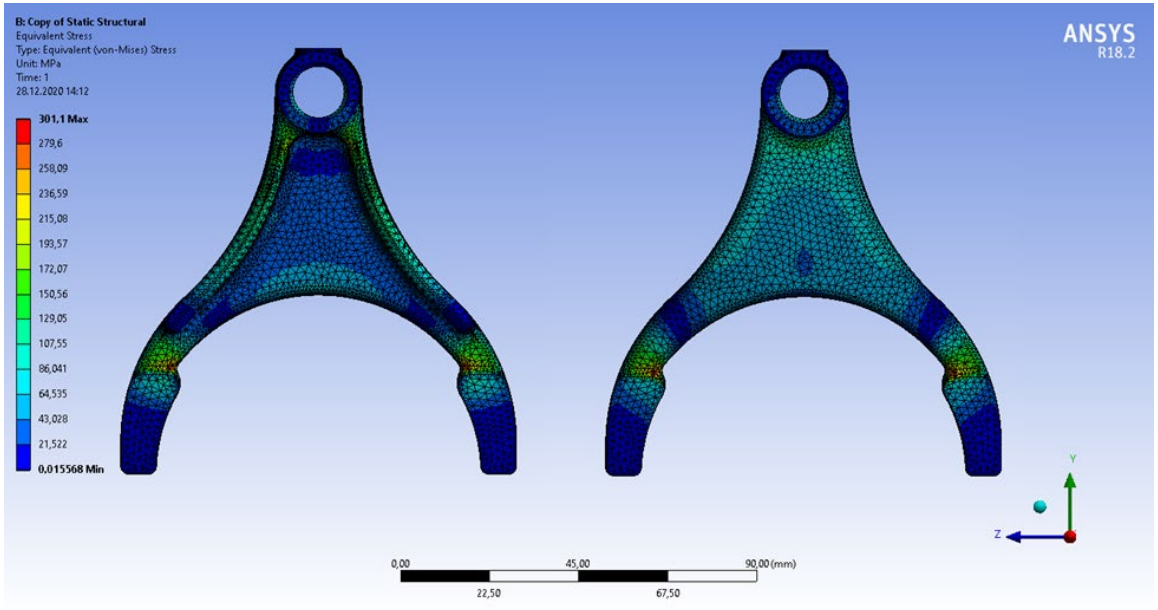
Таблица 8.1 – Механические свойства материала

Материал	Модуль упругости E, МПа	Коэфф. Пуассона μ	Предел текучести $\sigma_т$, МПа	Предел прочности $\sigma_в$, МПа	Удлинение при разрыве δ_5, %
Сталь 35Л	212000	0,3	350	550	16

Максимальные напряжения равны 282,5 МПа и наблюдаются в верхней части лапок. Также высокие напряжения наблюдаются в зоне перехода рёбер жёсткости в верхнюю цилиндрическую часть вилки.



Расчёт МКЭ вилки подключения переднего моста



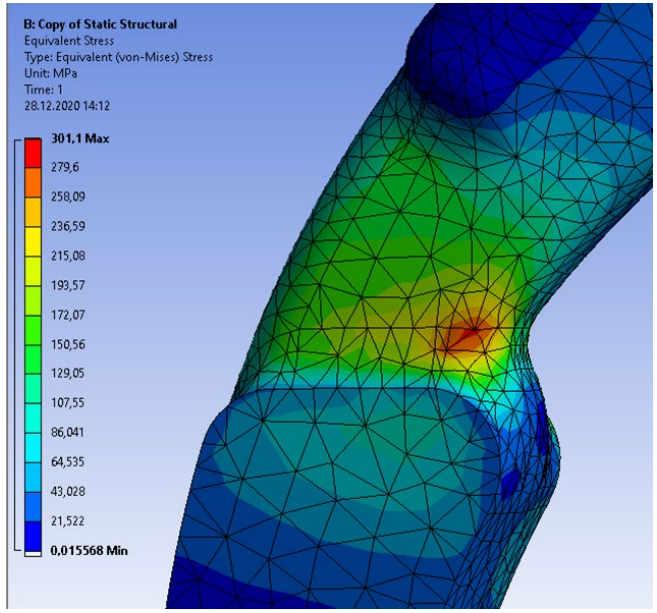


Таблица 8.1 – Механические свойства материала

Материал	Модуль упругости E, МПа	Коэфф. Пуассона μ	Предел текучести $\sigma_т$, МПа	Предел прочности $\sigma_в$, МПа	Удлинение при разрыве δ_5, %
Сталь 35Л	212000	0,3	350	550	16

