

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФГБОУ ВО Казанский государственный аграрный университет  
Институт механизации и технического сервиса

Специальность 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства»

Специализация «Автомобили и тракторы»

Кафедра «Тракторы, автомобили и энергетические установки»

**ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА**

на соискание квалификации (степени) «специалист»

Тема: Проектирование трактора тягового класса 20 кН с разработкой насоса системы смазки

Шифр ВКР 23.05.01.030.20.РНСС.00.00.ПЗ

Студент группы C251-07  Хаматов Ф.И.

Руководитель доцент  Усенков Р.А.

Обсужден на заседании кафедры и допущен к защите (протокол № 11 от 17 июня 2020 г.)

И.о. зав. кафедрой доцент  Хафизов Р.Н.

Казань – 2020 г.

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФГБОУ ВО Казанский государственный аграрный университет  
Институт механизации и технического сервиса

Специальность 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства»

Специализация «Автомобили и тракторы»

Кафедра «Тракторы, автомобили и энергетические установки»

«УТВЕРЖДАЮ»

И.о. зав. кафедрой ТАиЭУ

/Хафизов Р.Н./

« 12 » марта 2020 г.

### ЗАДАНИЕ

на выпускную квалификационную работу

Студенту Хаматову Фирзару Ильгизаровичу

Тема ВКР: Проектирование трактора тягового класса 20 кН с разработкой насоса системы смазки

утверждена приказом по вузу от «22» мая 2020 г. № 178

2. Срок сдачи студентом законченной ВКР 15.06.2020

3. Техническое задание на ВКР

–Разработать трактор для выполнения сельскохозяйственных работ.

–Назначение: сельскохозяйственное, общего назначения.

–Тип ходовой части – 4к4, тяговый класс 20 кН

–Подобрать основные оптимальные параметры трактора: G – массу трактора, кН; Ne – мощность двигателя, кВт.

–Произвести тягово-динамический расчет трактора.

–Разработать конструкцию насоса системы смазки

–Разработать технологию изготовления детали насоса системы

смазки

–Разработать мероприятия по безопасности жизнедеятельности и

охраны окружающей среды при эксплуатации трактора.

–Произвести экономическое обоснование

4. Перечень подлежащих разработке вопросов Тяговый расчет трактора.  
 2. Эскизная компоновка. 3. Конструкторская разработка. 4. Технология изготовления детали. 5. Безопасность жизнедеятельности. 6. Охрана окружающей среды. 7. Экономическое обоснование.

5. Перечень графических материалов 1. Результаты тягового расчета трактора.  
 2. Эскизная компоновка проектируемого трактора. 3. Обзор существующих конструкций. 4. Сборочный чертеж двигателя с насосом системы смазки. 5. Сборочный чертеж насоса системы смазки. 6. Чертежи нестандартных деталей и сборочных единиц. 8. Технологическая карта на изготовление детали. 9. Экономическое обоснование

6. Консультанты по ВКР

Раздел (подраздел)	Консультант
Технология изготовления детали	Марданов Р.Х.
Безопасность жизнедеятельности	Гаязиев И.Н.
Экология и охрана окружающей среды	Макарова О.И.
Экономическое обоснование	Сафиуллин И.Н.

7. Дата выдачи задания 12.03.2020

**КАЛЕНДАРНЫЙ ПЛАН**

№ п/п	Наименование этапов ВКР	Срок выполнения	Примечание
1	Тягово-динамический расчет	10.05.2020	
2	Конструкторская часть	25.05.2020	
3	Технология изготовления детали	28.05.2020	
4	Экономическое обоснование	10.06.2020	

Студент Хаматов Ф. И. (Хаматов Ф. И.)

Руководитель ВКР Усенков Р.А. (Усенков Р.А.)

## АННОТАЦИЯ

К выпускной квалификационной работе Хаматова Ф.И. «Проектирование трактора тягового класса 20 кН с разработкой насоса системы смазки»

Выпускная квалификационная работа состоит из пояснительной записки на 103 страницах машинописного текста и графической части на 9 листах. Записка состоит из введения, 7 разделов, вывода и включает 13 рисунков и 7 таблиц. Список используемой литературы содержит 14 наименований.

В первом разделе представлен тяговый расчет трактора. Определены основные параметры проектируемого трактора.

Во втором разделе приведена эскизная компоновка проектируемого трактора.

В третьем разделе приведен анализ существующих конструкций, проведены конструктивные расчеты.

В четвертом разделе представлены технологические расчеты по изготовлению детали.

В пятом разделе рассмотрены мероприятия по безопасности жизнедеятельности.

В шестом разделе рассмотрены вопросы охраны окружающей среды.

В седьмом разделе представлено экономическое обоснование конструкции.

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

## ABSTRACT

To the final qualifying work of Khamatov F.I. «Design of a tractor of traction class 20 kN with the development of a pump of a lubrication system».

The final qualification work consists of an explanatory note on 103 pages of typewritten text and a graphic part on 9 sheets. The note consists of introduction, 7 sections, conclusion and includes 13 figures and 7 tables. The list of used literature contains 14 items.

The first section presents the tractor traction calculation. The main parameters of the designed tractor are determined.

The second section provides a sketch layout of the designed tractor.

The third section provides an analysis of existing structures, carried out structural calculations.

The fourth section presents technological calculations for the manufacture of parts.

The fifth section discusses life safety measures.

The sixth section addresses environmental issues.

The seventh section presents the business case for the design.

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

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	8
1. ТЯГОВО-ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРОЕКТИРУЕМОГО ТРАКТОРА.....	10
1.1 Расчет теоретической тяговой характеристики трактора.....	10
1.2 Расчет и построение регуляторной характеристики тракторного двигателя.....	12
1.3 Анализ тяговой характеристики трактора.....	20
2. ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА ПРОЕКТИРУЕМОГО ТРАКТОРА.....	21
3. КОНСТРУКТОРСКАЯ ЧАСТЬ.....	24
3.1 Состояние изучаемого вопроса.....	24
3.2 Обзор существующих конструкций.....	37
3.3 Конструктивные расчеты.....	56
4. ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ.....	67
4.1.Выбор материала заготовки.....	67
4.2 Выбор оборудования и режущего инструмента.....	67
4.3 Технологические расчеты.....	67
4.4 Разработка метода контроля детали и проектирования измерительного инструмента.....	82
5. РАЗРАБОТКА ВОПРОСОВ БЕЗОПАСНОСТИ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ .....	84
5.1 Общие положения.....	84
5.2 Физическая культура на производстве.....	89
6. РАЗРАБОТКА МЕРОПРИЯТИЙ ПО ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ ЗАЩИТЕ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ.....	90
7. ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВКР.....	92
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	101
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	102

СПЕЦИФИКАЦИИ.....	104
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	

## ВВЕДЕНИЕ

В смазочной системе двигателя масло должно постоянно циркулировать, а на многие детали подаваться под давлением, иначе нормальная смазка будет невозможна. Циркуляцию и нагнетание масла в двигатель обеспечивает простой узел— масляный насос.

Смазка трущихся деталей двигателя осуществляется маслом, которое циркулирует в системе смазки мотора. При этом часть узлов и деталей смазывается только маслом под давлением, например, так осуществляется смазка коренных и шатунных подшипников коленчатого вала. Эти задачи— циркуляция масла и подача его под давлением— решаются установленным в моторе масляным насосом.

В большинстве моторов используются насосы с механическим приводом. В некоторых турбированных системах применяется электронасос, который после остановки двигателя еще некоторое время подает масло в турбину для охлаждения.

Как правило, в автомобилях устанавливается один насос. В некоторых случаях (если используется система смазки с сухим картером) насосов может быть 2 или 3.

В двигателях с «мокрым картером» масляный насос устанавливается в двигателе между расположенным в поддоне картера маслоприемником и масляным фильтром. В двигателях с «сухим картером» нагнетательный насос установлен между масляным баком и фильтром, а секции откачивающего насоса— между секциями картера (а также турбокомпрессора) и масляным баком или вспомогательным масляным радиатором воздушного охлаждения.

Существует два типа масляных насосов, которые отличаются по устройству и принципу действия:

- Шестереночного типа;
- Роторного типа.

В свою очередь, шестереночные насосы делятся на два вида:

- С наружным зацеплением шестерен;
- С внутренним зацеплением шестерен.

Шестереночные насосы обычно создают постоянное давление (которое в разных двигателях колеблется от 2 до 16 атмосфер), а роторные насосы бывают как нерегулируемые, так и регулируемые— последние способны изменять подачу масла в зависимости от режимов работы двигателя.

Масляный насос, который приводится в движение от коленвала, может быть регулируемым и нерегулируемым.

Нерегулируемый насос имеет изменяемую производительность за период времени (зависит от скорости вращения коленвала) и неизменную – за один рабочий цикл (полный оборот). Однако потребность в масле растет не пропорционально повышению нагрузки, и при высоких оборотах насос может создать избыточное давление в системе. В таком случае при максимальных нагрузках срабатывает редукционный клапан, защищающий детали двигателя от избыточного давления масла.

Регулируемые насосы, как понятно из названия, дополнены системой регулировки производительности: она может варьироваться и в расчете на единицу времени, и в пересчете на рабочий цикл.

# 1. ТЯГОВО-ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРОЕКТИРУЕМОГО ТРАКТОРА

## 1.1 Расчет теоретической тяговой характеристики трактора

Исходные данные для расчета трактора.

Тип ходовой части - колесная 4х4.

Тяговый класс –  $P_{кр.н.}=20$  кН.

Средняя рабочая скорость –  $V_{ср,}=3,2$  м/с.

Номин. частота вращения к/вала двигателя –  $n_{ен,}=2100$  об/мин.

Удельный расход топлива -  $g_{ен,}=240$  г/квт ч.

1. Определение массы трактора.

$$m_K = \frac{P_{кр.ном}}{\varphi_{кр.ном} \cdot 9,81}, \text{ кг} \quad (1.1)$$

где. – коэффициент использования массы при номинальном тяговом усилии. Для тракторов 4х4  $\varphi_{кр.ном}=0,40 \dots 0,50$

$$m_K = \frac{P_{кр.ном}}{\varphi_{кр.ном} \cdot 9,81} = \frac{20000}{0,4 \cdot 9,81} = 5096 \text{ кг}$$

Эксплуатационная масса:

$$m_э = m_K \cdot (1,06 \dots 1,12), \text{ кг.} \quad (1.2)$$

$$m_э = 5096 \cdot (1,1) = 5605 \text{ кг.}$$

2. Выбор прототипа и его техническая характеристика.

Прототипом проектируемого трактора является МТЗ1221.

### 3. Определение параметров ходовой части.

$$G_{K1} = \frac{m_{\text{э}} \cdot \lambda_K \cdot 9,81}{2}, \text{ Н} \quad (1.3)$$

$$G_{K1} = \frac{5600 \cdot 0,92 \cdot 9,81}{2} = 25270 \text{ Н}$$

где  $G_{K1}$  – вес трактора, приходящееся на одно колесо;

$\lambda_K$  – коэффициент распределения веса на ведущее колесо,  $\lambda_K = 0,92$ .

Радиус ведущего колеса:

$$r_K = 0,0254 \cdot [0,5 \cdot d + H \cdot (1 - \delta_r)], \text{ м} \quad (1.4)$$

где 0,0254 – коэф. перевода дюймов в метры;

$d$  – посадочный диаметр в дюймах,

$H$  – высота профиля в дюймах;

$\delta_r$  – коэффициент радиальной деформации шины,  $\delta_r = 0,11 \dots 0,13$ .

Подбираем по справочнику шину типоразмера 18,4R38

$$r_K = 0,0254 \cdot [0,5 \cdot 38 + 18,4 \cdot (1 - 0,12)] = 0,89 \text{ м}$$

Выбираем радиус колеса 0,9 м.

### 4. Определение номинальной мощности двигателя.

$$N_{e.ном} = \frac{V_{ср} \cdot (P_{кр.ном} + m_{\text{э}} \cdot f \cdot 9,81)}{1000 \cdot \eta_{тр}}, \text{ кВт} \quad (1.5)$$

где  $f$  – коэф. сопротивления движению при работах в нормальных условиях;

$\eta_{тр}$  – к.п.д. трансмиссии трактора, можно принять  $\eta_{тр} = 0,9$ .

$$N_{e.ном} = \frac{3,2 \cdot (20000 + 5600 \cdot 0,1 \cdot 9,81)}{1000 \cdot 0,9} = 90,64 \text{ кВт}$$

Выбираем с запасом 96 кВт.

## 5. Определение крутящего момента.

$$M_{еном} = \frac{30 \cdot 10^3 \cdot N_{еном}}{\pi \cdot n_{еном}}, \text{ Нм} \quad (1.6)$$

$$M_{еном} = \frac{30 \cdot 10^3 \cdot 96}{3,14 \cdot 2100} = 436 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Определение номинального часового расхода топлива

$$G_{тном} = \frac{q_{еном} \cdot N_{еном}}{1000}, \text{ кг/ч} \quad (1.7)$$

где  $G_{тном}$  – номинальный часовой расход топлива, кг/ч;

$q_{еном}$  – удельный расход топлива, г/кВт·ч;

$N_{еном}$  – номинальная мощность двигателя, кВт;

$n_{еном}$  – номинальные обороты вала двигателя, об/мин;

$$G_{тном} = \frac{240 \cdot 96}{1000} = 23,04 \text{ кг/ч}$$

Подбираем прототип двигателя Д-260.2, у которого следующие характеристики таблица 1.1:

Таблица 1.1 Характеристики двигателя Д-260.2

Модель	Число и располож. цилиндров	Тип системы газообмена	Номинал. мощность, кВт	Номинал. частота вращения, об/мин	Макс. крутящий момент, Н·м	Частота вращения при макс. крутящем моменте, об/мин	Удельный расход топлива, г/кВт·ч	Масса, кг
Д-260.2	6L	T	96	2100	500	1400	226	650

## 1.2 Расчет и построение регуляторной характеристики тракторного двигателя.

Наибольшая скорость вращения коленчатого вала при полной подаче топлива, но без нагрузки.

$$n_{сх/х} = n_{еном} \cdot (1 + b_p), \text{ об/мин} \quad (1.8)$$

где  $\delta_p$  – степень неравномерности регулятора,  $\delta_p = 0,07 \dots 0,09$ .

$$n_{ex/x} = 2100 \cdot (1 + 0,08) = 2268 \text{ об/мин}$$

Тут же нужно определить величину расхода топлива.

$$G_{Tx/x} = G_{Tном} (0,25 \dots 0,30), \text{ кг/ч} \quad (1.9)$$

где  $G_{Tx/x}$  – величину расхода топлива, кг/ч;

$G_{Tном}$  – номинальный часовой расход топлива, кг/ч;

$$G_{Tx/x} = 23 \cdot 0,25 = 5,75 \text{ кг/ч}$$

$$g_e = \frac{G_T \cdot 1000}{N_E}, \quad \frac{\text{гр}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$$

$$g_e = \frac{23 \cdot 1000}{96} = 239 \frac{\text{гр}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$$

Для расчета использовали программу для расчета.

Таблица 1.2 Данные для расчета регуляторной характеристики.

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение		Величина
		Обычно е	в программе	
1.	Номинальная мощность двигателя – кВт	$N_{eном}$	N	96
2.	Номин. частота вращения к/вала – об/мин.	$n_{eном}$	H	2100
3.	Малые обороты хол. хода дв. – об/мин.	$n_{emin}$	H2	800
4.	Коэф. для расчета характеристики дв-ля.	$C_1$	C1	0,75
5.	Номинальный удельный расход топлива, гр/кВт·ч	$g_{eном}$	Q	240
6.	Степень неравномерности регулятора-	$\delta_p$	B	0,08

Таблица 1.3 Данные для расчета потенциальной характеристики

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение		Величина
		Обычно е	в программе	
1.	Номин. Мощность двигателя – квт.	N	N	96
2.	к.п.д. трансмиссии трактора	$\eta_{тр}$	H6	0,9
3.	Кэф. сор. движению на стерне – п	f	F	0,1
4.	Кэф. Сцепления х/ч с почвой	$\varphi$	F1	0,7
5.	Кэф. Распределения веса.	$\lambda_x$	L	0,92
6.	Номин. Тяговое усилие трактора – Н.	$P_{кр.ном}$	P	20000
7.	Коэффициенты для расчета буксования	a	A5	0,13
8.		b	B5	0,013
9.		c	C5	8
10.	Полная масса трактора – кг.	$m_э$	M5	5600

Результаты расчетов представлены в приложении

Определение тяговой зоны трактора.

Основное назначение потенциальной тяговой характеристики – это обоснование и выбор тяговой зоны будущего трактора.

Расчет значений передаточных чисел трансмиссии трактора для каждой передачи.

$$i_{mp} = \frac{0,105 \cdot n_{еном} \cdot 3,6 \cdot r_k}{V_{Ti}} \quad (1.10)$$

где  $i_{тр}$  – значения передаточных чисел трансмиссии трактора;

$n_{еном}$  – номинальные обороты вала двигателя, об/мин;

$r_k$  – радиус ведущего колеса.

$$i_{mp4} = \frac{0,105 \cdot 2100 \cdot 0,9}{3,3} = 60,1$$

$$i_{mp1} = \frac{0,105 \cdot 2100 \cdot 0,9}{1,9} = 99,5$$

Определим знаменатель геометрической прогрессии.

$$q = \sqrt[n-1]{\frac{i_{mpn}}{i_{mp1}}} = \sqrt[3]{\frac{60,1}{99,5}} = 0,84 \quad (1.11)$$

$$i_{mp2} = 99,5 \cdot 0,84 = 83,6$$

$$i_{mp3} = 83,6 \cdot 0,84 = 70,2$$

Распределение величины  $i_{тр}$  по агрегатам трансмиссии.

Поскольку транс миссия трактора состоит из коробки передач, из главной и конечной передач, т.е.

$$i_{тр} = i_{кпп} \cdot i_0 \cdot i_k, \quad (1.12)$$

Есть одно требование - возможность включения всех передач, для этого нужно, чтобы:

$$i_{кн1} \geq \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{V_{Tn}}{V_{T1}}, \quad (1.13)$$

Составление кинематической схемы трансмиссии и определение количества зубьев шестерён.

При этом так же следует обращаться к прототипу, использовать подходящие передачи этого трактора. В качестве примера рассмотрим простейшую схему колесного трактора, имеющего 4 передачи переднего хода (рисунок 3). Из предыдущих расчетов получены:  $i_{тр1}, i_{тр2}, \dots, i_{трn}; i_0$  и  $i_k$ , а также:

$$i_{кн1} = \frac{i_{mp1}}{i_0 \cdot i_k} \quad i_{кнj} = \frac{i_{mpj}}{i_0 \cdot i_k}, \quad (1.14)$$

т.е.  $i_{кп1}, i_{кп2}, \dots, i_{к.п.п}$ .

$$i_{кн1} = \frac{99,5}{4 \cdot 5} = 4,97$$

$$i_{кн2} = \frac{83,6}{4 \cdot 5} = 4,18$$

$$i_{кн3} = \frac{70,2}{4 \cdot 5} = 3,51$$

$$i_{кн4} = \frac{60,1}{4 \cdot 5} = 3$$

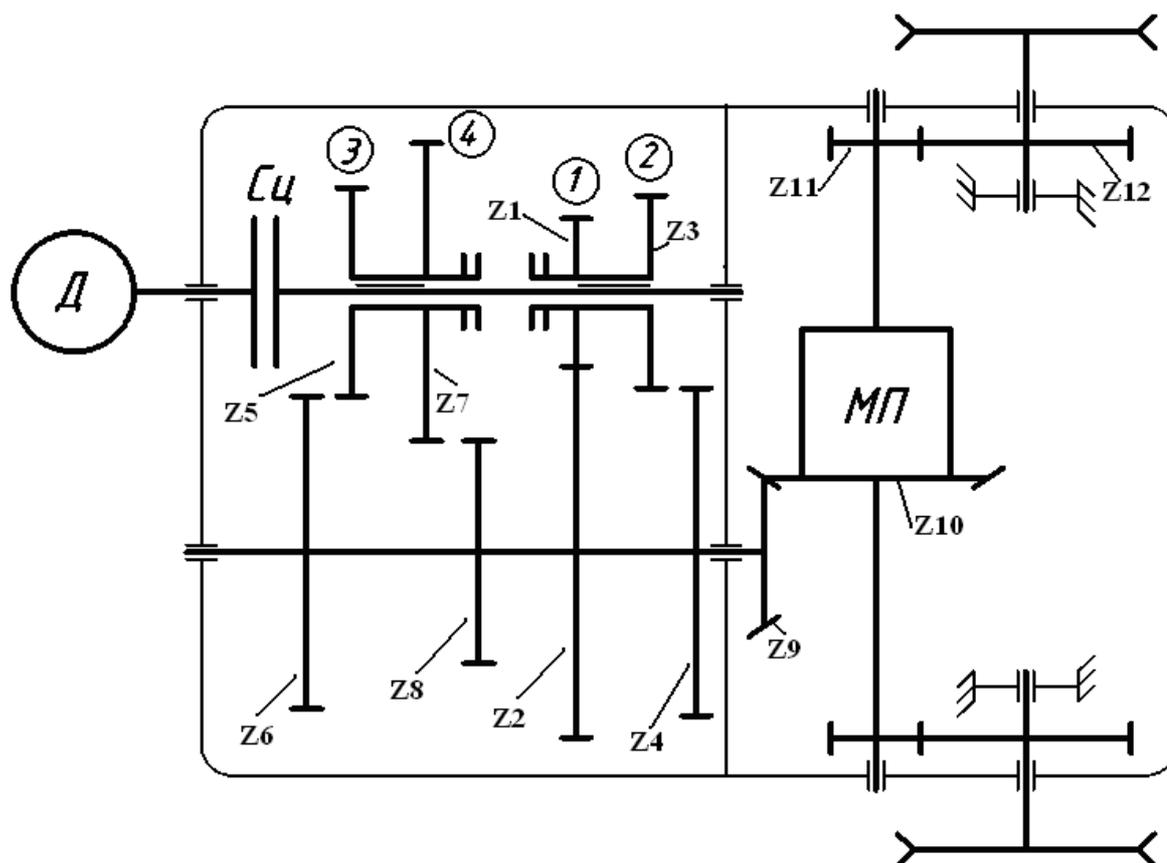


Рисунок 1.1 - Кинематическая схема колесного трактора.

Расчеты с использованием ЭВМ.

Для расчета теоретической тяговой характеристики с помощью ЭВМ необходимо подготовить следующую таблицу данных для ввода их в ЭВМ:

Таблица 1.4 – Таблица с параметрами трактора

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение		Величина
		Обычное	в программе	
1.	Масса трактора, кг	$m_э$	M	5600
2.	Радиус ведущих колес, м.	$r_k$	R	0,9
3.	К.п.д. трансмиссии	$\eta_{тр}$	H4	0,9
4.	Малые обороты холостого хода двигателя, об/мин.	$n_{емин}$	H1	800
5.	Номин. обороты вала двигателя, об/мин.	$n_{еном}$	H2	2100
6.	Мах. Обороты х/хода двигателя, об/мин.	$n_{ех/х}$	H3	2268
7.	Номин. момент двигателя, Н.м.	$M_{еном}$	M2	436
8.	Мах. Момент двигателя, Н.м.	$M_{емах.}$	M3	498
9.	Номин. часовой расход топлива, кг/ч.	$G_{тном}$	G2	23
10.	Часов. расход на холост. ходу, кг/ч.	$G_{тх/х}$	G3	5,75
11.	Удельный расход топлива, г/кВт*ч	$g_{еном}$	G4	240
12.	Коэф. сопротив. качению на заданном фоне.	$f$	F	0,1
13.	Коэф. сцепления на заданном фоне.	$\varphi$	F1	0,7
14.	Коэф. распределения веса на ведущие колеса.	$\lambda_k$	L	0,92
15.	Коэффициенты для расчета буксования	a	A5	0,13
16.		b	B5	0,013
17.		c	C5	8
18.	Обороты двигателя при $M_{емах.}$	$n_о$	H6	1320
19.	Номин. усилие на крюке, Н.	$P_{кр.ном}$	P	20000
20.	Уточненные значения передаточных чисел трансмиссии трактора	$i_{тр.1}$	I1	99,5
21.		$i_{тр.2}$	I2	83,6
22.		$i_{тр.3}$	I3	70,2
23.		$i_{тр.4}$	I4	60,1
24.	Начальное значение усилия на крюке, Н	$P_{кр.нач}$	P1	10
25.	Номин. мощность; кВт	$N_{еном}$	N2	96
26.	Коэффициент $C_1$	$C_1$	C1	0,75
27.	Коэф. $C_2=2-C_1$	$C_2$	C2	1,25

По этим данным строится теоретическая тяговая характеристика проектируемого трактора, которая представлена на рисунке 1.2.

$$P_f = f \cdot m_3 \cdot 9,81 = 0,1 \cdot 5600 \cdot 9,81 = 5493,6H$$

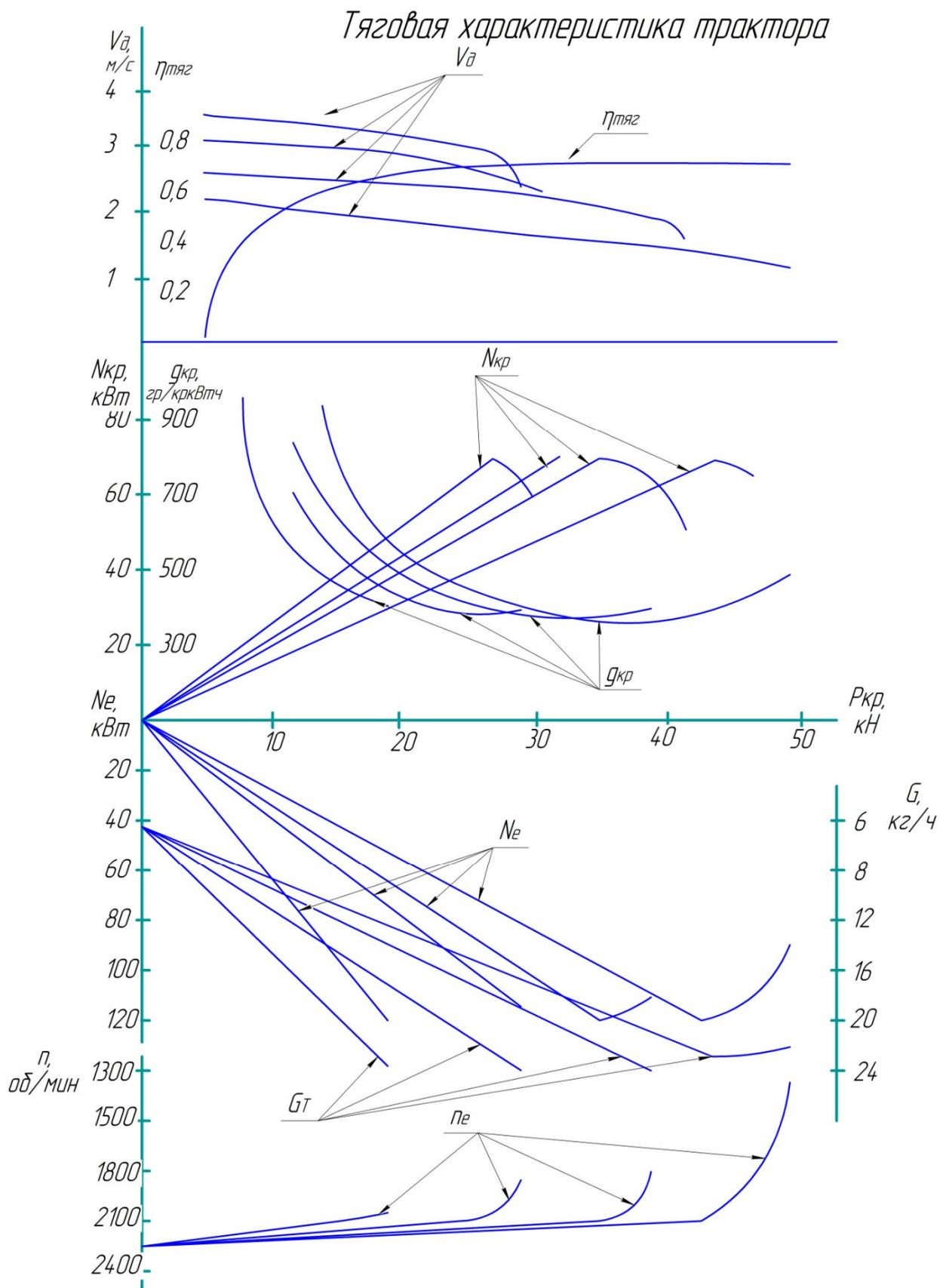


Рисунок 1.2 – Теоретическая тяговая характеристика проектируемого трактора

### 1.3 Анализ тяговой характеристики трактора

1. Крюковая мощность пропорционально увеличивается от 0 до  $N_{кр.мах} = 61,4$  кВт на первой передаче и  $N_{кр.мах} 55,9$  кВт на высшей (четвертой) передаче. Эти значения примерно соответствуют  $P_{кр.н} = 20$  кН..

2. Буксование колесных движителей по мере роста усилия на крюке увеличивается, достигает при номинальном тяговом усилии 15 %.

3. Часовой расход топлива  $G_T$  по мере загрузки трактора увеличивается от 7,9 кг/ч на холостом ходу до 22 кг/ч при номинальной силе тяги на крюке.

4. Удельный (крюковой) расход топлива  $g_{кр}$  по мере загрузки двигателя уменьшается от максимального на холостом ходу до 471 гр/кВт·ч при номинальном тяговом усилии.

5. Тяговый КПД трактора по мере загрузки трактора увеличивается, достигает максимального значения, равного 0,67 при силе тяги на крюке 32, а затем уменьшается.

## 2. ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА ПРОЕКТИРУЕМОГО ТРАКТОРА

За основу проектируемого трактора был взят уже существующий трактор МТЗ 1221.2, который представлен на рисунке 3.1.



Рисунок 2.1 – Трактор МТЗ 1221

Трактор МТЗ-1221 («Беларус-1221») – универсально-пропашная колесная техника, предназначенная для выполнения широкого перечня сельскохозяйственных работ: растениеводства. Модель относится ко 2-му тяговому классу.

МТЗ-1221 отличается способностью агрегироваться с множеством устройств, сельскохозяйственных машин, узлов и приспособлений, что позволяет максимально использовать функциональные возможности техники. «Беларус-1221» отличается простотой конструкции, отменной производительностью и надежностью, дешевизной запасных частей и экономичностью при расходе горюче-смазочных материалов. Диагностика технического состояния проводится в кратчайшие сроки.

Технические характеристики представлены на таблице 2.1

Таблицы 2.1 Технико-экономические характеристики трактора МТЗ 1221.2

<b>Двигатель</b>	
Тип	6-ти цилиндровый, с турбонаддувом
Мощность, л.с./кВт	122,9/90,4
Марка	Д-260.2/Д-260.2С
Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	226,0 ± 7,0/235,0 ± 7,0
Макс. крутящий момент, Н·м	500/446
<b>Трансмиссия</b>	
Коробка передач	синхронизированная
Муфта сцепления	фрикционная двухдисковая постоянно-замкнутого типа
Число передач вперед/назад	16/8 (24/12)
Задний ВОМ, мин <sup>-1</sup>	540/1000
<b>Ходовая система</b>	
Тип	колесная
Колесная формула	4К4
<b>Шины</b>	
передние	420/70R24
задние	16.9R38;18,4R38
<b>Прочие характеристики</b>	
Тормоза/тормоза прицепа	Сухие (мокрые) трехдисковые/ пневматические, сблокированные с управлением тормозами трактора
Масса максимально допустимая, кг	8000
Минимальная и максимальная скорость вперед/назад, км/ч	Min 1,54/2,75; Max 35,0/16,4

Эскизная компоновка проектируемого трактора приведена на рисунках 2.2, 2.3.

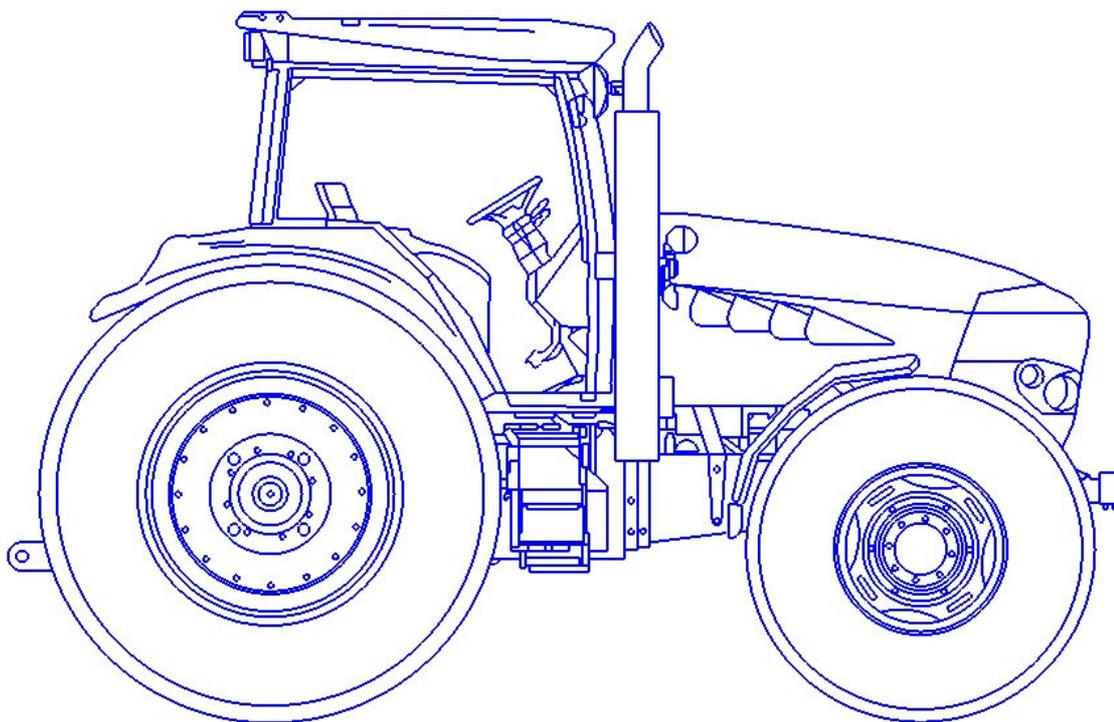


Рисунок 2.2 – Эскизная компоновка проектируемого трактора, вид слева

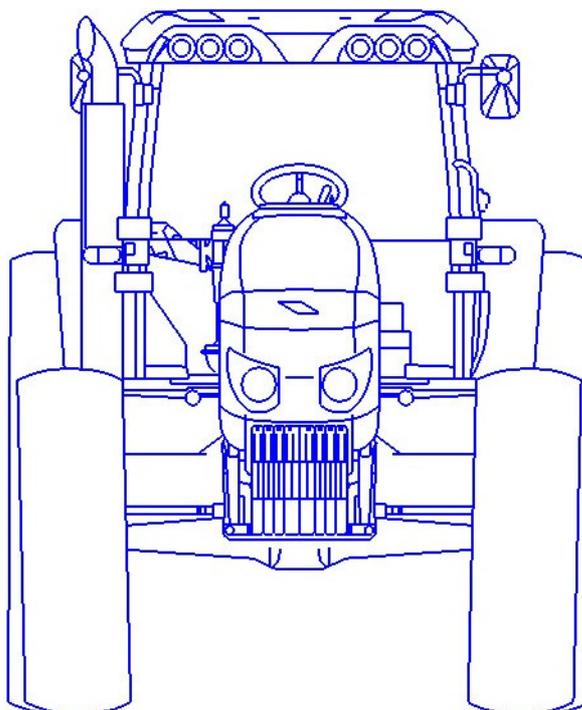


Рисунок 2.3 – Эскизная компоновка проектируемого трактора, вид спереди

### 3. КОНСТРУКТОРСКАЯ ЧАСТЬ

#### 3.1 Состояние изучаемого вопроса

В смазочной системе двигателя масло должно постоянно циркулировать, а на многие детали подходить под давлением, иначе нормальная работа не будет

Как уже отмечалось моторное масло в двигателе должен циркулировать. При этом часть узлов и деталей смазывается только маслом под давлением, например, так осуществляется смазка коренных и шатунных подшипников коленчатого вала. Эти задачи— циркуляция масла и подача его под давлением— решаются установленным в моторе масляным насосом. Однако в двигателях с «сухим картером» насос не только нагнетает масло в двигатель, но и откачивает масло из поддона картера и подает его в масляный бак.

В большинстве моторов используются насосы с механическим приводом. В некоторых турбированных системах применяется электронасос, который после остановки двигателя еще некоторое время подает масло в турбину для охлаждения.

Как правило, в автомобилях устанавливается один насос. В некоторых случаях (если используется система смазки с сухим картером) насосов может быть 2 или 3.

В двигателях с «мокрым картером» масляный насос устанавливается в двигателе между расположенным в поддоне картера маслоприемником и масляным фильтром. В двигателях где применяется так называемый сухой картер нагнетательный насос устанавливают между масляным баком и фильтром, а секции откачивающего насоса— между секциями картера (а также турбокомпрессора) и масляным баком или вспомогательным масляным радиатором воздушного охлаждения.

ВКР.23.05.01.023.20.КОПД.00.00.ПЗ

Имя	Лист	№ докум	Подпись	Дата
		Ханатов Ф.И.		
		Усенков Р.А.		06.20
		Хафизов Р.Н.		
		Хафизов Р.Н.		

Лит	Лист	Листов
	1	13

Казанский ГАУ каф. ТАиЭУ

## Виды и устройство масляных насосов

Существует два типа масляных насосов, которые отличаются по устройству и принципу действия:

- Шестереночного типа;
- Роторного типа.

В свою очередь, шестереночные насосы делятся на два вида:

- С наружным зацеплением шестерен;
- С внутренним зацеплением шестерен.

Шестереночные насосы обычно создают постоянное давление (которое в разных двигателях колеблется от 2 до 16 атмосфер), а роторные насосы бывают как нерегулируемые, так и регулируемые— последние способны изменять подачу масла в зависимости от режимов работы двигателя.

Масляный насос, который приводится в движение от коленвала, может быть регулируемым и нерегулируемым.

Нерегулируемый насос имеет изменяемую производительность за период времени (зависит от скорости вращения коленвала) и неизменную – за один рабочий цикл (полный оборот). Однако потребность в масле растет не пропорционально повышению нагрузки, и при высоких оборотах насос может создать избыточное давление в системе. В таком случае при максимальных нагрузках срабатывает редукционный клапан, защищающий детали двигателя от избыточного давления масла.

Регулируемые насосы, как понятно из названия, дополнены системой регулировки производительности: она может варьироваться и в расчете на единицу времени, и в пересчете на рабочий цикл.

**Насос с наружным зацеплением шестерен.** Состоит из корпуса, внутри которого находятся две шестерни наружного зацепления: одна— ведущая, приводится в движение коленвалом через ременную или цепную передачу, вторая— ведомая, свободно вращается на запрессованном в корпус вале. С одной стороны насоса находится камера разрежения, здесь при вращении шестерен создается разрежение воздуха, вследствие чего всасывается масло.

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	<i>ВКР 22 05 01 022 20 КСЛЛ 00</i>					2

Это масло попадает между зубьев шестерен и корпусом, и переносится в камеру нагнетания, откуда направляется на масляный фильтр и в двигатель. Для нормальной работы насоса необходимо, чтобы зазоры между зубцами шестерен, а также шестернями и корпусом были минимальными.

**Насос с внутренним зацеплением шестерен.** Этот насос состоит из корпуса, в котором вращаются две шестерни внутреннего зацепления, то есть— одна внутри другой. Причем оси шестерен не совпадают, а ведомая шестерня имеет меньший диаметр, чем ведущая, поэтому между ними образуется серпообразная полость. В полости находится разделительный сектор, благодаря которому и производится нагнетание: масло через камеру разрежения попадает между зубцов шестерен и разделительным сектором, и переносится в камеру нагнетания.

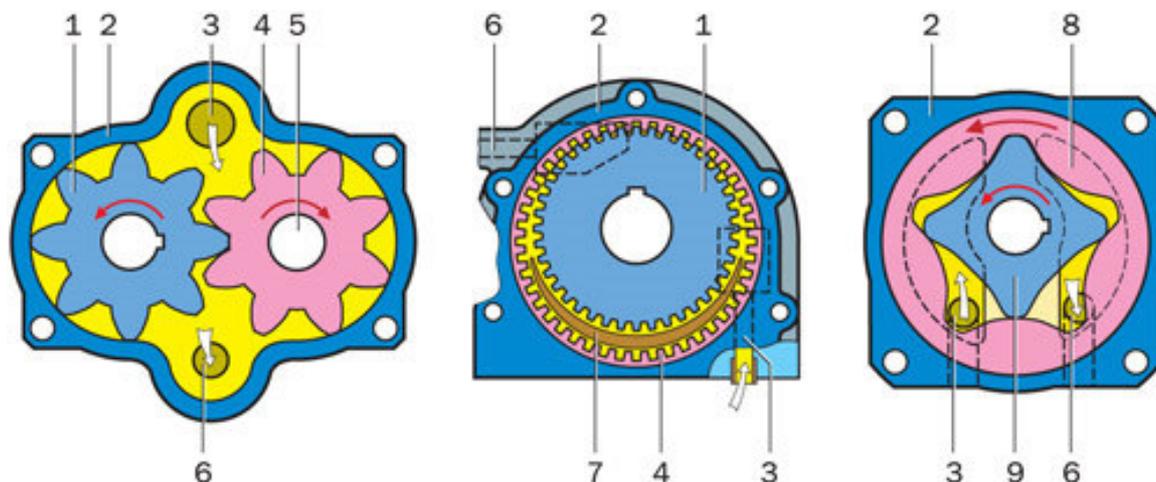
**Насос роторного типа.** Принцип действия насоса этого типа аналогичен принципу работы насоса с шестернями внутреннего зацепления, однако здесь используются роторы с небольшим количеством лопастей. Насос состоит из двух роторов— ведущего внутреннего, и ведомого внешнего, они расположены эксцентрично. При вращении между лопастями внутреннего ротора и углублениями внешнего образуются движущиеся полости переменного объема. При прохождении над камерой разрежения такая полость расширяется и в нее всасывается масло. Затем полость уменьшается в объеме, масло сжимается, и при прохождении над камерой нагнетания масло с необходимым давлением подается в систему смазки.

**Регулируемый роторный насос.** Насос этого типа позволяет регулировать давление масла при изменении режимов работы двигателя. Регулировка осуществляется с помощью подвижного статора, охватывающего внешний ротор. Статор может сдвигаться относительно оси внутреннего ротора, вследствие чего изменяется объем полостей, а значит — и количество нагнетаемого масла.

Независимо от типа и вида, все масляные насосы оснащаются редукционными клапанами, которые предохраняют насос и всю смазочную

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	3	

систему от чрезмерного повышения давления на высоких оборотах двигателя. Когда давление в системе повышается сверх положенного то открывается редукционный клапан. Наиболее часто используются простейшие пружинные клапаны.



1. ведущая шестерня, 2. корпус насоса, 3. всасывающий канал, 4. ведомая шестерня, 5. Ось, 6. нагнетательный канал, 7. разделительный сектор, 8. ведомый ротор, 9. ведущий ротор

Рисунок 3.1 - Виды и устройство масляных насосов

Масляный насос — это довольно компактный и простой, а потому надежный узел, который может без ремонта и замены работать сотни тысяч километров. Главные требования к эксплуатации насоса те же, что и ко всей смазочной системе: использовать качественное масло, рекомендованное для данного двигателя, регулярно менять масляный фильтр (иначе механические загрязнения масла будут вредить насосу), и соблюдать правила пуска двигателя, особенно в холодное время года.

Необходимо отметить, что проверить и отремонтировать масляный насос может каждый автовладелец. Проверка насоса нужна в том случае, если в системе смазки упало давление масла, а также есть подозрения на утечку масла из насоса и другие неисправности.

Порядок проверки каждого конкретного насоса обычно прописан в инструкции к автомобилю, однако в общем случае она сводится к следующим шагам:

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ВКР 22 05 01 022 20 КОП Л Л					4

1. Проверить переднюю крышку насоса на предмет трещин и деформаций. Если таковые обнаружатся — крышку необходимо заменить;
2. Разобрать насос;
3. Визуально проверить степень износа зубьев шестерен, при необходимости заменить шестерни;
4. Определить плотность прилегания крышки насоса к шестерням, выявить уступы, щербины и другие повреждения, которые увеличивают зазор между шестернями и корпусом насоса;
5. С помощью щупов проверить зазоры между зубцами шестерен — в разных насосах они неодинаковые, но лежат в пределах 0,1-0,3 мм;
6. Измерить зазор между шестерней (шестернями) и корпусом — он в разных насосах составляет 0,1-0,25 мм;
7. Измерить зазор между торцами шестерен и корпусом — обычно он не больше 0,14-0,25 мм;
8. Также произвести измерение других зазоров и размеров, прописанных в инструкции (зазор между осью и ведомой шестерней 0,017-0,057 мм, зазор между валом насоса и корпусом 0,016-0,055 мм и другие).

Если все параметры в норме, то насос можно собрать и искать причину падения давления в другом месте. Если же будет обнаружен износ или деформация деталей, то их необходимо заменить, хотя в ряде случаев гораздо проще и дешевле купить новый масляный насос.