Максимальные напряжения составляют 301,1 МПа и наблюдаются в верхней части лапок

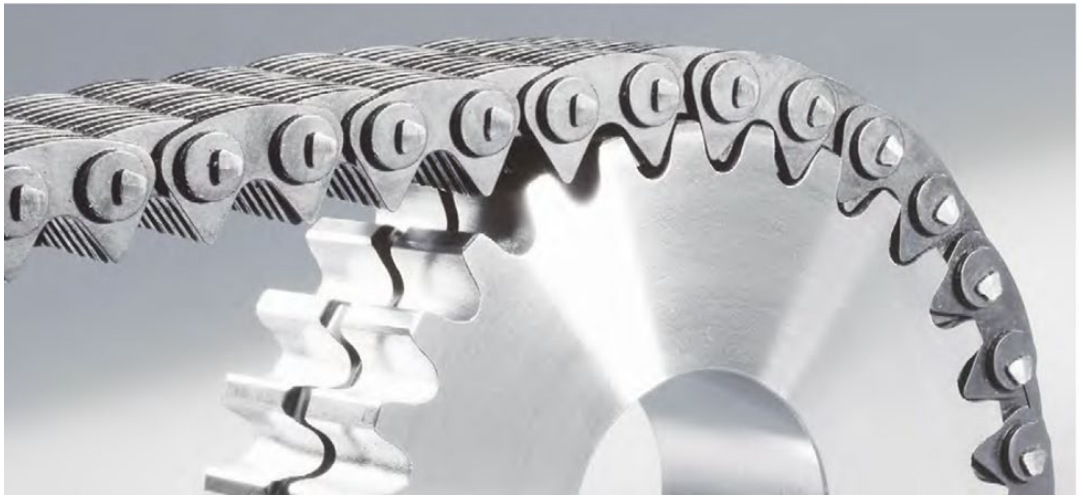
Результаты расчёта МКЭ

Таблица 8.2 – Результаты расчёта

Деталь	Эквивалентные напряжения, МПа	Допускаемые напряжения		Коэффициент запаса	
		По текучести $[\sigma_т]$, МПа	По прочности $[\sigma_в]$, МПа	По текучести	По прочности
Вилка понижающей передачи	282,5	350	550	1,24	1,95
Вилка подключения моста	301,1	350	550	1,16	1,83

Расчёт параметров цепи привода

Расчёт параметров цепи привода проводился на основании данных из каталога производителя приводных цепей Renold.