### **Каково строение масляного насоса шестеренного типа**

Масляный насос шестеренного типа - это ведущая и ведомая шестерни, которые находятся в самом корпусе. Масло в насос идет через специальный всасывающий канал, перехватывается шестернями и проходит в систему через специальный нагнетательный канал. Работа шестеренного насоса пропорциональна частоте переворачивания коленчатого вала. Когда давление растет, то начинает работать редукционный клапан и перепускает часть масла во всасывающую полость или прямо в картер двигателя

										Лист
										5
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ДИР 22 05 01 022 20 КОП Л Л					

Шестеренчатые насосы сегодня используются чаще других. Основными характеристиками таких устройств являются компактные размеры и большая производительность. Эти насосы относятся к классу необслуживаемых деталей и редко выходят из строя.

Шестеренчатые масляные насосы имеют литой корпус, в котором спрятаны ведущая и ведомая шестерни. Первая закреплена на коленвале, вторая вращается на оси свободно. В зависимости от расположения шестерен выделяют шестеренчатые насосы с наружным и внутренним зацеплением.

В процессе работы шестерни насоса захватывают масло, поступающее из всасывающего канала, и гонят его дальше по нагнетательному каналу.

Помимо шестерен в корпусе имеется также редуцирующий клапан, представляющий собой шарик и пружину. При избыточном давлении пружина сжимается и часть масла уходит в поддон картера. Такая система позволяет регулировать подачу масла в двигатель и сохранять давление в диапазоне 4-5 кг/см.

#### Типы современных масляных насосов

В настоящее время находят применение два типа масляных насосов:

- Шестеренчатые;
- Шибберные (лопастные, пластинчатые).

В свою очередь, шестеренчатые насосы можно разделить на три типа:

- С внешним зацеплением шестерен;
- С внутренним зацеплением шестерен;
- Роторные насосы.

Роторные насосы — это те же насосы с внутренним зацеплением шестерен, однако их шестерням придана особая форма зубцов. Благодаря этому удалось избавиться от разделительной пластины и сделать конструкцию более простой (хотя производство роторных насосов более сложное и требует прецизионного изготовления деталей).

Роторные насосы подразделяются на два вида:

- Нерегулируемые;

										Лист
										6
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	<i>В И П 22 05 01 022 20 КОП Л Л</i>					

- Регулируемые.

Также масляные насосы можно разделить на несколько видов по конструктивным особенностям.

По количеству секций насосы бывают:

- Односекционные;
- Двухсекционные.

В двухсекционных насосах имеется сразу две нагнетательные секции с одним приводом, которые работают, как два самостоятельных насоса. Такие насосы применяются в двигателях с отдельным масляным фильтром центробежной очистки, в этом случае одна насосная секция направляет масло в главную масляную магистраль двигателя, а вторая — только на центробежный фильтр, из которого очищенное масло поступает обратно в масляный поддон.

По типу привода насосы бывают:

- С механическим приводом;
- С электрическим приводом.

В первом случае для отбора мощности от цепи или ремня ГРМ предусмотрена отдельная шестерня или шкив, который через систему шестерен и валов передает крутящий момент на масляный насос. Во втором случае на распредвале крепится косоzubая шестерня, от которой крутящий момент на насос передается посредством наклонного вала. Во многих двигателях привод масляного насоса объединен с приводом распределителя зажигания.

Масляные насосы с электрическим приводом используются редко, обычно они ставятся на мощные и дорогие двигатели с турбокомпрессорами для обеспечения смазки турбин до запуска мотора и некоторое время после его остановки.

Устройство и работа насосов с внешним зацеплением шестерен

Шестеренчатые насосы с внешним зацеплением шестерен — это классическое решение, которое за многие десятилетия не утратило своей

										Лист
										7
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

актуальности. Основу насоса составляет корпус, в котором плотно установлено две зацепленных шестерни, при этом одна из шестерен соединена с приводным валом.

Работает агрегат просто. При вращении шестерен с одной стороны давление воздуха падает (это пространство называется камерой разрежения), за счет чего происходит всасывание масла. Это масло захватывается шестернями так, что оно оказывается зажато между зубцами шестерен и стенками насоса, и под давлением выбрасывается с противоположной стороны — это пространство называется камерой нагнетания.

Если по каким-либо причинам давление в системе возрастает (при увеличении частоты вращения коленвала), открывается редукционный клапан и часть масла из нагнетательной камеры возвращается на впуск насоса. Это сокращает количество масла, всасываемого из поддона, и предотвращает дальнейший рост давления.

Насос устанавливается непосредственно в картере двигателя, для подачи масла в него предусмотрен погруженный в масляную ванну маслоприемник с сеткой, обеспечивающий грубую очистку.

#### Устройство и работа насосов с внутренним зацеплением шестерен

В насосе данного типа насосная секция состоит из двух шестерен — одной большой, внутри которой эксцентрично вставлена маленькая. Причем размер внутренней шестерни таков, что между нею и внешней шестерней образуется серповидная полость, и между зубцами шестерен располагается разделительная пластина. Обе шестерни вращаются, причем внутренняя шестерня является ведущей, а внешняя — ведомой.

При вращении шестерен с одной узкой стороны серповидной полости создается разрежение, которое обеспечивает всасывание масла. Это масло захватывается зубцами шестерен, и оказывается зажатым между зубцами и разделительной пластиной. При вращении шестерен масло достигает противоположной стороны серповидной полости, здесь оно сжимается (так

					<i>В И Р 2 2 0 5 0 1 0 2 2 2 0 К О П Л 0 0</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8

как объем полости уменьшается) и с силой выбрасывается через нагнетательное окно.

В этом насосе также имеется редукционный клапан, сам насос устанавливается в картере двигателя и оснащается маслоприемником с сеткой.

#### Устройство и работа роторных насосов

Роторы расположены таким образом, что их зубцы (лопасти) всегда соприкасаются и образуют ряд герметичных полостей переменного объема. Всасывающее окно насоса располагается на участке движения роторов, на котором происходит увеличение полости и падение давления воздуха — это приводит к всасыванию масла. При дальнейшем вращении роторов полость отходит от всасывающего окна, одновременно снижается ее объем, и давление в масле растет. В этот момент полость достигает нагнетательного окна, и сжатое масло с силой выталкивается в систему.

В регулируемом насосе роторного типа имеется статор, который может изменять положение внешнего ротора. При изменении положения статора изменяется объем полостей, в результате чего изменяется и количество проходящего через насос масла. Управление статором осуществляется электромеханическим или электронным блоком.

#### Устройство и работа шиберного насоса

Насосная секция шиберного насоса содержит две основных детали: ротор с установленными в нем подвижными пластинами (шиберами), вставленный в овальный статор — таким образом образуется две серповидные полости, на узких краях которых располагаются всасывающие и нагнетательные окна. При вращении ротора пластины выходят из пазов и упираются в статор, образуя ряд замкнутых камер изменяющегося объема. При расширении камеры в ней падает давление воздуха и происходит всасывание масла. При дальнейшем вращении камера с маслом покидает всасывающее окно, вскоре происходит уменьшение ее объема, в результате чего давление масла растет. При достижении нагнетательного окна масло под давлением поступает в систему.

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	9	

Данный тип насоса наибольшее распространение получил в системах ГУР, а в двигателях он используется ограничено.

Роторный масляный насос может быть регулируемым и нерегулируемым. Первые показывают более стабильную работу и могут поддерживать в устройстве оптимальное давление вне зависимости от частоты вращения коленвала.

Насос также имеет литой корпус, внутри которого расположены ведущий и ведомый роторы, а также статор с регулировочной пружиной. Благодаря работе статора осуществляется регулировка давления в системе – поворачиваясь, он изменяет объем полости между ведущим и ведомым элементами. Происходит это следующим образом:

- С увеличением частоты вращения коленчатого вала падает давление системы смазки.
- Пружина статора двигает его, а он, в свою очередь, смещает ведомый ротор.
- Объем полости между роторами возрастает, за счет чего масло в систему нагнетается в большем количестве.
- При снижении частоты вращения коленвала случается обратная ситуация и давление падает.

Роторные насосы имеют одно значимое преимущество перед шестеренчатыми устройствами. Они функционируют на меньших оборотах и не вспенивают масло, за счет чего срок службы моторного масла увеличивается.

Масляный насос представляет собой гидравлический агрегат, который преобразует энергию от механического привода в энергию вязкой жидкости, создающей поток, для перемещения ее по трубопроводам.

Насосы для перекачивания масел имеют свои конструктивные особенности по сравнению с ними же для воды, пара или газа, поэтому они не взаимозаменяемы.

По принципу действия различают насосы динамические и объемные:

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	<i>В И Д 2 2 0 5 0 1 0 2 2 2 0 К О П Л 0 0</i>					10

- В динамических давление и передача энергии происходит за счет инерционного силового воздействия вращающегося колеса с лопастями на рабочую жидкость.

- В объемных преобразование механической энергии происходит за счет создания давления в камере путем периодического изменения ее объема.

Почти все, использующиеся в промышленности и в быту масляные насосы – объемного типа. Они бывают шестеренчатыми, роторными, поршневыми, винтовыми, коловратными. Также есть и центробежные, использующие динамический принцип действия.

Имеют очень простую, и в то же время эффективную конструкцию, что и обусловило их повсеместное широкое распространение для перекачки масел, нефтепродуктов, красок и прочей химии с различной вязкостью. Две шестерни в зацеплении, одна из которых ведущая, помещены в корпус, с одной стороны подведен всасывающий трубопровод, с другой – нагнетательный. Такова конструкция этого агрегата.

Принцип действия его простой – электродвигатель вращает первую, ведущую шестерню, зубцы которой сцеплены с зубцами второй. Вращаясь, они создают разрежение в корпусе со стороны всасывающей магистрали, за счет чего туда поступает масло. Проходя между зубьями, оно поступает в другую, нагнетательную полость и через трубопровод поступает к месту назначения.

Конструктивно шестеренчатые масляные насосы делятся на два вида:

- С внешним зацеплением зубьев – описание и принцип работы приведены выше;

- С внутренним зацеплением зубьев. Здесь одна большая шестерня с внутренним зубчатым венцом, внутри которой помещена обычная шестерня с наружными зубцами.

Насосы с внутренним зацеплением более компактны (иногда это важно), но более сложные в производстве и обслуживании, кроме того, работают при ограниченных до 14 МПа давлениях.

						Лист
						11
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ДИР 22 05 01 022 20 КОПЛ 00	

### Роторные масляные насосы

Являются более совершенными и сложными, чем выше рассмотренные шестеренчатые, и представляют собой статор, внутри которого эксцентрично закреплен ротор, имеющий по продольной оси от 2 до 14 – 16 пластин. При вращении ротора пластины прилегают к статору под действием пружин или центробежной силы, создавая разрежение в районе подающего трубопровода и перекачивая жидкость в район нагнетательного трубопровода.

В процессе работы роторные механизмы для перекачки зарекомендовали себя как надежные, простые в обслуживании и ремонте.

### Поршневые масляные насосы

Развивают намного более высокое давление по сравнению со своими предшественниками. Как понятно из названия, в основе принципа действия лежит поршень, который, двигаясь в одну сторону вдоль оси, всасывает масло в цилиндр. Когда же поршень меняет направление, рабочая жидкость под давлением поступает в нагнетательный трубопровод.

- По сложности конструкции и назначению бывают:
- Ручными – обычно это одно- или двух поршневой простейший механизм, который используют как резервный в различных гидросистемах.
- Радиально-поршневыми. В их конструкции присутствует статор и эксцентрично закрепленный внутри его ротор, с расположенными по окружности поршнями. При вращении ротора цилиндры поочередно проходят всасывающую и нагнетательную полости, поршни производят возвратно-поступательные движения, всасывая или нагнетая масло. Данная конструкция способна создавать давления до 100 МПа.
- Аксиально-поршневыми – в них цилиндры с поршнями расположены параллельно или под небольшим углом по отношению к оси вращения ротора.

### Винтовые масляные насосы

Одни из самых сложных в производстве и высоких по стоимости, представляют собой сложный, часто фигурный статор, внутри которого

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	<i>ВИД 22 05 01 022 20 КОПЛ 00</i>					12

вращается один, два или три длинных винтообразных ротора (шнека), перемещая жидкость вдоль канавок и стенкой статора.

Имеют высокий КПД – до 80%, низкий уровень шума при работе, высокую абразивную износостойчивость и создают ровную непульсирующую подачу рабочей жидкости.

#### Коловратные насосы

Их еще называют кулачковыми, так как основаны на принципе вытеснения жидкости специальной формы кулачковыми роторами. Может создаться впечатление, что это тот же шестеренчатый насос, только имеющий рабочим органом шестерни с крупными закругленными зубцами. Это не совсем так – здесь зубья не несут нагрузку, которая передается специальными шестернями. Таким образом, коловратный механизм намного сложнее шестеренчатого, но менее подвержен износу и более долговечен.

Кроме трехкулачковых форм роторов, встречаются также двухкулачковые, четырехкулачковые, а также специальной формы – сегментные.

#### Центробежные масляные насосы

Единственный агрегат для жидкостей с повышенной вязкостью, основанный на динамическом принципе действия. Конструктивно представляет собой корпус, внутри которого вращается колесо с лопатками специальной закругленной формы.

Создают очень большую скорость потока и отличный напор жидкости в системе, однако, давление едва достигает 20 – 30 МПа, что легко компенсируется монтажом второй и третьей ступени на тот же приводной вал.

Существенной особенностью большинства объемных масляных насосов является повышенная чувствительность к загрязненной абразивными частицами рабочей жидкости, которая приводит к их износу и выходу из строя. Поэтому особое внимание обращают на установку разнообразных фильтрующих элементов в систему и своевременную их очистку с рекомендуемой периодичностью.

						Лист
						13
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ДИР 22 05 01 022 20 КОПЛ 00	



Поясок золотника разобщает полость всасывания с полостью нагнетания, а крайний справа поясок золотника разобщает полость нагнетания с полостью главной масляной магистрали. Возвратная пружина клапана упирается в золотник со стороны противоположной полости главной масляной магистрали. Кроме этого, отверстие под золотник выполнено в крышке гладким (одного диаметра по всей длине) сквозным и с обеих сторон закрыто заглушками. Заглушка со стороны всасывающего канала уплотнена резиновым кольцом и фиксируется от выпадения шплинтом, а другая заглушка, со стороны главной масляной магистрали, фиксируется штифтом.

Заявляемое техническое решение поясняется чертежами, где изображены: рис.3.2 - схема заявляемой системы смазки двигателя.

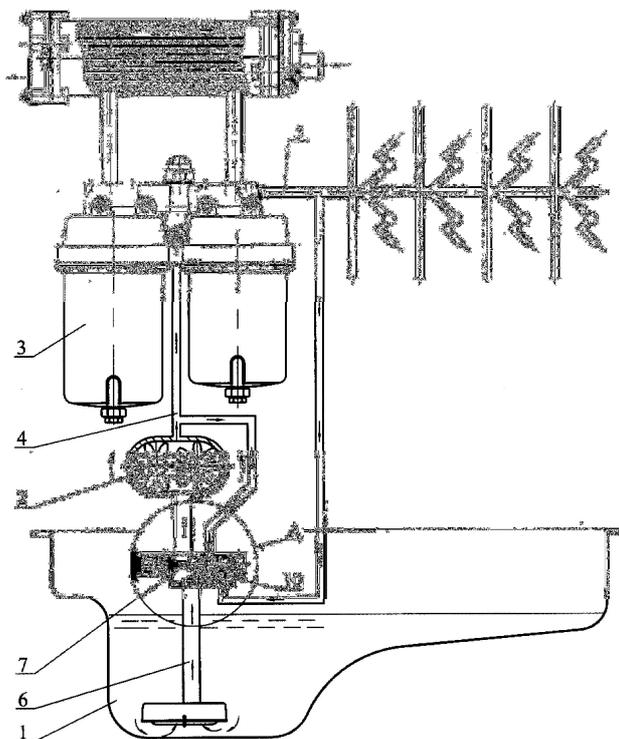


Рис 3.2 Система смазки двигателя внутреннего сгорания

Система смазки содержит: масляную емкость (картер) 1, насос 2, фильтр 3, нагнетательную магистраль 4, главную масляную магистраль 5 и всасывающий канал 6, регулятор давления, выполненный в виде золотника 7, подпружиненного пружиной 8, и расположенного в цилиндрическом, гладком отверстии 9 крышки 10 масляного насоса 2. Ось отверстия 9, выполненного одним диаметром, параллельна привалочной плоскости 11 крышки 10. В

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ВКР 22 05 01 022 20 КОПЛ 00					15



настройки клапана, плунжер 7 под действием пружины находится в крайнем правом положении и полости всасывания 12 и нагнетания 13 разобижены и весь поток масла поступает и главную масляную магистраль 5. Когда давление в главной масляной магистрали с которым жидкость действует на поясok 17 золотника 7 становится больше усилия создаваемого пружинной 8, золотник 7 перемещается влево и поясok 16 золотника 7 сообщает нагнетательную полость 13 с полостью 12 всасывания и циркуляционный запас масла перепускается на всасывание. Это обеспечивает подачу оптимального количества масла к потребителям, независимо от степени износа двигателя, засоренности фильтрующих элементов масляного фильтра и температуры масла, при оптимальных затратах мощности двигателя на привод масляного насоса 2.

Выполнение золотника 7 с тремя поясками, соединенными стержнем, позволяет при перемещении золотника 7 влево (открытое положение) опираться в цилиндрическом отверстии 9 на два крайних пояска 15 и 17, что исключает перекосы и заклинивание. Кроме этого выполнение цилиндрического отверстия 9 одним диаметром и открытым позволяет обрабатывать его протяжкой с высокой степенью точности, соосности и чистоты поверхности. А плунжер 7 обрабатывается на бесцентровом шлифовальном станке, что также позволяет получить высокую степень точности, соосности и чистоты поверхности поясков 15, 16 и 17.

**Патент РФ RU 187490 U1. Масляный насос. Авторы: Коротков Геннадий Владимирович (RU), Смоляков Юрий Александрович (RU), Хусаинов Игорь Нургалеевич (RU)**

Масляный насос содержит корпус (1) с крышкой (2), выполненные фасонными и соединенные между собой посредством резьбовых элементов (3). В корпусе (1) установлены ведущая шестерня (4), напрессованная на вал (5), ведомая шестерня (6), напрессованная на вал (7). В расточках корпуса в

						Лист
						17
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ДИП 22 05 01 022 20 КОП Л Л	

местах установки валов (5, 7) жестко закреплены переходные втулки (8), которые являются опорами для валов шестерен. В крышке (2) установлены редукционный клапан (12), управляемый по давлению масла в канале (13) главной масляной магистрали, предохранительный клапан (14), работающий по давлению в нагнетательной полости (10).

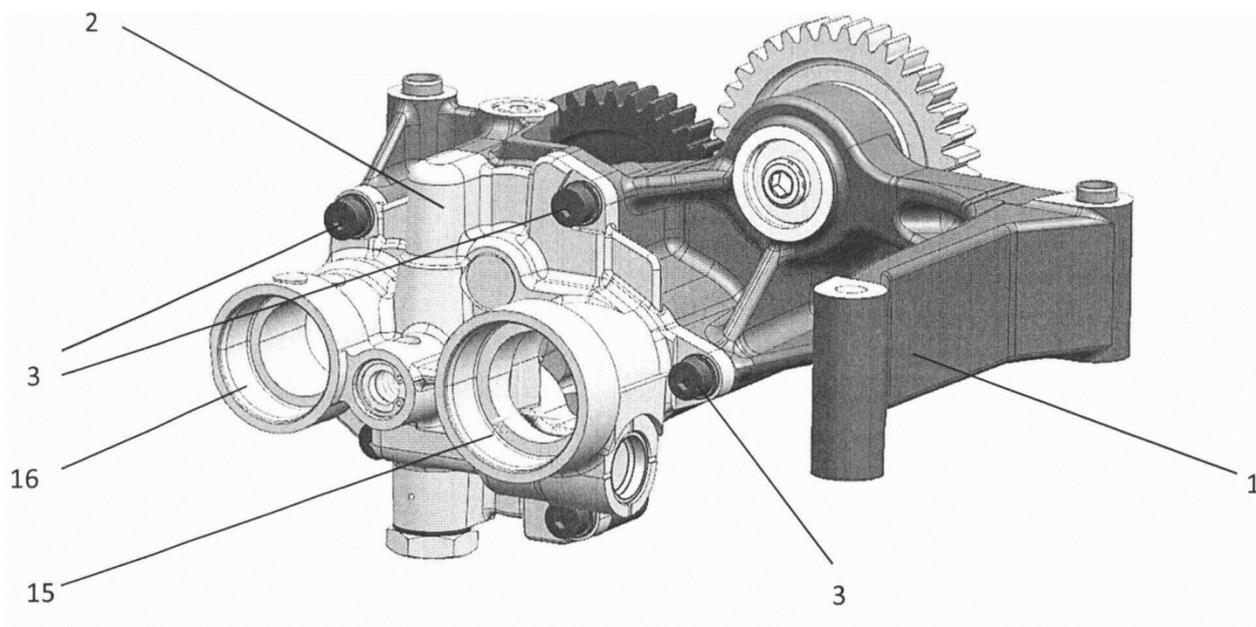


Рисунок 3.3 – Масляный насос, общий вид.

Масляный насос, содержащий корпус и крышку, выполненные фасонными с образованием внутренних полостей и соединенные резьбовыми элементами, ведущую и ведомую шестерни, расположенные в расточках корпуса и установленные на валах, один из которых приводной, редукционный и предохранительный клапаны, размещенные в крышке и связанные с всасывающей и нагнетательной полостями корпуса, отличающийся тем, что дополнительно содержит переходные втулки, жестко закрепленные в корпусе и являющиеся опорами для валов шестерен, и разгрузочные канавки, выполненные на торцевой стенке корпуса.

Масляный насос, содержащий корпус и крышку, выполненные фасонными с образованием внутренних полостей и соединенные резьбовыми элементами, ведущую и ведомую шестерни, расположенные в расточках корпуса и установленные на валах, один из которых приводной, редукционный и предохранительный клапаны, размещенные в крышке и

										Лист
										18
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ВКР 22 05 01 022 20 КОПЛ 00					

связанные с всасывающей и нагнетательной полостями корпуса, отличающийся тем, что дополнительно содержит переходные втулки, жестко закрепленные в корпусе и являющиеся опорами для валов шестерен, и разгрузочные канавки, выполненные на торцевой стенке корпуса.

Масляный насос по п. 1, отличающийся тем, что шестерни масляного насоса выполнены прямозубыми, наружного зацепления, с эвольвентным профилем зубьев, имеющим угол, равный  $28^\circ$ .

Полезная модель относится к автомобилестроению, в частности, к системам смазки двигателя внутреннего сгорания.

Масляный насос, содержащий корпус и крышку, выполненные фасонными с образованием внутренних полостей и соединенные резьбовыми элементами, ведущую и ведомую шестерни, расположенные в расточках корпуса и установленные на валах, один из которых приводной, редукционный и предохранительный клапаны, размещенные в крышке и связанные с всасывающей и нагнетательной полостями корпуса, дополнительно содержит переходные втулки, жестко закрепленные в корпусе и являющиеся опорами для валов шестерен, и разгрузочную канавку, выполненную на торцевой стенке корпуса. В частном случае исполнения шестерни масляного насоса выполнены прямозубыми, наружного зацепления, с эвольвентным профилем зубьев, имеющим угол, равный  $28^\circ$ .

Совокупность отличительных признаков, заключающаяся в том, что масляный насос дополнительно содержит переходные втулки, жестко закрепленные в корпусе и являющиеся опорами для валов шестерен, и разгрузочную канавку, выполненную на торцевой стенке корпуса, позволяет обеспечить более надежную работу масляного насоса.

В совокупности вышеуказанные признаки позволили улучшить эксплуатационные характеристики устройства за счет обеспечения высокой надежности и простоты конструкции.

В корпусе 1 установлены ведущая шестерня 4, напрессованная на вал 5, ведомая шестерня 6, напрессованная на вал 7. Валы 5, 7 ведущей и ведомой

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ВИР 22 05 01 022 20 КОП Л Л					19

шестерни установлены с возможностью свободного вращения в корпусе 1 и крышке 2. Шестерни 4, 6 масляного насоса прямозубые, наружного зацепления, с эвольвентным профилем зубьев. Вместо стандартного угла профиля зуба 20 выполнен угол профиля  $28^\circ$ . В корпусе 1 также выполнены всасывающая 9 и нагнетательная 10 полости.

На торцевой стенке корпуса выполнены разгрузочные канавки 11.

В крышке 2 установлены редукционный клапан 12, управляемый по давлению масла в канале 13 главной масляной магистрали, предохранительный клапан 14, работающий по давлению в нагнетательной полости 10. Предохранительный клапан 14 имеет слив в поддон - масляный картер (не показан) двигателя через отверстия, выполненные в крышке 2. На крышке 2 также выполнен приемный патрубок 15 и выпускной патрубок 16.

Масляный насос работает следующим образом.

При вращении вала 5 насоса с установленной на нем ведущей шестерней 4 одновременно вращается и ведомая шестерня 6 на валу 7. Масло из картера двигателя через сетку маслозаборника поступает к всасывающей полости 9, далее при вращении шестерен 4 и 6 масло подается в нагнетательную полость 10, а из нагнетательной полости подается в главную масляную магистраль двигателя (не показана).

Для устранения этого недостатка в конструкции насоса на торцевой стенке корпуса выполнены разгрузочные канавки 11.

Предложенная совокупность существенных признаков позволяет улучшить эксплуатационные характеристики устройства: уменьшить шум при работе насоса, уменьшить металлоемкость и гидравлические потери, увеличить надежность, упростить конструкцию узла.

Кроме того, предложенная конструкция насоса имеет повышенную производительность за счет выбора оптимальных соотношений диаметра и высоты шестерен масляного насоса.

					<i>ВИР 22 05 01 022 20 КОПЛ 00</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		20

**Патент РФ RU 173049 U1. Масляный насос двигателя внутреннего сгорания. Авторы: Быков Вячеслав Евгеньевич (RU)**

Предложена конструкция масляного насоса двигателя внутреннего сгорания.

Задачей полезной модели является создание оптимальной конструкции масляного насоса с минимальными гидравлическими потерями и пониженным шумом при работе, повышенной производительностью за счет применения и выбора оптимальных соотношений: диаметра и высоты ротора ведущего и ведомого масляного насоса, упрощение механической обработки, увеличение срока службы узла привода масляного насоса.

Это достигается за счет того, что масляный насос двигателя внутреннего сгорания, содержащий сборный посредством резьбовых элементов корпус с присоединительным фланцем с крепежными отверстиями, причем присоединительный фланец выполнен под углом к оси валика привода ведущего элемента, в корпусе установлен вращающийся ведущий элемент и ведомый элемент, приемный патрубок, на приемной части которого закреплен фильтрующий элемент в виде сетки, перепускной клапан. Новым является то, что ведущий и ведомый элементы выполнены из металлокерамики в виде роторов, при этом высота  $h$  роторов находится в размерных пределах 27-42 мм, а межцентровое расстояние  $L$  крепежных отверстий на присоединительном фланце равно 27-29 мм. Масляный насос двигателя внутреннего сгорания, содержащий сборный посредством резьбовых элементов корпус с присоединительным фланцем с крепежными отверстиями, причем присоединительный фланец выполнен под углом к оси валика привода ведущего элемента, в корпусе установлен вращающийся ведущий элемент и ведомый элемент, приемный патрубок, на приемной части которого закреплен фильтрующий элемент в виде сетки, перепускной клапан. Новым является то, что ведущий и ведомый элементы выполнены из металлокерамики в виде роторов, при этом высота  $h$  роторов находится в размерных пределах 27-42

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	21	

мм, а межцентровое расстояние  $L$  крепежных отверстий на присоединительном фланце равно 27-29 мм

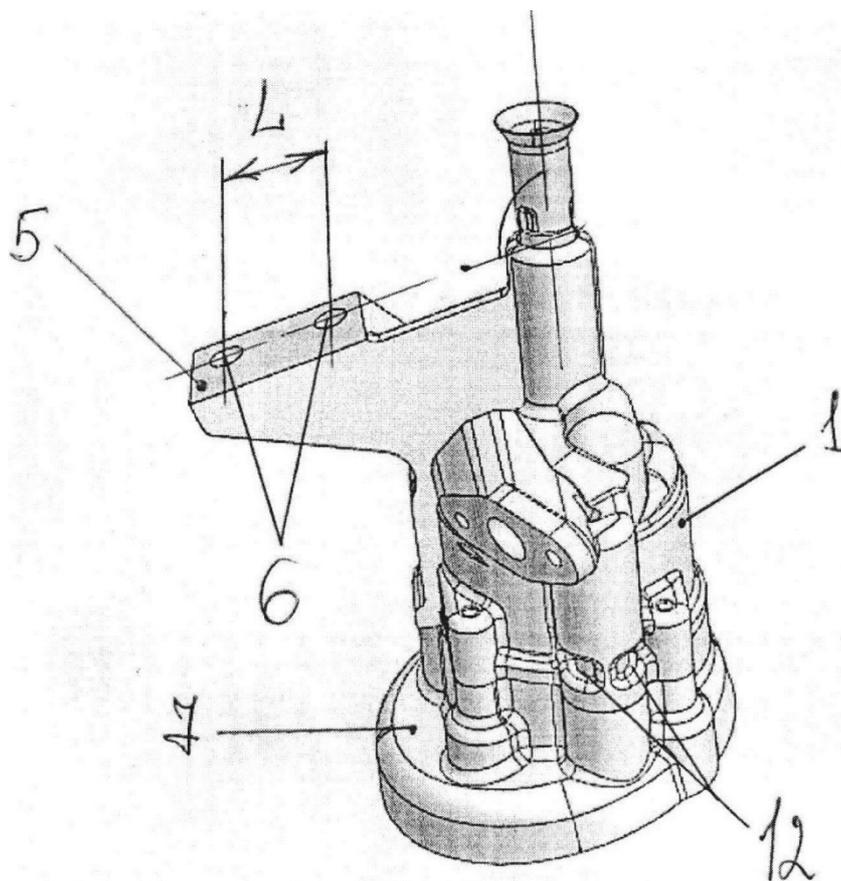


Рисунок 3.4 – Масляный насос ДВС.

Масляный насос двигателя внутреннего сгорания, содержащий сборный посредством резьбовых элементов корпус с присоединительным фланцем с крепежными отверстиями, причем присоединительный фланец выполнен под углом к оси валика привода ведущего элемента, в корпусе установлен вращающийся ведущий элемент и ведомый элемент, приемный патрубок, на приемной части которого закреплен фильтрующий элемент в виде сетки, перепускной клапан, отличающийся тем, что ведущий и ведомый элементы выполнены из металлокерамики в виде роторов, при этом высота  $h$  роторов находится в размерных пределах 27-42 мм, а межцентровое расстояние  $L$  крепежных отверстий на присоединительном фланце равно 27-29 мм.

Масляный насос по п. 1, отличающийся тем, что ведущий элемент, напрессовываемый на валик привода ведущего элемента, имеет крепление штифтом

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ДВР 22 05 01 022 20 КОПЛ 00					22

Присоединительным фланцем с крепежными отверстиями, причем присоединительный фланец выполнен под углом к оси валика привода ведущего элемента, в корпусе установлен вращающийся ведущий элемент и ведомый элемент, приемный патрубок, на приемной части которого закреплен фильтрующий элемент в виде сетки, перепускной клапан.

И хотя в этом насосе достигнута возможность оптимальной конструкции масляного насоса с минимальными гидравлическими потерями и пониженным шумом при работе, повышенной производительности за счет выполнения под углом патрубка отвода масла в корпусе масляного насоса, отверстия подвода масла в виде конфузора, выбора оптимальных соотношений:, а именно: сложность механической обработки, низкая производительность в процессе эксплуатации за счет более интенсивного износа трущихся элементов, в следствии чего увеличение зазоров, увеличение потерь и уменьшение КПД масляного насоса, что приводит к увеличению нагрузки и преждевременному износу узла привода масляного насоса.

Задача полезной модели заключается в создании оптимальной конструкции масляного насоса с минимальными гидравлическими потерями и пониженным шумом при работе, повышенной производительностью за счет применения и выбора оптимальных соотношений: диаметра и высоты ротора ведущего и ведомого масляного насоса, упрощение механической обработки, увеличение срока службы узла привода масляного насоса.

И хотя в этом насосе достигнута возможность оптимальной конструкции масляного насоса с минимальными гидравлическими потерями и пониженным шумом при работе, повышенной производительности за счет выполнения под углом патрубка отвода масла в корпусе масляного насоса, отверстия подвода масла в виде конфузора, выбора оптимальных соотношений:, а именно: сложность механической обработки, низкая производительность в процессе эксплуатации за счет более интенсивного износа трущихся элементов, в следствии чего увеличение зазоров, увеличение потерь и уменьшение КПД

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ДИП 22 05 01 022 20 КОПЛ 00					23

масляного насоса, что приводит к увеличению нагрузки и преждевременному износу узла привода масляного насоса.

Технический результат - расширение арсенала технических средств, повышение производительности, упрощение конструкции, уменьшение нагрузок на узел привода масляного насоса, повышение эксплуатационного ресурса.

Указанный технический результат при осуществлении полезной модели достигается за счет того, причем присоединительный фланец выполнен под углом к оси валика привода ведущего элемента, в корпусе установлен вращающийся ведущий элемент и ведомый элемент, приемный патрубок, на приемной части которого закреплен фильтрующий элемент в виде сетки, перепускной клапан, согласно полезной модели ведущий и ведомый элементы выполнены из металлокерамики в виде роторов, при этом высота  $h$  роторов находится в размерных пределах 27-42 мм, а межцентровое расстояние  $L$  крепежных отверстий на присоединительном фланце равно 27-29 мм.

У масляного насоса ведущий элемент, напрессовываемый на валик привода ведущего элемента может иметь крепление штифтом.

У масляного насоса приемный патрубок может быть выполнен из материала на основе полимеров.

Масляный насос двигателя внутреннего сгорания, содержащий сборный посредством резьбовых элементов корпус 1, в котором установлен вращающийся ведущий 2 элемент на прессованный на валик 3 и ведомый 4 элемент свободно вращающийся в корпусе 1, кроме этого присоединительный фланец 5 выполнен под углом к оси валика 3 масляного насоса. Ведущий и ведомый элементы выполнены из металлокерамики в виде роторов, при этом высота  $h$  роторов находится в размерных пределах 27-42 мм, а межцентровое расстояние  $L$  крепежных отверстий на присоединительном фланце равно 27-29 мм. Перепускной клапан 11 установлен в корпусе 1 масляного насоса имеет слив в поддон, масляный картер двигателя (на фиг. не изображен), через выполненные отверстия 12 в корпусе 1.

						Лист
						24
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ДИД 22 05 01 022 20 КОП Л Л	

Указанные размеры  $h$ , полученные опытным путем, говорят о том, что, если высота будет менее 27 мм, то производительности насоса не хватит, создается критически низкое давление в системе, а если величина  $h$  будет более 42 мм, то возникает избыточное давление у насоса, увеличивается металлоемкость изделия, и как следствие - увеличение себестоимости.

Межцентровое расстояние  $L$ , указанное в данных пределах, позволяет осуществить надежное крепление масляного насоса в пределах существующей площадки на блоке цилиндров (на фиг. не изображен), с минимальной оптимизацией.

Напрессованный на валик 3 ведущий элемент 2 может иметь крепление штифтом 13. Приемный патрубок 7 насоса может быть выполнен из материала на основе полимеров.

Масляный насос работает следующим образом.

При вращении валика 3 насоса с закрепленным на нем ведущим ротором 2 одновременно вращается и ведомый ротор 4 в корпусе 1 масляного насоса. Масло из картера двигателя (не показан) через фильтрующий элемент 8 через отверстие для подвода масла в приемном патрубке 7 масляного насоса поступает к всасывающей полости 9, далее при вращении роторов масло подается в нагнетательную полость 10, а из нагнетательной полости 10 по патрубку отвода масла корпуса 1 подается в масляную магистраль двигателя.

Преимущество заявленной полезной модели состоит в том, что выполнение масляного насоса ДВС описанным выше образом, расширяет арсенал технических средств, повышает производительность, упрощает конструкцию, уменьшает нагрузку на узел привода масляного насоса и повышает эксплуатационный ресурс. Промышленная применимость очевидна. Изготовленный заявителем опытный образец доказал достижение поставленного технического результата.

					<i>ВИД 22 05 01 022 20 КОП Л Л</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		25

**Патент РФ RU 2601066. Масляный насос двигателя внутреннего сгорания. Авторы патента: Кокурин Сергей Дмитриевич (RU), Малов Сергей Юрьевич (RU)**

В корпусе также выполнен присоединительный фланец (14) с центрирующим выступом (12). Также насос содержит редукционный клапан. При этом в корпусе (1) насоса выполнены подводящее и отводящее отверстия, нагнетательная и всасывающая полости. Упомянутые цилиндрические расточки выполнены с величиной диаметра в диапазоне от 38 мм до 42 мм, и расстояние между осями которых находится в размерном диапазоне от 30 мм до 34 мм. В присоединительном фланце (14) выполнены отверстия под крепеж. В центрирующем выступе (12) выполнено сквозное отверстие. Перегородка (3) имеет сквозные установочные отверстия и отверстия для соединения с перепускным каналом. Перепускной канал выполнен ступенчатым, в который входят соединительные и разгрузочное отверстия, соединяющие нагнетательную и всасывающую полости. Изобретение позволяет улучшить производительность насоса с минимальными гидравлическими потерями, а также повысить жесткость и надежность крепежа.

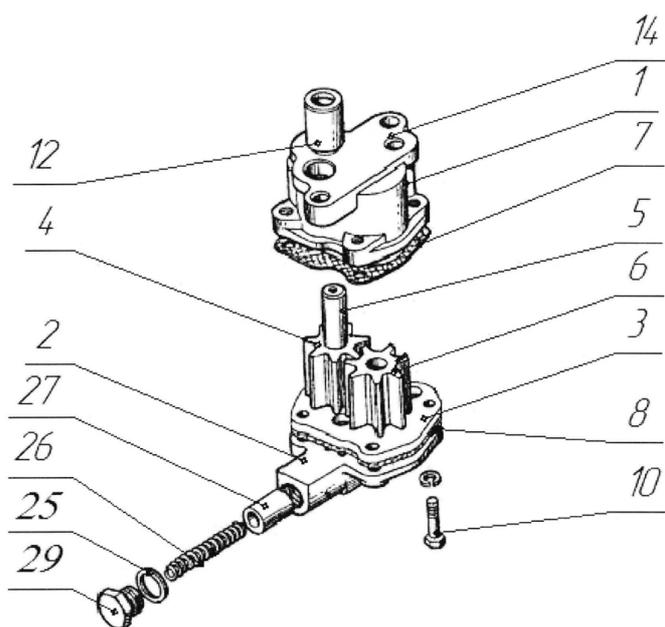


Рисунок 3.5 - Масляный насос двигателя внутреннего сгорания

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	26	

К причинам, относятся сложность конструкции, большая металлоемкость, шумность работы, большие гидравлические потери вследствие удаленности всасывающей полости масляного насоса от масляного картера.

К причинам, препятствующим достижению указанного ниже технического результата при прокачке масла.

Наиболее близкой конструкцией к при этом диаметр и высота шестерен масляного насоса находятся в размерных пределах  $40 \pm 1$  мм и 28 мм...42 мм соответственно, на присоединительном фланце выполнен центрирующий выступ диаметром 21...22 мм, для предохранения системы смазки от избыточного давления имеется редукционный клапан (см. патент на полезную модель RU №135073).

Сущность изобретения заключается в создании конструкции масляного насоса улучшенной производительности с минимальными гидравлическими потерями, а также повышенной жесткостью и надежностью крепежа за счет размещения присоединительного фланца с центрирующим выступом на корпусе насоса; выполнением подводящего и отводящего отверстий различными диаметрами; улучшенной герметичностью перегородки; выполнением расточек в корпусе под ведущую и ведомую шестерни определенного диаметра с оптимальным расстоянием между ними.

Технический результат - повышение производительности и надежности в работе, а также улучшение монтажных свойств и обслуживания.

Сущность изобретения заключается в создании конструкции масляного насоса улучшенной производительности с минимальными гидравлическими потерями, а также повышенной жесткостью и надежностью крепежа за счет размещения присоединительного фланца с центрирующим выступом на корпусе насоса; выполнением подводящего и отводящего отверстий различными диаметрами; улучшенной герметичностью перегородки; выполнением расточек в корпусе под ведущую и ведомую шестерни определенного диаметра с оптимальным расстоянием между ними.

					<i>ВИД 22 05 01 022 20 КОПЛ 00</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		27



- для точной фиксации и повышения надежности работы шестерен масляного насоса, а также снижения потерь на трение между корпусом и крышкой установлена перегородка, и в перегородке имеются сквозные установочные отверстия: для установки резьбовых элементов, осей ведущей и ведомой шестерен, а также отверстия для соединения всасывающих и нагнетательных полостей с перепускным каналом в крышке;

- для предохранения от избыточного давления в системе смазки в крышке насоса имеется перепускной канал, который выполнен ступенчатым, и величина диаметров ступеней находится в диапазоне от 6 мм до 20 мм и который при открытом редукционном клапане, посредством соединительных отверстий крышки и отверстий в перегородке соединяет потоки масла нагнетательной и всасывающей полостей, при этом для исключения противодействия в редукционном клапане перепускной канал имеет разгрузочное отверстие. Геометрические параметры перепускного канала рассчитаны и проверены экспериментальным путем при испытаниях двигателя, выход за диапазон которого приводит к неэффективности системы регулирования давления;

- с целью улучшения монтажа и технического обслуживания редукционного клапана, на входе в перепускной канал установлена пробка, которая может быть резьбовой, с применением прокладки, либо герметика;

- с целью улучшения герметизации сопряжений «корпус - перегородка» и «крышка - перегородка» может быть два варианта исполнения уплотнений: первый вариант - между корпусом и перегородкой, а также между крышкой и перегородкой установлены прокладки, и второй вариант - между корпусом и перегородкой, а также между крышкой и перегородкой наносится герметик.

Насос масляный содержит корпус (1) и крышку (2), соединенные болтами (10). В корпусе насоса (1) выполнены отверстия: подводящее (30) диаметром D6 и отводящее (15) диаметром D7, а также выполнены цилиндрические расточки (23) диаметром D1, расстояние между осями которых составляет L1, в которые устанавливаются: ведущая шестерня (4), напрессованная на валик

						Лист
						29
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ДИР 22 05 01 022 20 КОПЛ 00	

(5) и ведомая шестерня (6), свободно вращающаяся на оси (9), запрессованной в корпус (1). Для повышения надежности крепления ведущей шестерни (4) с валиком (5) устанавливается штифт (22). В корпусе также выполнены всасывающая (16) и нагнетательная (18) полости, присоединительный фланец (14) с отверстиями для крепления (17) насоса масляного, расстояние между осями которых составляет L2 и центрирующим установочным выступом (12), в котором, для размещения элемента привода, выполнено сквозное отверстие (13). Перегородка (3) насоса, одна из сторон которой является опорной поверхностью для шестерен масляного насоса, соответственно ведущей (4) и ведомой (6), имеет сквозные установочные отверстия (21) для установки резьбовых элементов (10), например болтов, отверстия (20) под ось ведущей (4) и ведомой шестерен (6), отверстия (19) для соединения всасывающей (16) и нагнетательной полостей (18) с перепускным каналом (28) в крышке (2), для герметизации сопряжения «корпус - перегородка - крышка» установлены прокладки (7,8), или может быть выполнен герметик. В крышке (2) выполнен перепускной канал (28) с диаметрами ступеней (D3, D4, D5), в котором расположен редукционный клапан (11) с пружиной сжатия (26) и плунжером (27), на входе в перепускной канал (28) установлена пробка (29), например, резьбовая с прокладкой (25) или герметиком, а также выполнены разгрузочное отверстие (31) и соединительные отверстия (24), соединяющие потоки масла всасывающей (16) и нагнетательной полостей (18) при открытом редукционном клапане (11).

Насос масляный двигателя внутреннего сгорания работает следующим образом.

Насос масляный устанавливается и крепится к фланцу блока цилиндров. При вращении валика (5) с закрепленной на нем ведущей шестерней (4) одновременно вращается и ведомая шестерня (6) на оси (9), масло из картера двигателя (не показан) через канал в блоке (не показан) поступает в подводящее отверстие (30) корпуса насоса и далее к всасывающей полости (16), из которой зубьями вращающихся шестерен масло переносится в

										Лист
										30
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ДИД 22 05 01 022 20 КОПЛ 00					

нагнетательную полость (18), а из нагнетательной полости (18) через отводящее отверстие (15) подается в масляную магистраль двигателя (не показан). При достижении определенной величины давления масла в нагнетательной полости (18) возникающее усилие, действующее на плунжер (27) редукционного клапана (11), превышает силу, с которой пружина сжатия (26) прижимает плунжер (27), препятствующий прохождению масла через перепускной канал (28), плунжер (27) перемещается при этом через разгрузочное отверстие (31) масло вытесняется во всасывающую полость (16), а также освобождается проход маслу, и масло через отверстия (19) в перегородке (3) и соединительные отверстия (24) поступает из нагнетательной полости (18). Для технического обслуживания редукционного клапана (11) (замены пружины, плунжера и др.) вход в перепускной канал (28) закрыт съемной пробкой (29) с прокладкой (25) (вместо прокладки может быть применен герметик).

Преимущество в том, что выполнение насоса масляного ДВС описанным выше образом с использованием всей предложенной совокупности существенных признаков позволяет улучшить производительность с минимальными гидравлическими потерями, а также повысить жесткостью, надежностью крепежа монтажные свойства и обслуживание насоса.