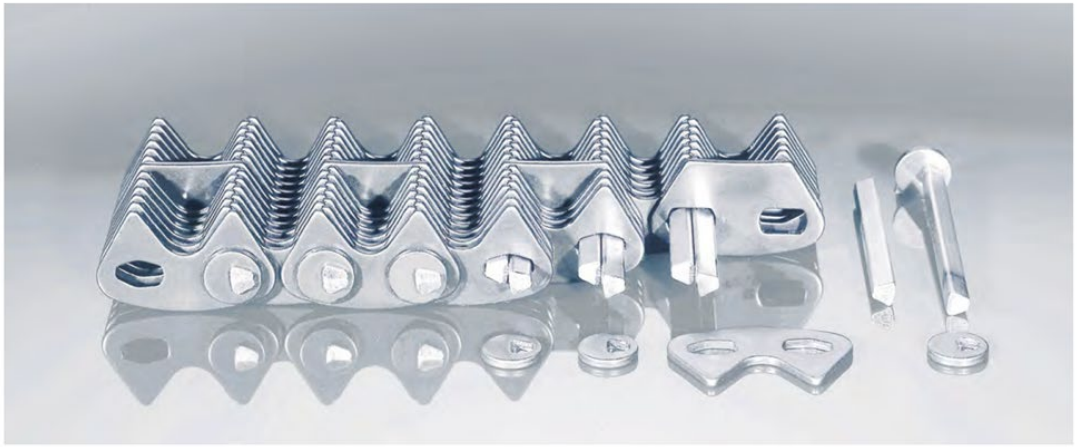


Optimized link plate form and joint kinematics

HPC







Расчёт параметров цепи привода

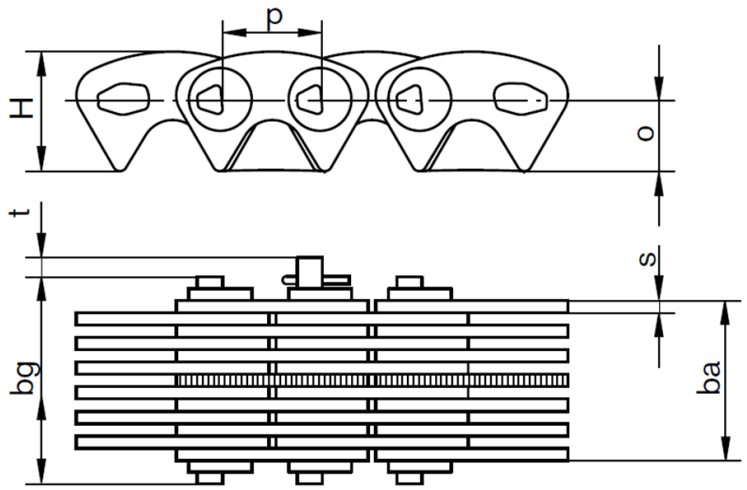


Таблица 9.1 – Значения параметров выбранной цепи по каталогу

Параметр	Значение
Расстояние между осями звена *p*, мм	9,525
Ширина по краям звеньев ba, мм	39,1
Габаритная ширина bg, мм	43,3
Толщина одного звена, мм	2
Расстояние от оси звена до вершины o, мм	6,8
Высота цепи H, мм	11,3
Приведённая масса цепи, кг/м	2,2

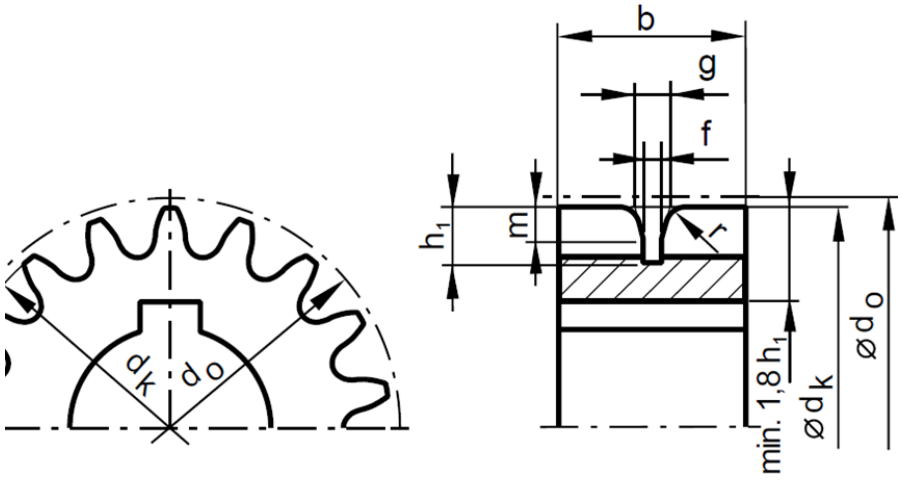
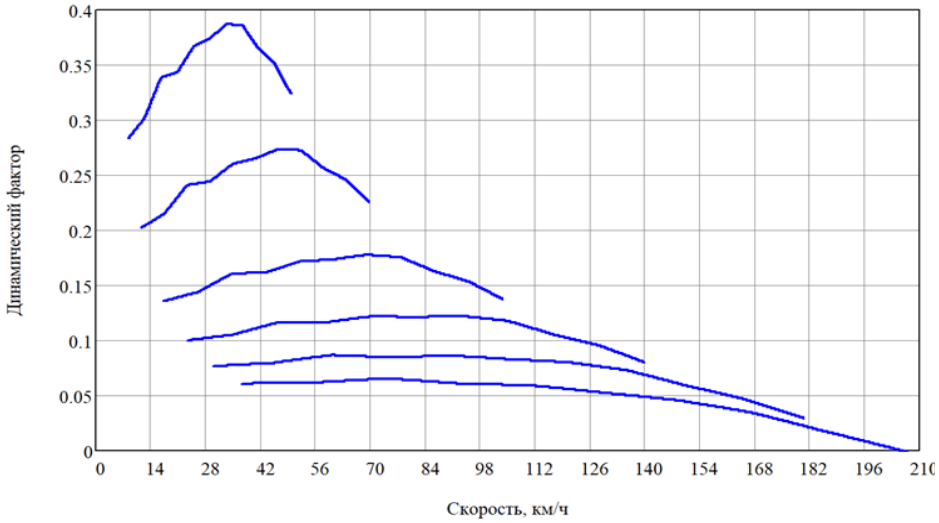