Присоединительный фланец с центрирующим выступом, редукционный клапан, отличающийся тем, что в корпусе насоса выполнены: подводящее и отводящее отверстия; нагнетательная и всасывающая полости; цилиндрические расточки выполнены с величиной диаметра в диапазоне от 38 мм до 42 мм, и расстояние между осями которых находится в размерном диапазоне от 30 мм до 34 мм, в присоединительном фланце выполнены отверстия под крепеж; причем в центрирующем выступе выполнено сквозное отверстие; перегородка имеет сквозные установочные отверстия и отверстия для соединения с перепускным каналом, при этом перепускной канал выполнен ступенчатым, в который входят соединительные и разгрузочное отверстия, соединяющие нагнетательную и всасывающую полости.

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ДИД 22 05 01 022 20 КОП Л Л					31

Преимущество в том, что выполнение насоса масляного ДВС описанным выше образом с использованием всей предложенной совокупности существенных признаков позволяет улучшить производительность с минимальными гидравлическими потерями, а также повысить жесткостью, надежностью крепежа монтажные свойства и обслуживание насоса.

Присоединительный фланец с центрирующим выступом, редукционный клапан, отличающийся тем, что в корпусе насоса выполнены: подводящее и отводящее отверстия; нагнетательная и всасывающая полости; цилиндрические расточки выполнены с величиной диаметра в диапазоне от 38 мм до 42 мм, и расстояние между осями которых находится в размерном диапазоне от 30 мм до 34 мм, в присоединительном фланце выполнены отверстия под крепеж; причем в центрирующем выступе выполнено сквозное отверстие; перегородка имеет сквозные установочные отверстия и отверстия для соединения с перепускным каналом, при этом перепускной канал выполнен ступенчатым, в который входят соединительные и разгрузочное отверстия, соединяющие нагнетательную и всасывающую полости.

### Патент РФ 2166147. Масляный насос.

Правообладателем данного насоса является Тольяттинский завод автоагрегатов. Сам патент представлен на рис.3.6-3.7.

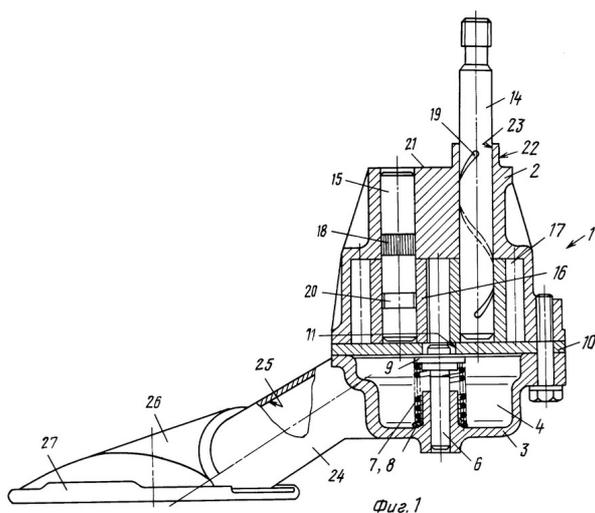


Рисунок 3.6 Масляный насос .Вид сбоку

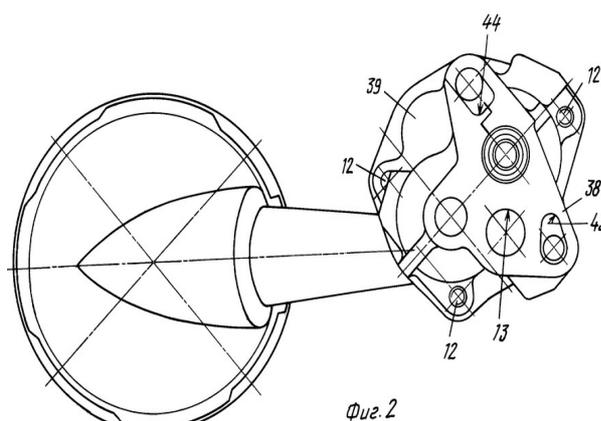


Рисунок 3.7 Масляный насос .Вид сверху

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ВИД 22 05 01 022 20 КОПЛ 00					32

**Патент РФ 2510466. Электронный масляный насос. Авторы: ПЬОН  
Бенуа (СА), БЕДАР Ивон (СА)**

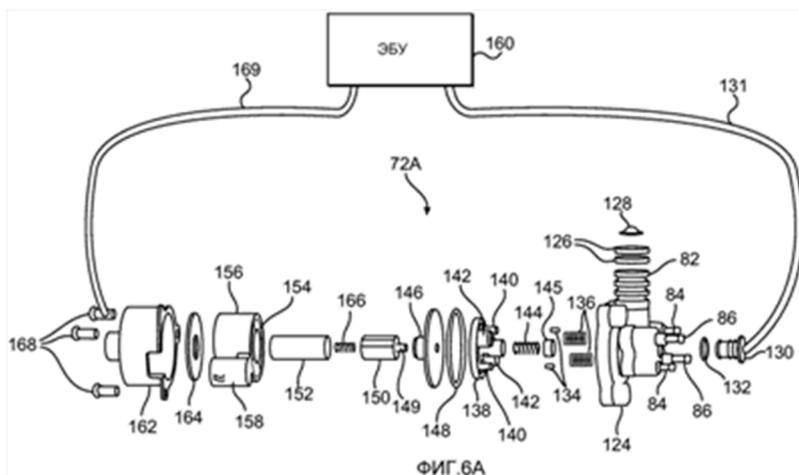


Рисунок 3.8- Электронный масляный насос

### 3.3 Конструктивные расчеты

#### Краткая техническая характеристика проектируемого насоса

Расчетные данные

-Номинальные обороты двигателя Д260.2 - 2100 об/мин.

-Холостое обороты двигателя – 850 об/мин.

-Номинальные обороты стандартного насоса системы смазки двигателя Д-260.2 - 2910 об/мин.

-Номинальные обороты пластинчатого насоса -1800 об/мин.

-Минимальные обороты пластинчатого насоса - 800 об/мин..

-Номинальное объемная подача масла НШ - 80 литров в минуту

#### Расчет объема одной секций насоса

подачу масла на холостом ходу  $V_{\min}$  :

$$k = n_{\max} / n_{\min} \quad (3.1)$$

$$k = 2100 / 850 = 2.47$$

Где,  $n_{\max}$  -макс обороты двигателя;

$n_{\min}$  -мин. обороты двигателя;

$$V_{\min} = V_{\max} / k; \quad (3.2)$$

$$V_{\min} = 80 / 2 \cdot 47 \approx 32 \text{ л/мин.}$$

Находим объем масла за один оборот насоса:

$$V_{\text{об}} = V_{\min} / n_{x/x}; \quad (3.3)$$

$$V_{\text{об}} = 32 / 800 = 0.04 \text{ л}$$

$$V = 0,04 = 40 \text{ мл.}$$

Находим объем одной секций пластинчатого насоса через формулу, так как выбран 7 пластинчатый насос, у нас будет 7 отсеков.

$$V_{\min 2} = V_{\text{об}} / n; \quad (3.4)$$

$$V_{\min 2} = 40 / 7 \approx 5 \cdot 7 \text{ мл.}$$

Где n-число отсеков.

По расчетам  $1000000 \text{ мм}^3$  масла равна 0,9 литру, вывод что 1 литр масло будет равен  $1100000 \text{ мм}^3$ .

Из этого выводим, что за один оборот насос выдает  $27500 \text{ мм}^3$  масла.

Выбрав эти параметры спроектируем пластинчатый насос одна секция которого будет иметь максимальный объем  $3928 \text{ мм}^3$ .

### Профилирование статорного кольца

Рабочий объем насоса:

$$V_0 = 2\pi B \cdot (R - r_0)(R + r_0) \quad (3.5)$$

Где  $V_0$ - рабочий объем насоса,  $\text{см}^3/\text{об}$ ;

$R$  - больший радиус профиля, см;

$r_0$  - меньший радиус профиля статора, см;

$B$  - ширина ротора, см;

Для устранения возможности отрыва пластин от статора и исходя из опыта использования насосов данного типа, задаёмся следующими соотношениями [1, стр. 29], [2, стр. 98,99]:

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	<i>ВКР 22 05 01 022 20 КСЛЛ 00</i>					34

$$\frac{R}{r_0} = K_1 = 1,05 \leq 1,27;$$

$$\frac{R}{B} = K_2 = 1,25 = (1,25 \dots 2,5).$$

Решаем полученное уравнение относительно  $R$ .

$$\begin{aligned} \frac{V_0}{R^3} &= 2\pi \frac{1}{K_2} \cdot \left(1 - \frac{1}{K_1}\right) \left(1 + \frac{1}{K_1}\right) \\ \frac{V_0}{R^3} &= \frac{2\pi}{K_2} \cdot \left(1 - \frac{1}{K_1^2}\right) \\ R &= \sqrt[3]{\frac{V_0 K_2}{2\pi \cdot \left(1 - \frac{1}{K_1^2}\right)}} = \sqrt[3]{\frac{27,5 \cdot 1,25}{2 \cdot 3,14 \cdot \left(1 - \frac{1}{1,05^2}\right)}} = 3,8 \text{ см} = 38 \text{ мм} \end{aligned}$$

Таким образом, получаем:

$$r_0 = \frac{R}{K_1} = \frac{38}{1,05} = 36 \text{ мм}$$

Ширину ротора, определяем согласно формуле (5.5), по уже известным  $R$  и  $r_0$ :

$$B = \frac{V_0}{2\pi(R^2 - r_0^2)} = \frac{27,5}{2 \cdot 3,14(3,8^2 - 3,6^2)} = 3,0 \text{ см} = 30 \text{ мм}$$

Проверка: получившегося рабочего объема насоса:

$$V_0 = 2\pi B \cdot (R - r_0)(R + r_0) = 2 \cdot 3,14 \cdot 3 \cdot (3,8^2 - 3,6^2) = 27,8 \text{ см}^3/\text{об},$$

что отличается от заданного не более чем на 5% (0,006%);

выполнения условий (2):

$$\frac{R}{r_0} = \frac{3,8}{3,6} = 1,055 \leq 1,27;$$

$$\frac{R}{B} = \frac{3,8}{3,0} = 1,266 = (1,25 \dots 2,5).$$

Угол  $\alpha$ , внутри которого расположена кривая профиля статора, определяется:

$$\alpha = \frac{\pi}{2} - \varepsilon,$$

где  $\varepsilon = \beta + K_\beta$  - угол, соответствующий уплотняющим перемычкам, внутри которого профиль образуется радиусами  $r_0$  и  $R$ ;

$$\beta = \frac{2\pi}{z}$$

- угол, на котором расположены пластины;

$z$  - количество пластин, согласно рекомендациям, принимаем  $z = 7$ ;

$K_\beta = 4^0 \dots 8^0$  ( $\varepsilon \geq \beta$  на величину  $K_\beta$  для обеспечения герметичности насоса).

$$\beta = \frac{2 \cdot 180^0}{7} = 51^0 = 0,897 \text{ рад}$$

$$\varepsilon = 51^0 + 6^0 = 57^0 = 0,995 \text{ рад}.$$

$$\alpha = 90^0 - 57^0 = 33^0 = 0,576 \text{ рад}.$$

Уравнение кривой статора  $\rho = f(\varphi)$  имеет вид:

$$\text{при } 0 \leq \varphi < \frac{\alpha}{2}, \quad \rho = r_0 + \frac{2 \cdot (R - r_0)}{\alpha^2} \varphi^2;$$

$$\text{при } \frac{\alpha}{2} \leq \varphi \leq \alpha,$$

$$\rho = 2r_0 - R + \frac{4 \cdot (R - r_0)}{\alpha} \left[ \varphi - \frac{\varphi^2}{2\alpha} \right] = 2r_0 - R + 4 \cdot (R - r_0) \left[ \frac{\varphi}{\alpha} - \frac{1}{2} \left( \frac{\varphi}{\alpha} \right)^2 \right].$$

### Расчет геометрии пластин

### Расчет длины пластин

Прижатие пластин возможно при условии :

$$R - r_0 \leq \frac{\alpha^2 \left( r_0 - \frac{l}{2} \right)}{k_\varepsilon}, \quad (3.6)$$

где,  $k_\varepsilon$  - коэффициент, учитывающий силу трения пластин в пазу, определяемый экспериментально ( $k_\varepsilon \geq 2$ );

$R$  - больший радиус профиля, мм;

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	В И Д 2 2 0 5 0 1 0 2 2 2 0 0 К О П Л 0 0					36

$r_0$  - меньший радиус профиля статора, мм;

$l$  - длина пластины, мм.

Согласно (3), находим:

$$l \leq 2 \left( r_0 - \frac{4k_3(R-r_0)}{\alpha^2} \right)$$

$$l \leq 2 \left( 36 - \frac{4 \cdot 2(38-36)}{0,576} \right)$$

$$l \leq 18 \text{ мм}$$

$$r_p = r_0 - 1 = 35 \text{ мм}.$$

Тогда, наибольшая длина выступающей из ротора части пластины,  $l_1$ ,

$$l_1 = R - r_p$$

равна

$$l_1 = 38 - 35 = 3 \text{ мм}$$

Т.к. для нормальной работы насоса необходимо обеспечить  $\frac{l_1}{l_2} \leq 0,89$ , где

$l_2$  - наименьшая длина части пластины, находящейся в пазу ротора, то:

$$\frac{l_1}{l_2} \leq 0,89$$

$$l_2 \geq \frac{l_1}{0,89}$$

$$l_2 \geq \frac{3}{0,89} = 3,4 \text{ мм}$$

Окончательно принимаем  $l = 10 \text{ мм}$ ,  $l_2 = l - l_1 = 7 \text{ мм}$ , тогда

$$\frac{l_1}{l_2} = \frac{3}{7} = 0,43 < 0,9$$

### Расчет угла наклона пластин

Максимальный допустимый угол наклона пластин по отношению к радиусу R:

$$\zeta = \frac{l}{2} \operatorname{arctg} \left( \frac{4}{\alpha} \cdot \frac{R - r_0}{R + r_0} \right), \quad (3.7)$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	37	

где  $R$  - больший радиус профиля, мм;

$r_0$  - меньший радиус профиля статора, мм.

$$\zeta = \frac{1}{2} \operatorname{arctg} \left( \frac{4}{0,576} \cdot \frac{38-36}{38+36} \right) = 2,81^\circ.$$

При этом угол  $\theta$  наклона пластин относительно радиуса ротора связан с  $\zeta$ , как

$$\sin \zeta = \frac{r_p}{R} \sin \theta \quad (3.8)$$

Принимаем  $\theta = 4^\circ$ ,  $\zeta = 2,81^\circ$ :

$$\zeta = \arcsin \left( \frac{r_p}{R} \sin \theta \right),$$

$$\zeta = \arcsin \left( \frac{36}{38} \sin 4^\circ \right) = 3,11^\circ.$$

Надёжность работы пластин в смысле предотвращения заклинивания тогда определяется как,

$$K = \frac{\operatorname{tg} 22^\circ}{\operatorname{tg} \zeta} = \frac{\operatorname{tg} 22^\circ}{\operatorname{tg} 3,68^\circ} = 6,28 > 1 \quad (3.7)$$

### Расчет угла скоса верхней кромки пластины

Угол скоса верхней кромки пластины определяется по формуле(5.8):

$$\lambda = \operatorname{arctg} \left( \frac{4}{\alpha} \cdot \frac{R-r_0}{R+r_0} \right) - \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{b}{R+r_0} + \Delta\nu, \quad (3.8)$$

Где  $\Delta\nu$  - запас по углу,  $\Delta\nu$  должно быть не менее  $10^\circ$ ,

$b$  - толщина пластины, мм, согласно рекомендациям, принимаем  $b = 1,5$  мм

;

$R$  - больший радиус профиля, мм;

$r_0$  - меньший радиус профиля статора, мм.

$$\lambda = \operatorname{arctg} \left( \frac{4}{0,576} \cdot \frac{38-36}{38+36} \right) - \frac{180^\circ}{3,14} \cdot \frac{1,5}{38+36} + 10 = 15,7^\circ$$

Принимаем  $\lambda = 20^\circ$ .

### Расчет проходных сечений распределителя

### Расчет размеров основных всасывающих окон

Существенное значение для работы насоса имеет наибольшая скорость всасывания рабочей жидкости, которая имеет место при угле поворота ротора  $\varphi \approx \alpha/2$  и вычисляется:

$$v_{\max} = \frac{\omega B (R - r_0) (R + 3r_0)}{4\alpha \left[ r_0^2 - r_p^2 + \frac{r_0 (R - r_0)}{3} + \frac{(R - r_0)^2}{20} \right]} \leq 7 \text{ м/с}, \quad (3.9)$$

где  $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$  - угловая скорость вращения ротора;

$n, \text{об/мин}$  - частота вращения вала насоса;

$R$  - больший радиус профиля, м;

$r_0$  - меньший радиус профиля статора, м;

$$\omega = \frac{\pi \cdot 1000}{30} = 83,7 \text{ с}^{-1}.$$

$$v_{\max} = \frac{83,7 \cdot 0,03 (0,038 - 0,036) (0,038 + 3 \cdot 0,036)}{4 \cdot 0,576 \left[ 0,036^2 - 0,035^2 + \frac{0,036 (0,038 - 0,036)}{3} + \frac{(0,041 - 0,039)^2}{20} \right]} = 2,275 \text{ м/с} \leq 7 \text{ м/с}$$

Значение скорости всасывания может быть снижено без значительного ущерба для эксплуатационных характеристик насоса за счет выполнения на роторе фасок  $0,8 \text{ мм}$ , при этом площадь выреза в распределительном диске, через который рабочая жидкость поступает в камеры насоса:

$$S_0 = \frac{\alpha}{120} \left[ 23(R^2 + r_0^2) + 14Rr_0 - 60r_p'^2 \right], \quad (3.10)$$

где  $r_p' = 37,2 \text{ мм}$  - радиус ротора с учетом фаски.

$$S_0 = \frac{0,576}{120} \left[ 23(38^2 + 36^2) + 14 \cdot 38 \cdot 36 - 60 \cdot 34,2^2 \right] = 82,4 \text{ мм}^2.$$

### Расчет проходного сечения вспомогательных всасывающих окон

Согласно выбранному профилю статора максимальная скорость движения пластин в пазах ротора имеет место при  $\varphi = \alpha/2$  и с учетом наклона пластин равна:

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{4(R-r_0)}{\alpha^2 \cos \zeta} \omega \varphi$$

$$\left(\frac{d\rho}{dt}\right)_{max} = \frac{2 \cdot (R-r_0)}{\alpha \cos \zeta} \omega \quad (3.11)$$

$$\left(\frac{d\rho}{dt}\right)_{max} = \frac{2 \cdot (0,038 - 0,036) 1000}{0,576 \cos 3,71^\circ} \frac{1000}{60} = 0,09 \text{ м/с}$$

Тогда максимальный расход жидкости в под пластинами:

$$q_{max} = \left(\frac{d\rho}{dt}\right)_{max} \cdot 2b \cdot B \quad (3.12)$$

где  $b$  - толщина одной пластины, м.

Поперечное сечение канала под пластинами находим через формулу[ ];

$$s = \frac{\pi d_{вс}^2}{4} = \frac{q_{max}}{2v_{вс max}} \quad (3.13)$$

где  $v_{вс max} = 1 - 2 \text{ м/с}$  - максимальная скорость жидкости при заполнении каналов под пластинами;

$d_{вс}$  - диаметр выполняемых каналов, м.

Тогда, диаметр вспомогательных каналов будем находить через формулу;

$$d_{вс} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \left(\frac{d\rho}{dt}\right)_{max} \frac{bB}{v_{вс max}}} \quad (3.14)$$

$$d_{вс} = \sqrt{\frac{4}{3,14} \cdot 0,08 \frac{0,0015 \cdot 0,03}{1}} = 0,0021 \text{ м} = 2,1 \text{ мм}$$

Конструктивно принимаем  $d_{вс} = 3 \text{ мм}$ .

Вспомогательные каналы под пластины располагаем на радиусе

										Лист
										40
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	D:\B\22\05\01\022\20\КОП\Л\Л					

$$r_1 = r_0 - l - \frac{d_{\text{вс}}}{2} = 36 - 10 - \frac{3}{2} = 24,5 \text{ мм}$$

Окончательно принимаем  $r_1 = 25 \text{ мм}$ .

## Проектировочный расчет вала

### Определение диаметра вала

С учетом гидромеханических потерь и отсутствия подпора на входе в насос, крутящий момент на валу насоса, находим через формулу;

$$M_{\text{кр}} = \frac{P_n \cdot V_0}{2\pi\eta}, \quad (3.15)$$

где  $P_n$  - давление нагнетания, Па;

$V_0$  - рабочий объём, м<sup>3</sup>/об;

$\eta$  - полный КПД насоса (для данной конструкции насоса  $\eta = 0,85$ ),

$$M_{\text{кр}} = \frac{16 \cdot 10^6 \cdot 27,5 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,85} = 82,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$\frac{M_{\text{кр}}}{W_x} \leq \frac{\sigma_T}{n_T}, \quad W_x = \frac{\pi d_6^3}{32},$$

$$\frac{32M_{\text{кр}}}{\pi d_6^3} \leq \frac{\sigma_T}{n_T},$$

$$d_6 \geq \sqrt[3]{\frac{32M_{\text{кр}}n_T}{\sigma_T\pi}}, \quad (3.16)$$

где  $\sigma_T = 360 \cdot 10^6 \text{ Па}$  - предел текучести материала, [6, т.1, стр. 86];

$n_T = 2$  - коэффициент запаса прочности.

$$d_6 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 82,4 \cdot 2}{360 \cdot 10^6 \cdot 3,14}} = 0,0166 \text{ м} = 16,6 \text{ мм},$$

### Расчет на усталостную прочность

При совместном действии напряжений кручения и изгиба коэффициент запаса усталостной прочности  $n$  определяют по формуле:

										Лист
										41
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Д В Р 2 2 0 5 0 1 0 2 2 2 0 0 К О П Л 0 0					

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq [n] \quad , \quad (3.17)$$

где  $[n]=2,5 \dots 3$  - требуемый коэффициент запаса прочности,

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_M \varepsilon_n} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_c} \quad - \text{запас усталостной прочности вала по изгибу};$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_M \varepsilon_n} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_c} \quad - \text{запас усталостной прочности вала по кручению};$$

$\sigma_{-1} = 250 \text{ МПа}$  ,  $\tau_{-1} = 150 \text{ МПа}$  - пределы выносливости гладких валов при симметричном цикле изгиба и кручения (материал - Сталь 45);

$\psi_{\sigma} = 0,05$  ,  $\psi_{\tau} = 0$  - коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений;

$\varepsilon_M = 0,72$  - масштабный фактор;

$\varepsilon_n = 0,96$  - фактор качества поверхности;

$k_{\sigma} = 2,5$  ,  $k_{\tau} = 1,8$  - коэффициентов концентрации напряжений при изгибе и кручении.

Амплитуды напряжений цикла:

$$\sigma_a = \frac{32 M_u}{\pi \cdot d^3} \quad , \quad (3.18)$$

$$\sigma_a = \frac{32 \cdot 54,04}{3,14 \cdot 0,03^3} = 20,4 \text{ МПа} \quad ;$$

$$\tau_a = \frac{16 M_{кр}}{\pi d^3} \quad (3.19)$$

$$\tau_a = \frac{16 \cdot 96,5}{3,14 \cdot 0,03^3} = 18,21 \text{ МПа} \quad .$$

Средние напряжения циклов:  $\sigma_c = 0$  ,  $\tau_c = 0$  , т.к. симметричный цикл нагружения.

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	42	

$$n_{\sigma} = \frac{250}{\frac{2,5}{0,72 \cdot 0,96} 20,4 + 0} = 3,39 \quad ; \quad n_{\tau} = \frac{150}{\frac{1,8}{0,72 \cdot 0,96} 18,21 + 0} = 3,16$$

$$n = \frac{3,39 \cdot 3,16}{\sqrt{3,39^2 + 3,16^2}} = 2,31 \geq (1,3...2)$$

$2,31 \geq (1,3...2)$  (условие выполняется)

## 4. ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ.

### 4.1. Выбор материала заготовки.

Способ получения заготовки должен быть экономичным при заданном объеме выпущенных деталей.

Выбираем вал из сортового металла Ст 35 ГОСТ 4543-71.

### 4.2 Выбор оборудования и режущего инструмента.

Выбираем универсальный токарно-винторезный станок 1К-62 стр11  
прилож.1

Выбор режущего инструмента:

Резец 2100-0405 ГОСТ 18878-73, Резец 2130-0251 ГОСТ 18884-73.

### 4.3 Технологические расчеты

Выбор инструмента - выбираем резец прямой проходной.2100-0405 с сечением 25X16 по ГОСТ 18878 – 73.

Выбираем твердый сплав режущего инструмента Т15 К6

Главный угол в плане  $\varphi = 45$

Черновое точение  $\varphi_1 = 10$

$\lambda = 5$  Резец  $16 \times 25$  Радиусное превышение  $r=1$ .

#### 005. Токарная

Переход 2. Точить поверхность на длине 40 мм.

1. Определяем припуск  $h$ .

$$h = \frac{D_1 - D_2}{2}$$

где  $D_1$  и  $D_2$  - диаметры поверхности соответственно, обрабатываемой (в начале обработки) и конечной согласно чертежу или эскизу;

$$h = \frac{35 - 17}{2} = 9 \text{ мм.}$$

2. Находим глубину резания  $t$  и число проходов  $i$ .

$$t_1 = 1; t_2 = 1,5;$$

$$i = 2 .$$

3. Выбираем подачу S.

Из [15] для черновой обработки для стали рекомендуется 0,3...0,8 и выбираем  $s=0,3$  мм/об.

4. Устанавливаем период стойкости режущего инструмента T.

Из [14], выбираем  $T=60$  мин.

5. Определяем скорость резания  $V_p$

$$v = \frac{C_v \cdot K_v}{T^m \cdot t^x \cdot s^y};$$

где  $C_v$  – коэффициент, характеризующий обрабатываемый материал и условия его обработки;

$m$  – показатель относительной стойкости;

$T$  – стойкость резца;

$x, y$  – показатели степени;

$K_v$  – общий поправочный коэффициент, который представляет собой произведение отдельных поправочных коэффициентов;

Сталь 35  $\sigma_s = 750$ , 1К62 без охлаждения  $C_v = 350$ ;  $x = 0,15$ ;  $y = 0,35$ ;  $m = 0,20$ ;

$$V_p = \frac{350}{60^{0,2} \cdot 1,5^{0,15} \cdot 0,3^{0,35}} = 217 \text{ м/мин.}$$

6. Определяем частоту вращения шпинделя.

Частота вращения шпинделя определяется по формуле:

$$n_p = \frac{1000 \cdot V_p}{\pi \cdot D_1} = \frac{1000 \cdot 217}{3,14 \cdot 35} = 727 \text{ мин}^{-1}.$$

Найденное значение  $n=727 \text{ мин}^{-1}$  корректируем. По паспорту 1К62  $n=630 \text{ мин}^{-1}$ .

7. Определение действительной скорости резания.

Действительная скорость резания определяется с учетом действительной частоты вращения  $n$ .

$$V_o = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{1000} = \frac{3,14 \cdot 35 \cdot 630}{1000} = 69 \text{ м/мин.}$$

8. Определяем силу резания  $P_z$ .

Сила резания определяется по формуле [14]

$$P_z = C_p \cdot t \cdot s^{0,75} \cdot v^{-0,15}$$

где  $C$  – коэффициент, характеризующий металл и условия его обработки;

$x, y$  – показатели степеней при глубине резания и подаче;

$n$  – показатель степени при скорости резания;

$$C_p = 300; x=1; y=0,75; n=-0,15;$$

$$P_z = 300 \cdot 1,5^1 \cdot 0,3^{0,75} \cdot 217^{-0,15} = 72 \text{ Н.}$$

9. Определяем мощность, затрачиваемая на резание.

Мощность резания определяется по формуле:

$$N_p = \frac{P_z \cdot V}{60000} = \frac{72 \cdot 69}{60000} = 0,083 \text{ кВт.}$$

$$N_{шт} = N_{ог} \cdot \eta = 10 \cdot 0,75 = 7,5 \text{ кВт}$$

Для осуществления обработки мощность на шпинделе должна превышать резания

$$N_{шт} \geq N_p$$

$$7,5 > 0,225.$$

10. определение основного технологического времени.

$$T_0 = \frac{L \cdot i}{n \cdot s} = \frac{(l + y + \Delta)}{n \cdot s}$$

где  $L$  – длина рабочего хода резца, мм;

$i$  – число проходов резца;

$l$  – длина обрабатываемой поверхности, мм;

$\Delta$  – перебег резца, мм ( $\Delta=1 \dots 3$ );

$y$  – величина врезания резца, мм.

$$y = t \cdot ctg \varphi$$

где  $\varphi$  – главный угол в плане резца;

$$y = 2 \cdot ctg 90^\circ = 0.$$

$$T_o = \frac{21 \cdot 2}{1000 \cdot 0,3} = 0,26 \text{ мин.}$$

## 2. 005. Токарная

Переход 3. Точить поверхность на длине 4.

1. Определяем припуск  $h$ .

$$h = \frac{D_1 - D_2}{2}$$

$$h = \frac{29 - 17}{2} = 6 \text{ мм.}$$

2. Находим глубину резания  $t$  и число проходов  $i$ .

$$t = 2 \text{ мм}; t = 2; t = 1; t = 1$$

$$i = 4 .$$

3. Выбираем подачу  $s$ .

Из таблицы [15] для черновой обработки для стали рекомендуется 0,3...0,8 и выбираем  $s = 0,3$  мм/об.

4. Устанавливаем период стойкости режущего инструмента  $T$ .

Из [14] выбираем  $T = 60$  мин.

5. Определяем скорость резания

$$v = \frac{C_v \cdot K_v}{T^m \cdot t^x \cdot s^y};$$

Сталь 35  $\sigma_s = 750$ , 1К62 без охлаждения  $C_v = 350$ ;  $x = 0,15$ ;  $y = 0,35$ ;  $m = 0,20$ ;

$$V_p = \frac{350}{60^{0,2} \cdot 2^{0,15} \cdot 0,3^{0,35}} = 214 \text{ м/мин}$$

6. Определяем частоту вращения шпинделя.

Частота вращения шпинделя определяется по формуле:

$$n_p = \frac{1000 \cdot V_p}{\pi \cdot D_1} = \frac{1000 \cdot 214}{3,14 \cdot 29} = 2358 \text{ мин}^{-1}.$$

Найденное значение  $n = 591 \text{ мин}^{-1}$  корректируем. По паспорту 1К62  $n = 500 \text{ мин}^{-1}$ .

7. Определение действительной скорости резания.

Действительная скорость резания определяется с учетом действительной частоты вращения  $n$ .

$$V = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{1000} = \frac{3,14 \cdot 35 \cdot 500}{1000} = 55 \text{ м/мин.}$$

8. Определяем силу резания

$$P_z = C_p \cdot t \cdot s^{0,75} \cdot v^{-0,15}$$

$$C_p = 300; x=1; y=0,75; n=-0,15;$$

$$P_z = 300 \cdot 5^1 \cdot 0,3^{0,75} \cdot 55^{-0,15} = 329 \text{ Н.}$$

9. Определяем мощность, затрачиваемая на резание.

$$N_p = \frac{P_z \cdot V}{60000} = \frac{329 \cdot 55}{60000} = 0,3 \text{ кВт.}$$

10. определение основного технологического времени.

$$T_0 = \frac{L \cdot i}{n \cdot s} = \frac{(l + y + \Delta)}{n \cdot s}$$

$$y = t \cdot ctg \varphi$$

где  $\varphi$  – главный угол в плане резца;

$$y = 5 \cdot ctg 90^\circ = 0.$$

$$T_0 = \frac{8 \cdot 4}{1000 \cdot 0,3} = 0,27 \text{ мин.}$$

Выбор инструмента - выбираем резец прямой проходной. 2100-0565 с сечением 25X16 по ГОСТ 18869 – 73

Выбираем твердый сплав режущего инструмента Т15 К6

Главный угол в плане  $\varphi = 45$

Черновое точение  $\varphi_1 = 10$

$$\lambda = 5$$

Резец 16 × 25

Радиусное превышение  $r=1$ .

#### I. 010. Токарная

3.       Переход 1. Точить поверхность 1 на длину 2

4.       Определяем припуск  $h$ .

$$h = \frac{D_1 - D_2}{2}$$

$$h = \frac{35 - 28}{2} = 3,5 \text{ мм.}$$

4. Находим глубину резания  $t$  и число проходов  $i$ .

$$t_1 = 2; t_2 = 1,5 \text{ мм;}$$

$$i = \frac{h}{t} = \frac{3,5}{1,5} = 2,3 \text{ мм;}$$

5. Выбираем подачу  $s$ .

Выбираем  $s=0,45$

Но корректируя по паспорту станка (стр.33) устанавливаем  $s=0,5$  мм/ об.

6. Устанавливаем период стойкости режущего инструмента  $T$ . стр. 12, выбираем  $T=30$  мин.

7. Определяем скорость резания

$$v = \frac{C_v \cdot K_v}{T^m \cdot t^x \cdot s^y};$$

Сталь 35

$$G_s = 530 \text{ МПа}$$

$$1\text{K62 } C_v = 92; x = 0,25; y = 0,33; m = 1;$$

$$K_v = K_{mv} \cdot K_{nv} \cdot K_{uv} \cdot K_{\varphi v}$$

где  $K_{mv}$  - коэффициент, учитывающий качество обрабатываемого материала;

$K_{nv}$  - коэффициент, отражающий состояние поверхности заготовки;

$K_{uv}$  - коэффициент, учитывающий качество материала инструмента;

$K_{\varphi v}$  - коэффициент, учитывающий влияние угла резца в плане  $\varphi$ .

$$K_{mv} = \left( \frac{750}{G_s} \right) = \frac{750}{530} = 1,4.$$

$$K_{nv} = 0,8; K_{uv} = 0,8; K_{\varphi v} = 1.$$

$$K_v = 1,4 \cdot 0,8 \cdot 0,8 \cdot 1 = 0,896.$$

$$V_p = \frac{92 \cdot 0,896}{30^1 \cdot 2^{0,25} \cdot 0,5^{0,33}} = 2,86 \text{ м/мин.}$$

8. Определяем частоту вращения шпинделя.

Частота вращения шпинделя определяется по формуле:

$$n_p = \frac{1000 \cdot V_p}{\pi \cdot D_1} = \frac{1000 \cdot 2,86}{3,14 \cdot 35} = 26 \text{ мин}^{-1}.$$

Найденное значение  $n=26 \text{ мин}^{-1}$  корректируем. По паспорту 1К62  $n=25 \text{ мин}^{-1}$ .

9. Определение действительной скорости резания.

$$V = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{1000} = \frac{3,14 \cdot 35 \cdot 25}{1000} = 2,7 \text{ м/мин.}$$

10. Определяем силу резания

Сила резания определяется по формуле:

$$P_z = C_p \cdot t^x \cdot s^y \cdot g^{n_p} \cdot K_p$$

$$K_p = K_{mp} \cdot K_{\phi p}$$

$$K_{\phi p} = 1; K_{mp} = \left(\frac{530}{750}\right)^{0,35}$$

$$K_p = 1 \cdot \left(\frac{530}{750}\right)^{0,35} = 0,89$$

$$C_p = 180; t = 1,5^{0,25}; s = 0,5^{0,33}; g^{n_p} = 2,7^{0,35}$$

$$P_z = 110,88 \text{ Н.}$$

11. Определяем мощность, затрачиваемая на резание.

$$N_p = \frac{P_z \cdot V}{60000} = \frac{110,88 \cdot 2,7}{60000} = 0,01 \text{ кВт.}$$

$$N_{unn} = N_{\text{дв}} \cdot \eta = 10 \cdot 0,75 = 7,5 \text{ кВт}$$

Для осуществления обработки мощность на шпинделе должна превышать резания

$$N_{unn} \geq N_p$$

$$7,5 > 0,01.$$

12. определение основного технологического времени.

$$T_0 = \frac{L \cdot i}{n \cdot s} = \frac{(l + y + \Delta)}{n \cdot s}$$

$$y = t \cdot ctg \varphi$$

$$y = 2 \cdot ctg 90^\circ = 0.$$

$$T_0 = \frac{30 \cdot 2,3}{25 \cdot 0,5} = 5,52 \text{ мин.}$$

Вспомогательное время  $T=5,52$  мин.

## II. 1. 010. Токарная

2. Переход 2. Точить поверхность 6 на длину 7

3. Определяем припуск  $h$ .

$$h = \frac{D_1 - D_2}{2}$$

$$h = \frac{35 - 20}{2} = 7,5 \text{ мм.}$$

4. Находим глубину резания  $t$  и число проходов  $i$ .

$$t_1 = 5; t_2 = 2,5;$$

$$i = \frac{h}{t} = \frac{7,5}{5} = 1,5 \text{ мм.}$$

5. Выбираем подачу  $s$ .

Выбираем  $s=0,3$ , но корректируя по паспорту станка устанавливаем  $s=0,3$  мм/об.

6. Устанавливаем период стойкости режущего инструмента  $T$ . стр. 12, выбираем  $T=30$  мин.

7. Определяем скорость резания

$$v = \frac{C_v \cdot K_v}{T^m \cdot t^x \cdot s^y};$$

Сталь 35  $G_0 = 530 \text{ МПа}$  1К62 без охлаждения  $C_v = 92$ ;  $x = 0,25$ ;  $y = 0,33$ ;  $m = 1$ ;

$$K_v = K_{mv} \cdot K_{nv} \cdot K_{uv} \cdot K_{\varphi v}$$

$$K_{mv} = \left( \frac{750}{G_6} \right) = \frac{750}{530} = 1,4.$$

$$K_{nv} = 0,8; K_{uv} = 0,8; K_{\varphi v} = 1.$$

$$K_v = 0,896.$$

$$V_p = \frac{92 \cdot 0,896}{30^1 \cdot 5^{0,25} \cdot 0,3^{0,33}} = 2,6 \text{ м/мин.}$$

8. Определяем частоту вращения шпинделя.

$$n_p = \frac{1000 \cdot V_p}{\pi \cdot D_1} = \frac{1000 \cdot 2,6}{3,14 \cdot 35} = 23,6 \text{ мин}^{-1}.$$

Найденное значение  $n=23,6 \text{ мин}^{-1}$  корректируем. По паспорту 1К62  $n=25 \text{ мин}^{-1}$ .

9. Определение действительной скорости резания.

$$V = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{1000} = \frac{3,14 \cdot 35 \cdot 25}{1000} = 2,75 \text{ м/мин.}$$

10. Определяем силу резания .

$$P_z = C_p \cdot t^x \cdot s^y \cdot g^{n_p} \cdot K_p$$

$$K_p = K_{mp} \cdot K_{\phi p}$$

$$K_{\phi p} = 1;$$

$$K_{mp} = \left( \frac{530}{750} \right)^{0,35}$$

$$K_p = 1 \cdot \left( \frac{530}{750} \right)^{0,35} = 0,89$$

$$C_p = 180; t = 5^{0,25}; s = 0,3^{0,33}; g^{n_p} = 2,75^{0,35}$$

$$P_z = 264,6 \text{ Н.}$$

11. Определяем мощность, затрачиваемая на резание.

$$N_p = \frac{P_z \cdot V}{60000} = \frac{264,6 \cdot 2,75}{60000} = 0,012 \text{ кВт.}$$

$$N_{шп} = N_{дв} \cdot \eta = 10 \cdot 0,75 = 7,5 \text{ кВт}$$

Для осуществления обработки мощность на шпинделе должна превышать резания:

$$N_{шт} \geq N_p$$

$$7,5 > 0,012$$

12. Определение основного технологического времени.

$$T_0 = \frac{L \cdot i}{n \cdot s} = \frac{(l + y + \Delta)}{n \cdot s}$$

$$y = t \cdot ctg \varphi$$

где  $\varphi$  – главный угол в плане резца;

$$y = 5 \cdot ctg 90^\circ = 0.$$

$$T_0 = \frac{17 \cdot 1,5}{25 \cdot 0,3} = 3,4 \text{ мин.}$$

Вспомогательное время  $T=3,4$  мин.

### III. 1. 010. Токарная

2. Переход 5. Снять фаску с поверхности 3.

3. Находим глубину резания  $t$  и число проходов  $i$ .

$$t_1 = t_2 = 1$$

$$i = 1 \text{ мм.}$$

5. Выбираем подачу  $s$ .

Выбираем  $s=0,2$ , но корректируя по паспорту станка устанавливаем  $s=0,21$  мм/об.

6. Устанавливаем период стойкости режущего инструмента  $T$ .

стр. 12, выбираем  $T=30$  мин.

7. Определяем скорость резания

$$v = \frac{C_v \cdot K_v}{T^m \cdot t^x \cdot s^y};$$

Сталь 35  $G_6 = 530 \text{ МПа}$  1К62 без охлаждения  $C_v = 92$ ;  $x = 0,25$ ;  $y = 0,33$ ;  $m = 1$ ;

$$K_v = K_{mv} \cdot K_{nv} \cdot K_{uv} \cdot K_{\varphi v}$$

$$K_{mv} = \left( \frac{750}{G_6} \right) = \frac{750}{530} = 1,4.$$

$$K_{nv} = 0,8; K_{uv} = 0,8; K_{\varphi v} = 1.$$

$$K_v = 0,896.$$

$$V_p = \frac{92 \cdot 0,896}{30^1 \cdot 1^{0,25} \cdot 0,21^{0,33}} = 4,6 \text{ м/мин.}$$

8. Определяем частоту вращения шпинделя.

$$n_p = \frac{1000 \cdot V_p}{\pi \cdot D_1} = \frac{1000 \cdot 4,6}{3,14 \cdot 35} = 41,2 \text{ мин}^{-1}.$$

Найденное значение  $n=41,2 \text{ мин}^{-1}$  корректируем по паспортным данным станка и устанавливаем действительное значение  $n$  частоты вращения.

По паспорту 1К62  $n=40 \text{ мин}^{-1}$ .

9. Определение действительной скорости резания.

$$V = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{1000} = \frac{3,14 \cdot 35 \cdot 40}{1000} = 4,39 \text{ м/мин.}$$

10. Определяем силу резания .

Сила резания определяется по формуле (Приложение 2):

$$P_z = C_p \cdot t^x \cdot s^y \cdot \mathcal{G}^{n_p} \cdot K_p$$

$$K_p = K_{mp} \cdot K_{\phi p}$$

$$K_{\phi p} = 1; K_{mp} = \left(\frac{530}{750}\right)^{0,35}$$

$$K_p = 1 \cdot \left(\frac{530}{750}\right)^{0,35} = 0,89$$

$$C_p = 180; t = 1^{0,25}; s = 0,21^{0,33}; \mathcal{G}^{n_p} = 4,39^{0,35}$$

$$P_z = 183,6 \text{ Н.}$$

11. Определяем мощность, затрачиваемая на резание.

Мощность резания определяется по формуле:

$$N_p = \frac{P_z \cdot V}{60000} = \frac{183,6 \times 4,39}{60000} = 0,013 \text{ кВт.}$$

$$N_{шт} = N_{дв} \cdot \eta = 10 \cdot 0,75 = 7,5 \text{ кВт}$$

Для осуществления обработки мощность на шпинделе должна превышать резания

$$N_{шт} \geq N_p$$

$$7,5 > 0,013.$$

12. определение основного технологического времени.

$$T_0 = \frac{L \cdot i}{n \cdot s} = \frac{(l + y + \Delta)}{n \cdot s}$$

$$y = t \cdot ctg \varphi$$

где  $\varphi$  – главный угол в плане резца;

$$y = 1 \cdot ctg 90^\circ = 0.$$

$$T_0 = \frac{2 \cdot 1}{40 \cdot 0,21} = 0,24 \text{ мин.}$$

Вспомогательное время  $T = 0,24$  мин.

#### IV. 1. 010. Токарная.

2. На вертикально-сверлильном станке 2Н 135 сверлим сквозное отверстие  $\varnothing 10$  мм на глубину 70 мм.

Материал - сталь Охлаждение - эмульсией. Сверло - спиральное с коническим хвостовиком по ГОСТ 2092-77 из быстрорежущей стали Р18.

3. Выбираем подачу  $S = 0,25 - 0,35$ . По паспортным данным станка стр. 34 выбираем  $S = 0,28$  об/мин.

4. Проверяем принятую подачу по осевой силе, допускаемой прочностью механизма подачи станка

$$P_0 = 9,81 D^{q_p} C_p S^{y_p} K_p, H;$$

$$C_p = 85; D = 10; q_p = 1; S = 0,28^{0,7}; K_p = \left(\frac{G_b}{750}\right)^{n_p} = \left(\frac{750}{750}\right)^{0,75} = 1.$$

$$P_0 = 9,81 \cdot 10 \cdot 85 \cdot 0,28^{0,7} \cdot 1 = 3335,4 H.$$

5. Назначим период стойкости сверла.