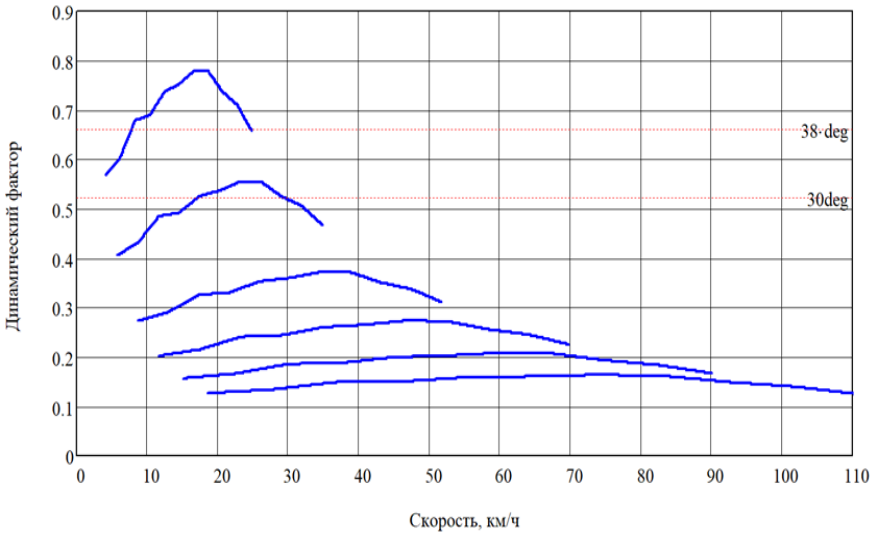
Таблица 9.2 – Параметры приводного зубчатого колеса

Параметр	Значение
Число зубьев Z	30
Диаметр окружности вершин зубьев dk, мм	86,5
Ширина зубчатого венца b, мм	45
Ширина канавки f, мм	3
Ширина канавки g, мм	4
Глубина канавки h1, мм	5,5
Радиус скругления зубьев r, мм	2

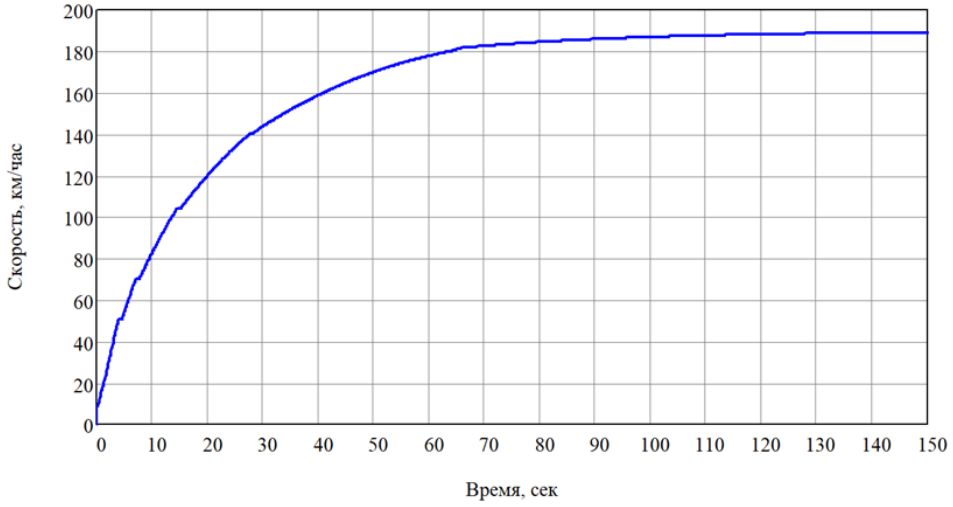
Тягово-динамический расчёт



Динамический фактор при движении на повышающей передаче в раздаточной коробке



Динамический фактор при движении на понижающей передаче в раздаточной коробке



Разгонная характеристика автомобиля при движении на повышающей передаче в раздаточной коробке

Результаты и выводы

1. В результате выполнения курсового проекта была спроектирована раздаточная коробка, отвечающая заданным требованиям задания.
2. Были проведены расчёты зубчатых колёс понижающей передачи и подшипников раздаточной коробки.
3. Методом конечных элементов в программе Ansys Workbench были рассчитаны вилки включения понижающей передачи и подключения переднего моста.
4. По каталогу производителя приводных цепей были подобраны параметры цепи, необходимой для установки в раздаточную коробку.
5. Проведённый тягово-динамический расчёт показал, что автомобиль может реализовать заданную максимальную скорость равную 140 км/ч.