Период стойкости сверла (время работы сверла до заточки) выбирается по таблице (табл. 7 стр. 39)

$$T = 25 \text{ мин.}$$

6. Расчет скорости резания, допускаемой режущими свойствами сверла

$$g_p = \frac{C_g D^q}{T^m S^y} \cdot K_g, \text{ м / мин.}$$

D – диаметр сверла, мм; D=10

$$C_g = 7$$

$$m = 0,2$$

T – стойкость сверла, мин; T=25

S – подача, мм/об; S=0,28

$y_g, q_g$  - показатели степени;  $y_g = 0,7; q_g = 0,4$

$K_g$  - поправочный коэффициент, учитывающий влияние механических свойств обрабатываемого материала.

$$K_g = K_{mv} \cdot K_{uv} \cdot K_{lv}$$

$$K_{mv} = C_M \left( \frac{750}{G_6} \right)^{nv} = 1 \cdot 1 = 1$$

$$K_{uv} = 0,8$$

$$C_M = 1$$

$$K_{lv} = 1$$

$$K_g = 1 \cdot 0,8 \cdot 1 = 0,8$$

$$g_p = \frac{7 \cdot 10^{0,4}}{25^{0,2} \cdot 0,28^{0,7}} \cdot 0,8 = 19 \text{ м / мин}$$

7. Определяем частоту вращения шпинделя:

$$n = \frac{1000 \cdot g_p}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 19}{3,14 \cdot 10} = 605 \text{ об / мин, где}$$

$g$  - расчетная скорость резания, м/мин;

D- диаметр сверла, мм.

Корректируем частоту вращения шпинделя по паспортным данным станка и найдем  $n_\delta$ ,  $n_\delta = 500$  об/мин.

После этого определяем действительную скорость резания:

$$g_q = \frac{\pi \cdot D \cdot n_\delta}{1000} = 15,7 \text{ м / мин.}$$

8. Определяем крутящий момент и мощность, затрачиваемую на сверление:

$$M = 0,981 \cdot 10^{-2} C_m \cdot D^q \cdot S^y, H \cdot m;$$

$$C_m = 34$$

$$q_m = 1.9$$

$$y_m = 0.8$$

$$M = 0,981 \cdot 10^{-2} \cdot 34 \cdot 10^{1.9} \cdot 0,28^{0.8} = 9,53 H \cdot m$$

$$N_{рез} = \frac{M \cdot n_d}{9554} = \frac{9,53 \cdot 500}{9554} = 0,5 кВт.,$$

Обработка возможна, если  $N_{рез} \leq N_{шт}$ .

Мощность на шпинделе  $N_{шт} = N_{дв} \cdot \eta = 4 \cdot 0,8 = 3,2 кВт.$

$\eta$  - КПД станка

$N_{дв}$  - мощность двигателя станка (паспортные данные).

#### V. 1. 015. Фрезерная

2. Переход 1. Фрезеровать поверхность 2 и 3 .

3. Определяем припуск  $h$ .

$$h = \frac{D_1 - D_2}{2}$$

$$h = \frac{35 - 28}{2} = 3,5 \text{ мм.}$$

4. Находим глубину резания  $t$  и число проходов  $i$ .

$$t = 2 \text{ мм;}$$

$$i = \frac{h}{t} = \frac{3,5}{2} = 1,75 \text{ мм.}$$

5. Выбираем подачу  $s$ .

Выбираем  $s = 0,25$  мм/зуб.

6. Устанавливаем период стойкости режущего инструмента  $T$ .

Из Приложения 2, стр. 32, выбираем  $T = 120$  мин.

7. Определение скорости резания.

$$V = \frac{36 \cdot D^{0,45}}{T^{0,33} \cdot t^{0,3} \cdot S_z^{0,4} \cdot B^{0,1} \cdot Z^{0,1}} \cdot K_v, \text{ м/мин ;}$$

$$K_v = K_{mv} \cdot K_{nv} \cdot K_{uv}.$$

$$K_{mv} = \left( \frac{750}{G_s} \right) = \left( \frac{750}{750} \right) = 1.$$

$$K_{nv} = 0,8; K_{uv} = 1.$$

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

$$V = \frac{36 \cdot 50^{0,7}}{120^{0,33} \cdot 2^{0,3} \cdot 0,25^{0,4} \cdot 15^{0,1} \cdot 12^{0,1}} \cdot 0,8 = 73 \text{ м/мин.}$$

8. Определение частоты вращения фрезы.

$$n_p = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 73}{3,14 \cdot 50} = 465 \text{ об/мин.}$$

По паспорту станка находим  $n_o = 500$  об/мин.

9. Определяем действительную скорость резания.

$$V_o = \frac{\pi \cdot D}{1000} = \frac{3,14 \cdot 50}{1000} = 0,157 \text{ м/мин.}$$

9. Определяем минутную подачу при фрезеровании и скорректируем по паспортным данным.

$$S_M = S_z \cdot z \cdot n_o = 0,25 \cdot 12 \cdot 500 = 1500 \text{ мм/мин.}$$

Находим действительную подачу за оборот на зуб.

$$S_{об} = \frac{S_{Mg}}{n_g} = \frac{1500}{500} = 3 \text{ мм/об.}$$

$$S_{zg} = \frac{S_{об}}{z} = \frac{3}{12} = 0,25 \text{ мм/зуб.}$$

10. Определяем окружную силу  $P_z$ .

$$P_z = 68 \cdot t^{0,8} \cdot S_z^{0,72} \cdot z \cdot B \cdot D^{-0,83} = 68 \cdot 2^{0,8} \cdot 0,25^{0,72} \cdot 12 \cdot 15 \cdot 50^{-0,83} = 291 \text{ кгс.}$$

11. Определяем крутящий момент  $M$  и мощность  $N$  при фрезеровании.

$$M = \frac{P_z \cdot D}{2},$$

где  $M$ -крутящий момент;

$P_z$ -сила резания в кгс.

$$M = \frac{291 \cdot 35}{2} = 5091 \text{ кгс мм.}$$

$$N = \frac{M \cdot n}{974000} = \frac{5091 \cdot 500}{974000} = 2,6 \text{ кВт.}$$

12. Мощность резания должна быть меньше или равна мощности на шпинделе станка:

$$N \leq N_{\text{шп}} = N_{\text{дв}} \cdot \eta, \text{ где}$$

$N_{\text{дв}}$  - мощность двигателя станка,

$\eta$  - КПД станка.

$$2,6 \leq N_{\text{шп}} = 7 \cdot 0,75 = 5,25 \text{ кВт}$$

Что удовлетворяет условию.

13. Определение основного технологического времени:

$$T_o = \frac{L \cdot i}{n \cdot s} = \frac{(l + y + \Delta)}{n \cdot s};$$

$$y = t \cdot \text{ctg} \varphi$$

где  $\varphi$  – главный угол в плане резца;

$$y = 2 \cdot \text{ctg} 90^\circ = 0.$$

$$T_o = \frac{20 \cdot 1,75}{500 \cdot 0,25} = 0,28 \text{ мин.}$$

Вспомогательное время  $T=0,28$  мин.

#### **4.4 Разработка метода контроля детали и проектирования измерительного инструмента.**

Калибр без шкальный инструмент, предназначенный для контроля размеров, формы и расположения поверхностей деталей. Основное достоинство предельных калибров – простота и достаточно высокая производительность контроля.

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

По СТ СЭВ 144-75 находим предельные отклонения вала:

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

Тогда для вала  $D_{max} = 39.92$  ,  $D_{min} = 39.858$ .

Для заданных интервалов размеров по таблице 1 [13] находим (мкм):

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

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

1. Минимальный размер проходного калибра-скобы:

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

2. Минимальный размер непроходного калибра-скобы:

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

Используя таблицу 2 [13], можно вычислить предельные размеры контракалибров к скобам.

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

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

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

## 5 РАЗРАБОТКА ВОПРОСОВ БЕЗОПАСНОСТИ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ

### 5.1 Общие требования

Все организации и должностные лица несут ответственность за то, чтобы каждый специалист своевременно получал информацию о приемах безопасной работы на своем участке, а также знал требования техники безопасности и умел оказать первую медицинскую помощь. Неисполнение этого требования трудового законодательства является нарушением, за которое организация и уполномоченные лица могут быть привлечены к административной ответственности по статье 5.27.1 КоАП РФ.

Так, за если работодатель пропустит установленный для очередного инструктирования работников срок и допустит таких лиц к работе, могут быть назначены штрафы:

- должностному лицу, ответственному за обучение персонала, — в размере от 20 до 30 тысяч рублей;
- индивидуальному предпринимателю — в размере от 20 до 30 тысяч рублей;
- организации — от 130 до 150 тысяч рублей.

Если в результате этих нарушений на предприятии произошел несчастный случай, ответственные лица могут быть привлечены к уголовной и гражданско-правовой ответственности. За тяжкий вред здоровью либо смерть работника в результате допуска неподготовленного сотрудника к работе должностное лицо по статье 143 УК РФ может получить штраф в размере до 400 тысяч рублей, а также быть осуждено на принудительные, исправительные или обязательные работы или даже лишение свободы, в зависимости от тяжести и квалификации преступления. В таких ситуациях виновное лицо всегда лишают права занимать определенные должности или заниматься определенной деятельностью. Кроме того, ему придется

возмещать ущерб, причиненный самому пострадавшему или его родственникам.

Проведение технических работ по обслуживанию и ремонту автомобильной техники регламентируют собственные правила охраны труда. Во время выполнения своих обязанностей слесарь-механик может использовать не только подручный инструмент, но и сложные технические изделия и электроинструмент. Плюс некоторые виды работ должны выполняться с определенным порядком действий для сохранения жизни и здоровья работника. Поэтому, согласно ТБ, предусматривается отдельная инструкция по охране труда для механика.

Требования к должности механика.

Прежде чем допускать рабочего к выполнению своих обязанностей, нужно убедиться, что учтены требования к образованию механика, и человек знает технику безопасности автослесаря, как правильно эксплуатировать оборудование и как работают те или иные узлы. По сути это человек-универсал, который должен одинаково хорошо разбираться в механических, электрических, пневматических и гидравлических системах, так как в зависимости от типа производства должностные обязанности будут сопряжены с большинством этих процессов.

Должностные обязанности механика.

Только после того как руководство предприятия убедилось в соответствии кандидата требованиям к механику, можно издавать приказ о назначении механика на соответствующую образованию должность. Решение задач, с которыми предстоит столкнуться специалисту, в большей степени зависят от предприятия, на котором ему предстоит работать. К сведению! Механики могут выполнять функции автомеханика, электромонтера, ремонтника, электрооборудование, торговое холодильное оборудование или быть задействованными в строительной сфере. В любом случае организация, заключающая с таким рабочим договор, должна обеспечить ему полный комплект спецодежды и средств индивидуальной защиты, предоставить

табель ведения работ, рабочее место, где будет возможность ведения документации и, конечно, полный комплект исправного инструмента. Если инструмент проходит техническое обслуживание, то оно должно проводиться в точно обозначенные сроки. Также в обязанности руководства входит своевременное проведение инструктажей, регламентированных ОТ предприятия. Типовая инструкция по охране труда для механика Инструкции по ОТ для механиков имеет общие черты для всех рабочих специальностей, но при этом есть свои нюансы, так как специалистам приходится выполнять ряд смежных действия, которые часто не относятся к их прямым обязанностям. Инструкция по охране труда для слесаря-ремонтника Кроме основных положений, инструкции ОТ включают правила безопасности перед, во время и по окончании проведения работ. Также регламентируют порядок действий при возникновении аварийных ситуаций. Общие требования безопасности Общие положения должностной инструкции для механиков показаны абсолютно всем работникам, имеющим дело со сложными механическими установками. И не важно, где они осуществляются: в цеху, гараже, аквапарке или типовом хозяйстве. Допуск к работе возможен только совершеннолетних лиц, имеющих профильное образование и прошедших инструктаж. Должны быть обозначены вредные производственные факторы, с которыми придется столкнуться рабочему. Запрещаются распитие спиртных напитков, работа без спецодежды и СИЗ. Для курения должно быть отведено соответствующее ПБ место.

Важно! Если над специалистом стоит главный механик, тот не имеет права покидать рабочее место без его ведома. Если водитель-слесарь, должностная инструкция которого подразумевает выполнение данных требований, будет их игнорировать, ОТ подразумевает административные взыскания. Требования безопасности перед началом работы Ответственная подготовка к работе не раз спасала жизни, поэтому существует небольшой список действий, которые должны соблюдать не только механики, но и остальные: проверить СИЗ и рабочее место на наличие повреждений и

неисправностей (проверить заземление, отсутствие трещин, оголенных проводов, предохранителей, блокировок и пр.); получить конкретные задания на текущую смену у непосредственного руководителя; установить ограждения на рабочем участке, если того требует ситуация; провести испытания оборудования. Конечно, если рабочее место или оборудование имеет неисправности, начинать работу запрещается, также об этом должно быть доложено начальству. Требования безопасности во время работы Во время работы нужно использовать рабочий инструмент строго по инструкции, без самодельности. Проверять исправность инструмента следует все время пока осуществляются работы. Запрещается работать без защитных кожухов, отключенных блокировщиков и пр. Собственно, во время работы, главное, выполнять все требования техники безопасности и должностной инструкции. Слесарь-механик должен уметь правильно пользоваться инструментом Требования безопасности в аварийных ситуациях При возникновении аварийной ситуации работник обязан по возможности обесточить оборудование. Если кто-то пострадал, он должен вызвать скорую помощь, оказать первую помощь и известить начальство. Если произошло возгорание, объявить пожарную тревогу, принять меры по ликвидации огня и оповестить начальство. Обратите внимание! При возникновении аварии или НС механик обязан принять меры по нейтрализации ущерба в соответствии с внутренним инструктажем производства. Требования безопасности по окончании работы По окончании ведения работ, то есть не окончания рабочего дня, а именно завершения конкретного ремонта узла, операции и пр. работник должен собрать весь инструмент и положить на свое место, а также собрать или засыпать песком разлитые горючие жидкости. В общем, привести рабочее место в надлежащий вид. По окончании смены необходимо обесточить весь инструмент и оборудование. При порче инструмента во время работы или наличия каких-либо неисправностей сотрудник должен сообщить об этом начальнику. Только после этого вымыть руки и покинуть рабочее место. Техника безопасности при техническом обслуживании и ремонте автомобилей

Ключевыми обязанностями механика являются ремонт и обслуживание автомобиля. Техника безопасности в этом плане регламентируется инструкцией по охране труда для слесаря по ремонту автомобилей. Инструкция по охране труда для водителя погрузчика Документация механика по автотранспорту должна разрабатываться старшим механиком или инженером на каждом предприятии либо заимствоваться у производителя обслуживаемой техники. Важно! Главное, что включает в себя ТБ при ремонте автомобильной техники, это использование проверенных подъемных механизмов, соблюдение правил работы с электроприборами и осуществление технологической карты работ.

Особенности ТБ для механика-слесаря Как уже говорилось раньше, механик-слесарь — это человек-универсал. По роду обязанностей часто возникает необходимость решения нестандартных задач. При этом приходится использовать сложное оборудование, в том числе электроинструмент. В любом случае работник обязан не нарушать технологию эксплуатации инструмента, а также учитывать особенности обстановки, где выполняется работа, чтобы не нанести своими действиями ущерб не только своему, но и здоровью окружающих, не говоря уже об ущербе предприятию. Особенности ТБ для электромеханика Должностная инструкция электромеханика СЦБ обязывает работника не только своевременно устранять неполадки, но также оперативно производить ремонт вышедших из строя узлов без весоного ущерба графику движения поездов. Часто в таких непредвиденных поломках присутствует спешка, из-за чего под колесами поезда погибло немало работников ЖД. Поэтому электромеханику важно, в первую очередь, соблюдать технику безопасности нахождения на железной дороге, ну и, конечно, не забывать о правилах квалификационной работы с электрическим током. Пример нарушения ТБ электромехаником СЦБ: нельзя работать спиной к железнодорожному полотну Инструкция по охране труда для главного механика Главный механик — это человек, у которого в подчинении находится несколько работников. Его задача, помимо проверки квалификации

работников и назначения на выполнение определенных работ, является постоянный контроль состояния и качества инструмента, выдаваемого на бригаду, отстранения от работы людей, находящихся в нетрезвом состоянии, своевременное обеспечение бригады инструментом, спецодеждой, СИЗ, проведение инструктажа и пр. Инструкция механика по выпуску автомобилей на линию Инструкция механика по выпуску автомобилей на линию регламентирует обязанности по осуществлению постоянного контроля за исправностью подвижного состава, таксопарка и пр. Перед выпуском машины на линию механик проверяет исправность всех узлов. Также осуществляется контроль за эксплуатацией автомобиля. Если недобросовестный водитель халатно относится к вверенному ему ТС, механик обязан сообщить об этом начальству. После проверки ТС на пригодность к выходу на маршрут механик составляет приказ.

## **5.2 Физическая культура на производстве**

Ряд видов труда требует специальной физической подготовленности, которая может быть обеспечена только специфическими средствами и методами физической подготовки.

Непосредственно в рамках трудового процесса физическая культура представлена главным образом производственной гимнастикой, которая в основном имеет три формы: вводная гимнастика, физкультурные паузы и физкультминуты.

Вводная гимнастика - организованное, систематическое выполнение специально подобранных физических упражнений перед началом работы с целью быстрее вработывания. Физкультурная пауза - выполнение физических упражнений в период рабочей смены с целью достижения срочного адаптивного отдыха. Физкультминуты - представляют собой кратковременные перерывы в работе от 1 до 3 мин, когда выполняются 2-3 физических упражнения.

## **6. РАЗРАБОТКА МЕРОПРИЯТИЙ ПО ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ ЗАЩИТЕ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ**

Охрана окружающей среды осуществляется согласно федеральному закону «Об охране окружающей среды» от 10 января 2002 года №7-ФЗ.

Охраной окружающей среды называется комплекс мероприятия по недопущению и предотвращению, а также устранению последствий загрязнения. Охрана окружающей среды - это комплексная проблема, требующая огромных финансовых затрат и специалистов.

Антропогенные источники загрязнения многообразны и различны по структуре загрязнения. В настоящее время насчитывается более 300 видов вредных веществ, загрязняющих атмосферу, и их количество постоянно растёт с ростом промышленного производства и потребностей человека.

Воздух имеет следующий состав: азот 78,8%; кислород 20,95%; инертные газы 0,93%; углекислый газ 0,03%; прочие газы 0,01%. Наличие вредных примесей отрицательно сказывается на самочувствии человека.

Во время обкатки и испытания двигателя на стенде в воздух попадает небольшое количество отработавших газов и пыли, что влияет, как на состояние человека, так и на окружающую среду, попадая в неё через сточные воды. На территории предприятия образуются сточные воды трёх видов: бытовые, поверхностные и производственные.

Основные вредные и опасные производственные факторы на СТО

Вредные и опасные производственные факторы на СТО подразделяются на следующие группы:

- физические;
- химические;
- биологические;
- психофизиологические.

Они в свою очередь подразделяются на:

- повышенный уровень ионизирующих излучений в рабочей зоне;
- повышенный уровень электромагнитных излучений;

- повышенная напряжённость электрического поля;
- повышенная напряжённость магнитного поля;
- повышенная яркость света;
- повышенный уровень ультрафиолетовой радиации;
- повышенный уровень инфракрасной радиации.

## 7. ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВКР

### Определение балансовой стоимости конструкции

Масса конструкции определяют по формуле:

$$G = (G_k + G_r) \cdot K, \quad (71)$$

где  $G_k$  – масса сконструированных деталей, узлов и агрегатов, кг;

$G_r$  – масса готовых деталей, узлов и агрегатов, кг;

$K$  – коэффициент, учитывающий массу расходуемых на изготовление конструкции монтажных материалов ( $K=1,05\dots 1,15$ ).

$$G = (5.276 + 0.355) \cdot 1.05 = 5.912 \text{ кг.}$$

Таблица 6.1 – Расчет массы сконструированных деталей

Наименование детали и материала	Объем детали, см <sup>3</sup>	Удельный вес, кг/см <sup>3</sup>	Масса детали, кг	Количество деталей, шт.	Общая масса, кг
Вал Сталь 45 ГОСТ 4543-71	61,8	0,01	0,47	1	0,47
Вспомогательная шайба Сталь 10 ГОСТ 12821-80	0,9	0,001	0,006	1	0,006
Корпус СЧ 18 ГОСТ 1412-84	460	0,002	2,7	1	2,7
Крышка СЧ 18 ГОСТ 1412-84	154,9	0,002	0,6	1	0,6
Пластинка Сталь 45 192MR-1011012	1,35	0,001	0,01	7	0,07
Статор Сталь 45 ГОСТ-26 358-84	25,92	0,002	0,23	1	0,23
Шестерня Сталь 50Г ГОСТ 4543-71	216	0,002	1,2	1	1,2

Балансовая стоимость разработанной конструкции производится на основе сопоставления ее массы по формуле:

$$C_{61} = \frac{C_{60} \cdot G_1 \cdot \sigma}{G_0}, \quad (7.2)$$

где  $C_{60}, C_{61}$  – соответственно балансовая стоимость существующей и проектируемой конструкции, руб.;

$G_0, G_1$  – соответственно масса существующей и проектируемой конструкции, кг;

$\sigma$  – коэффициент удешевления конструкции  $\sigma = 0,9 \dots 0,95$ .

$$C_{61} = \frac{2810 \cdot 5,912 \cdot 0,9}{6,470} = 2310 \text{ руб.}$$

### Расчет масляного насоса

Размеры масляного насоса определяют для режима работы  $n_{max}$  и  $N_{emax}$ .  
Действительная производительность масляного насоса двигателей

$$W_{\text{ч}} = K \sum V_{\text{М}}^i \quad (7.3)$$

$$W_{\text{ч}}^1 = 2,2 \cdot \sum 2181 = 4800 \text{ л/час}$$

где  $K = 1,7 \div 2,5$  — коэффициент, учитывающий масло, проходящее помимо подшипников (перепуск масла через редукционные клапаны, неплотности прилегания зубьев шестерен к поверхности корпуса — зазоры вследствие износа);  $\Sigma$  — секундный расход масла через подшипники.

В нашем насосе из-за отсутствия редукционного клапана, так как регулируемый коэффициент  $K$  отпадает. Исходя из формулы можно найти потребляемую мощность пластинчатого насоса:

$$W_{\text{ч}}^0 = \frac{W_{\text{ч}}^1}{K} \quad (7.4)$$

$$W_{\text{ч}}^0 = \frac{4800}{1,9} \approx 2500 \text{ л/час}$$

Потребная мощность прототипа, как показано из технической характеристики насоса,  $N_{\text{прототипа}} = 1,3 \text{ кВт}$

Выходя из формулы из-за отсутствия редукционного клапана наш пластинчатый насос будет употреблять меньше энергии чем обычный прототип.

$$N_{\text{пласт}}^1 = \frac{N_{\text{прототип}}^0}{K}, \quad (7.5)$$

$$N_{\text{пласт}}^1 = \frac{1,3}{1,9} = 0,7 \text{ кВт}$$

Используя этот насос мы экономим 0,6 кВт энергии трактора.

Производительность масляных насосов карбюраторных двигателей  $V_m = 0,0005 \dots 0,0025 \text{ м}^3/\text{с}$ ; для дизелей  $V_m = 0,0006 \dots 0,006 \text{ м}^3/\text{с}$ .

$$N_{\text{ч}} = (V_m / \eta_m) p \cdot 10^{-3}, \quad (7.6)$$

Где  $\eta$  — механический к.п.д. насоса;

$V_m$  — производительность насоса,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$p = p_{\text{вых}} - p_{\text{вх}}$  — перепад давлений, Па.

Сечение трубопроводов масляной системы выбирают таким, чтобы скорость масла, протекающего по ним, была не более  $1 \div 2,5 \text{ м/с}$ . [25]

### **Расчет технико-экономических показателей эффективности конструкций и их сравнение**

Для расчета и сравнение берем заводской шестеренчатый насос системы смазки двигателя Д-260 и проектируемую в место него регулируемый пластинчатый насос. Исходный данные для расчета технико-экономических показателей представлены в таблице 7.2.

Таблица 7.2 – Исходные данные, сравниваемых конструкций

Наименование	Проектируемый	Базовый
Масса конструкции, кг	5,912	6,470
Балансовая стоимость, руб.	2310	2810
Количество обслуживающего персонала, чел.	1	1
Потребная мощность, кВт	0,7	1,3
Разряд работы	-	-
Тарифная ставка, руб./ч.	110	110
Норма амортизации, %	0,08	0,08
Норма затрат на ремонт и ТО, %	0,15	0,15
Годовая загрузка конструкции, ч	1300	1300

Энергоемкость процесса определяют из выражения [15]:

$$\mathcal{E}_e = N_e / W_{\text{ч}}, \quad (7.7)$$

где  $N_e$  – потребляемая конструкцией мощность, кВт;

$W_{\text{ч}}$  – часовая производительность конструкции; л./ч.

$$\mathcal{E}_e^1 = 1,3 / 4800 = 0,00027 \text{ кВт} \cdot \text{ч} / \text{л.}$$

$$\mathcal{E}_e^0 = 0,7 / 2500 = 0,00028 \text{ кВт} \cdot \text{ч} / \text{л.}$$

Металлоемкость процесса определяют по формуле:

$$M_e = \frac{G}{W_{\text{ч}} \cdot T_{\text{г}} \cdot T_{\text{сл}}}, \quad (7.8)$$

где  $G$  – масса конструкции, кг;

$T_{\text{сл}}$  – срок службы конструкции, лет.

$$M_e^1 = \frac{5,912}{4800 \cdot 1300 \cdot 10} = 0,094 \cdot 10^{-6} \text{ кг} / \text{л.}$$

$$M_e^0 = \frac{6,470}{2500 \cdot 1300 \cdot 10} = 0,199 \cdot 10^{-6} \text{ кг} / \text{л.}$$

Фондоемкость процесса определяют по формуле:

$$F_e = \frac{C_{\text{б}}}{W_z \cdot T_{\text{год}}}, \quad (7.9)$$

где  $C_6$  – балансовая стоимость конструкции, руб.

$$F_e^1 = \frac{2310}{4800 \cdot 1300} = 0,37 \text{ руб./л.}$$

$$F_e^0 = \frac{2810}{2500 \cdot 1300} = 0,86 \text{ руб./л.}$$

Трудоемкость процесса находят из выражения:

$$T_e = \frac{n_p}{W_{\text{ч}}}, \quad (7.10)$$

где  $n_p$  – количество рабочих, чел.

$$T_e^1 = \frac{1}{4800} = 0,02 \text{ чел/ч.}$$

$$T_e^0 = \frac{1}{2500} = 0,04 \text{ чел/ч.}$$

Себестоимость работы определяют по формуле:

$$S = C_{\text{рто}} + C_{\text{гсм}} + A + C_{\text{э.э.}} \quad (7.11)$$

Затраты на ремонт и техническое обслуживание определяют по формуле:

$$C_{\text{рто}} = \frac{C_6 \cdot N_{\text{рто}}}{100 \cdot W_{\text{ч}} \cdot T_{\text{год}}}, \quad (7.12)$$

Где  $N_{\text{рто}}$  – суммарная норма затрат на ремонт и техобслуживание, %.

$$C_{\text{рто}}^1 = \frac{2310 \cdot 0,15}{100 \cdot 4800 \cdot 1300} = 0,06 \text{ руб.} \cdot \text{ед.}$$

$$C_{\text{рто}}^0 = \frac{2810 \cdot 0,15}{100 \cdot 2500 \cdot 1300} = 0,12 \text{ руб.} \cdot \text{ед.}$$

Затраты на электроэнергию определяют по формуле:

$$C_{\text{гсм}} = C_{\text{л}} \cdot q \cdot 10^{-3} \cdot \text{Э}_e, \quad (7.13)$$

где  $C_{\text{л}}$  – комплексная цена на диз. топливо руб./л;

$q$  – расход топлива,  $\frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$ .

$$C_{\text{гсм}}^1 = 30 \cdot 226 \cdot 10^{-3} \cdot 0,0002 = 1,3 \text{ руб.} \cdot \text{ед.}$$

$$C_{\text{гсм}}^0 = 30 \cdot 226 \cdot 10^{-3} \cdot 0,00028 = 1,9 \text{ руб.} \cdot \text{ед.}$$

Амортизационные отчисления по конструкции определяют по формуле:

$$A = \frac{C_6 \cdot a}{100 \cdot W_{\text{ч}} \cdot T_{\text{год}}}, \quad (7.14)$$

где  $a$  – норма амортизации %.

$$A^1 = \frac{2310 \cdot 0,08}{100 \cdot 4800 \cdot 1300} = 0,6 \text{ руб.} \cdot \text{ед.}$$

$$A^0 = \frac{2810 \cdot 0,08}{100 \cdot 2500 \cdot 1300} = 0,9 \text{ руб.} \cdot \text{ед.}$$

Затраты на электроэнергию определяют по формуле:

$$C_{\text{э}} = C_{\text{э}} \cdot \text{Э}_{\text{э}}, \quad (7.15)$$

где  $C_{\text{э}}$  – комплексная цена электроэнергии, руб./кВт.

$$C_{\text{э}}^1 = 2,88 \cdot 0,0002 = 0,5 \text{ руб.}$$

$$C_{\text{э}}^0 = 2,88 \cdot 0,00028 = 0,8 \text{ руб.}$$

Зная все составляющие, находим себестоимость работ по формуле 7.11:

$$S^1 = 0,06 + 1,3 + 0,6 + 0,5 = 2,5 \text{ руб.} \cdot \text{ед.}$$

$$S^0 = 0,12 + 1,9 + 0,9 + 0,8 = 3,7 \text{ руб.} \cdot \text{ед.}$$

### **Экономическое обоснование конструкции**

Затраты на изготовление конструкции определяется по формуле:

$$C_{\text{ц.констр.}} = C_{\text{ц.к}} + C_{\text{к}} + C_{\text{о.д}} + C_{\text{п.д}} + C_{\text{пр.п}} + C_{\text{од}}, \quad (7.16)$$

где  $C_{\text{к}}$  - себестоимость работы

$C_{\text{к}}$  - стоимость изготовления деталей, руб.;

$C_{\text{о.д}}$  - затраты на изготовление оригинальных деталей, руб.;

$C_{\text{п.д}}$  - цена покупных деталей, изделий, агрегатов по прейскуранту, (

$C_{\text{п.д}}$  - 150 руб.);

$C_{\text{пр.п}}$  - начислений по социальному страхованию, руб.;

$C_{\text{од}}$  - стоимости материала заготовок, руб.

Стоимость изготовления деталей определяется по формуле:

$$C_{\text{п}} = Q_{\text{п}} \cdot C_{\text{к.д}}, \quad (7.17)$$

где  $Q_{\text{п}}$  - масса материала, израсходованного на изготовление деталей,

$$Q_{II} = 1,2 \text{ кг};$$

$C_{К.Д}$  - средняя стоимость 1 кг готовых деталей,  $C_{К.Д} = 18$  руб.

$$C_{II} = 1,2 \cdot 18 = 21,6 \text{ руб.}$$

Затраты на изготовление оригинальных деталей определяется по формуле:

$$C_{О.Д} = C_{ПР1П} + C_M, \quad (7.18)$$

где  $C_{ПР1П}$  - заработная плата производственных рабочих, занятых на изготовление оригинальных деталей, руб.;

$C_M$  - стоимость материала заготовок для изготовления оригинальных деталей, руб.

$$C_{ПР1П} = C_{ПР} + C_D + C_{СОЦ}, \quad (7.19)$$

где  $C_{ПР}$  - основная заработная плата, руб.;

$C_D$  - дополнительная заработная плата, руб.;

$C_{СОЦ}$  - начислено по социальному страхованию, руб.

Основная заработная плата определяется по формуле:

$$C_{ПР} = t \cdot C_ч \cdot K_t, \quad (7.20)$$

где  $t$  - средняя трудоемкость на изготовление оригинальных деталей, ( $t = 1$  чел.-час);

$C_ч$  - часовая ставка рабочих, ( $C_ч = 9,5$  руб.);

$K_t$  - коэффициент учитывающий доплаты к основной зарплате,

( $K_t = 1,025 \dots 1,03$ ).

$$C_{ПР} = 1 \cdot 9,5 \cdot 1,03 = 9,7 \text{ руб.}$$

Дополнительная заработная плата:

$$C_D = (5 \div 12) \cdot C_{ПР} / 100,$$

$$C_D = (5 \div 12) \cdot 9,7 / 100 = 1,16 \text{ руб.}$$

Определение начислений по социальному страхованию по формуле:

$$C_{\text{соц}} = 4,4 \cdot (C_{\text{пр}} + C_{\text{д}}) / 100,$$

$$C_{\text{соц}} = 4,4 \cdot (9,7 + 1,16) / 100 = 0,47 \text{ руб.},$$

$$C_{\text{пр1п}} = 9,7 + 1,16 + 0,47 = 11,33 \text{ руб.}$$

Определение стоимости материала заготовок по формуле:

$$C_M = Ц \cdot Q_3, \quad (7.21)$$

где  $Ц$  - цена 1 кг материала заготовок, ( $Ц = 15$  руб.) ;

$Q_3$  - масса заготовки, ( $Q_3 = 7,1$  кг).

$$C_M = 15 \cdot 7,1 = 106,5 \text{ руб.}$$

$$C_{\text{о.д}} = 11,33 + 106,5 = 117,83 \text{ руб.}$$

$$C_{\text{ц.констр.}} = 2,5 + 2310 + 21,6 + 150 + 11,3 + 117,8 = 2613,2 \text{ руб.}$$

Все расчеты технико-экономических показателей проводятся как по исходному, так и по проектируемому варианту, причем показатели исходной установки обозначаются  $X_1$ , а проектируемой  $X_2$ .

Годовая экономия определяется по формуле:

$$\mathcal{E}_Г = \frac{\mathcal{E}_{\text{ТОПЛ.}} \cdot Ц_{\text{ТОПЛ}} - C_{\text{БАЛ.}}}{10}, \quad (7.22)$$

Где  $Ц_{\text{ТОПЛ}}$  - цена топливо

$C_{\text{БАЛ}}$  - балансовая стоимость конструкции

Находим количество сэкономленного топлива за год по формуле:

$$\mathcal{E}_{\text{ТОПЛ}} = \frac{\Delta N_{\text{ПРИВ}} \cdot g_E \cdot K \cdot t}{1000} \quad (7.23)$$

где  $K$ - годовая загрузка трактора

$t$ - срок службы конструкции

$\Delta N_{\text{ПРИВ}}$  - сэкономленная мощность на привод насоса

$g_E$  - удельный расход топлива

$$\mathcal{E}_{\text{ГОПЛ}} = \frac{0,7 \cdot 226 \cdot 1300 \cdot 10}{1000} = 2056,6 \text{ кг}$$

$$\mathcal{E}_T = \frac{2056,6 \cdot 30 - 2613,2}{10} = 5908,5 \text{ руб.}$$

Годовой экономический эффект определяют по формуле:

$$E_{\text{год}} = \mathcal{E}_{\text{год}} - \Delta K \cdot E_H, \quad (7.24)$$

$$\mathcal{E}_{\text{год}} = 5908,5 - 0,15 \cdot 196,8 = 5879,9 \text{ руб.}$$

Срок окупаемости определяется по формуле:

$$T_{\text{ок}} = \frac{C_0}{\mathcal{E}_{\text{год}}}, \quad (7.25)$$

$$T_{\text{ок}} = \frac{2613,2}{5879,9} = 0,44 \text{ лет.}$$

Коэффициент эффективности капитальных вложений определяется по формуле:

$$E_{\text{эф}} = \frac{1}{T_{\text{ок}}}, \quad (7.26)$$

$$E_{\text{эф}} = \frac{1}{0,44} = 2,27$$

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Исходя из проделанной работы можно сделать вывод, что трактор МТЗ-1221 по эффективности занимает промежуточное место среди отечественных и зарубежных тракторов. Так же имеются резервы дальнейшего повышения их эффективности за счет:

1. Оптимизации ширины захвата и скорости агрегатов на базе трактора МТЗ-1221. Увеличение ширины захвата посевного агрегата с 10,8 м до 14,4 м приводит к снижению суммарных энергетических затрат с 7347,3 МДж/га до 6948,2 МДж/га.

2. Подбор оптимального давления в шинах исходя из их характеристик и вертикальной нагрузки на мост. Снижение давления с 0,2 МПа до 0,08 МПа приводит к снижению суммарных энергетических затрат с 6465 МДж/га до 4000 МДж/га.

3. Сдваивание колес на бортах трактора эффективно лишь при условии снижения давления в шинах до 0,06 МПа.

4. Увеличение мощности двигателя с 130 до 250 л.с. приводит к снижению энергетических затрат с 5000 МДж/га до 3140 МДж/га.

Использование разработанной конструкции для системы смазки двигателя Д-260.2 трактора МТЗ-1221, приводит к уменьшению годовому экономическому эффекту 5878,9 руб., за счет экономии мощности на привод 0,6кВт, что позволяет экономить значительное количество топлива. Срок окупаемости конструкции составит 0,44 года.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аринин И.Н. и др. Техническая эксплуатация автомобилей. – Изд. 2-е. – Ростов н/Д: Феникс, 2007. – 314 с.
2. Багажов В. В. Силовая механическая передача специального самоходного подвижного состава. М.: Маршрут, 2006 – 52 с.
3. Болотов А.К., Лопарев А.А., Судницын В.И. Конструкция ТиА. - М.: КолосС, 2006 г. -352.
4. Богатырев А.В. Автомобили. М.: КолосС. 2005 г. – 496 с.
5. Вахламов В.К. Автомобили. Теория и конструкция автомобиля и двигателя. М.Академия, 2003.
6. Вахламов В.К. Подвижной состав автомобильного транспорта. М.Академия, 2003.
7. Ефремова О.С. Охрана труда от «А до Я». – М.: Издательство «Альфа-Пресс», 2009 – 576 с.
8. Зотов Б.И., Курдюмов В.И. «Безопасность жизнедеятельности на производстве». М.:КолосС, 2003 г.
9. Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин. Учебник для ВУЗов. – М.: Высшая школа, 2008 – 408 с.
10. Двигатели внутреннего сгорания. Теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей. Под редакцией Орлина А. С, М.: Машиностроение, 2001.-с. 184.
11. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей. 4-е издание. Под. общ. ред. А. С. Орлина и М. Г. Круглова,- М.: Машиностроение, 2000.-е. 253-260.
12. Демидов В. П. Двигатели с переменной степенью сжатия / В. П. Демидов.- М.: Машиностроение. 1998.- 136 с.
13. Корчемный Л. В. Механизм газораспределения автомобильного двигателя / Л. В. Корчемный.-М.: Машиностроение, 1981.- 160 с.
14. Власов Н.С. Методика экономической оценки

сельскохозяйственной техники. -М.: Колос, 2004.-399с.

# СПЕЦИФИКАЦИИ

№ п/п	Год	Обозначение	Наименование	№	Примечание
		01.00.00	Документация		
		01.00.00.СБ	Двигатель Д-260		
		01.00.00.ПЗ	Сборочный чертеж		
			Пояснительная записка		

ВКР.23.05.01.023.20.КОПД.05.00.00.

№ п/п	Лист	№ док.м.	Подп.	Дата
Разраб.		Хаматов Ф.И.	<i>Хаматов</i>	06.20
Проб.		Усенков Р.А.	<i>Усенков</i>	06.20
Уконтр.		Усенков Р.А.	<i>Усенков</i>	06.20
Изд.		Хафизов Р.Н.	<i>Хафизов</i>	06.20

# Спецификация

Лит.	Лист	Листов
		1

Казанский ГАУ каф. ТАиЭУ  
очное отделение  
группа С251-07  
Формат А4

Копировал

Формат	Экз.	Поз.	Обозначение	Наименование	Лист	Примечание
				Документация		
			КП.000.00.00	Чертеж общего вида Пояснительная записка		
			КП.000.00.00 ПЗ			
				Сборочные единицы		
А4	1		СБ.000.00.04.	Вал	1	
			СБ.000.00.05.	Вспомогательная шайба		
			СБ.000.00.06.	Корпус		
			СБ.000.00.07.	Крышка		
			СБ.000.00.08.	Пластина		
			СБ.000.00.13	Статор		
			СБ.000.00.04.	Шестерня		
				Стандартные изделия		
	1		СБ.000.00.01	Болт 2М6-8dх30 ГОСТ 15589-70	1	
			СБ.000.00.02	Бронзовая втулка BR M80 TFP 202318		
			СБ.000.00.01	Бронзовая втулка BR M80 TFP 151715		
	4		СБ.000.00.09	Пружина		

ВКР.23.05.01.023.20.КОПД.06.00.00

Изм.	Лист	№ док-м	Подп.	Дата
Рисов		Хаматов Ф.И.		16.20
Техн		Усенков Р.А.		16.20
Контр.		Усенков Р.А.		16.20
Чит		Усенков Р.А.		16.20

Прибор  
цепного  
транспортера

Лист	Лист	Листов
91	1	2

Казанский ГАУ каф. ТАиЭУ  
очное отделение  
группа С251-07

Копирова

Формат А4

# ПРИЛОЖЕНИЯ

H1	gц,r	N1	M1	Результативная характеристика ДВС	
				G1	Q1
800,000	0,534	39,536	472,167	12,810	324,000
930,000	0,533	47,082	483,690	14,899	315,600
1060,000	0,527	54,571	491,686	16,764	307,200
1190,000	0,518	61,865	496,684	18,485	298,800
1320,000	0,505	68,828	498,175	19,988	290,400
1450,000	0,488	75,323	496,308	21,241	282,000
1580,000	0,469	81,214	491,093	22,220	273,600
1710,000	0,448	86,363	482,531	22,904	265,200
1840,000	0,422	90,636	470,622	23,275	256,800
1970,000	0,395	93,893	455,365	23,323	248,400
2100,000	0,366	96,000	436,761	23,040	240,000
2126,000	0,322	81,143	364,652	20,544	253,183
2152,000	0,280	66,286	294,286	18,048	272,276
2178,000	0,238	51,429	225,600	15,552	302,400
2204,000	0,197	36,571	158,534	13,056	357,000
2230,000	0,158	21,714	93,032	10,560	486,316
2256,000	0,119	6,857	29,040	8,064	1176,000

P1	B1	U	Потенциальная характеристика трактора				
			N3	N2	N4	N5	H5
1333.300	0.000	12.600	9.600	0.080	69.526	16.792	0.175
2666.600	0.000	10.500	9.600	0.270	58.166	27.957	0.291
3999.900	0.010	9.100	9.600	0.530	49.997	35.868	0.374
5333.200	0.010	7.900	9.600	0.830	43.840	41.726	0.435
6666.500	0.020	7.100	9.600	1.160	39.033	46.206	0.481
7999.800	0.020	6.400	9.600	1.500	35.176	49.718	0.518
9333.100	0.030	5.800	9.600	1.860	32.013	52.522	0.547
10666.400	0.030	5.300	9.600	2.230	29.372	54.793	0.571
11999.700	0.040	4.900	9.600	2.610	27.133	56.653	0.590
13333.000	0.040	4.500	9.600	2.990	25.212	58.190	0.606
14666.300	0.050	4.200	9.600	3.380	23.544	59.468	0.619
15999.600	0.050	4.000	9.600	3.780	22.084	60.534	0.631
17332.900	0.060	3.700	9.600	4.180	20.794	61.425	0.640
18666.200	0.060	3.500	9.600	4.580	19.646	62.170	0.648
19999.500	0.070	3.300	9.600	4.990	18.619	62.791	0.654
21332.800	0.070	3.200	9.600	5.400	17.694	63.305	0.659
22666.100	0.080	3.000	9.600	5.810	16.856	63.726	0.664
23999.400	0.080	2.900	9.600	6.240	16.094	64.065	0.667
25332.700	0.090	2.800	9.600	6.670	15.398	64.329	0.670
26666.000	0.090	2.600	9.600	7.110	14.759	64.524	0.672
27999.300	0.100	2.500	9.600	7.570	14.172	64.653	0.673
29332.600	0.110	2.400	9.600	8.050	13.629	64.716	0.674
30665.900	0.110	2.300	9.600	8.560	13.127	64.713	0.674
31999.200	0.120	2.300	9.600	9.090	12.660	64.640	0.673
33332.500	0.130	2.200	9.600	9.680	12.225	64.491	0.672
34665.800	0.130	2.100	9.600	10.320	11.819	64.257	0.669
35999.100	0.140	2.000	9.600	11.030	11.440	63.925	0.666
37332.400	0.150	2.000	9.600	11.830	11.083	63.480	0.661
38665.700	0.160	1.900	9.600	12.750	10.749	62.901	0.655
39999.000	0.180	1.800	9.600	13.800	10.434	62.164	0.648
41332.300	0.190	1.800	9.600	15.020	10.137	61.240	0.638
42665.600	0.210	1.700	9.600	16.450	9.856	60.092	0.626
43998.900	0.230	1.700	9.600	18.130	9.591	58.677	0.611
45332.200	0.260	1.600	9.600	20.110	9.339	56.945	0.593
46665.500	0.290	1.600	9.600	22.460	9.100	54.837	0.571
47998.800	0.320	1.600	9.600	25.240	8.874	52.284	0.545
49332.100	0.360	1.500	9.600	28.530	8.658	49.205	0.513
50665.400	0.410	1.500	9.600	32.430	8.452	45.509	0.474
51998.700	0.470	1.500	9.600	37.050	8.257	41.090	0.428
53332.000	0.540	1.400	9.600	42.500	8.070	35.826	0.373
54665.300	0.620	1.400	9.600	48.930	7.891	29.578	0.308
55998.600	0.710	1.400	9.600	56.480	7.720	22.191	0.231
57331.900	0.820	1.300	9.600	65.350	7.556	13.487	0.140
58665.200	0.950	1.300	9.600	75.730	7.399	3.264	0.034
59998.500	1.100	1.300	9.600	87.850	7.249	-8.702	-0.091

\*\*\*\*\* Расчеты окончены \*\*\*\*\*