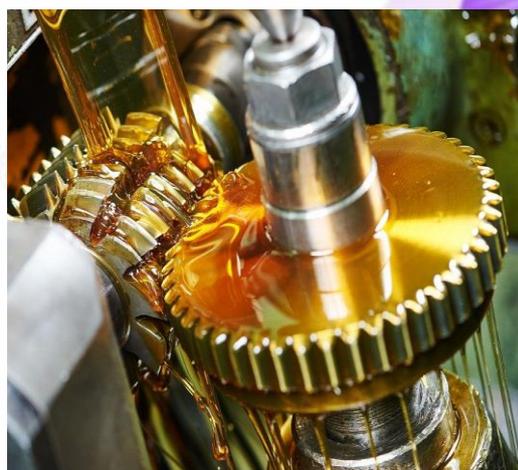


Б.Э. ДЖУМАЕВ

А.К. ИГАМБЕРДИЕВ

Н.А. ХАЛИКОВА

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ ОЧИСТКИ МАСЛА ТРАНСМИССИИ УНИВЕРСАЛЬНО-ПРОПАШНОГО ТРАКТОРА



**ТАШКЕНТ
2021**



ТИИИМСХ

Ташкентский Институт Инженеров
Ирригации и Механизации Сельского Хозяйства

Б.Э. Джумаев, А.К. Игамбердиев, Н.А. Халикова

**/Совершенствование системы очистки масла
трансмиссии универсально-пропашного трактора /**

Монография

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН**

**ТАШКЕНТСКИЙ ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ ИРРИГАЦИИ И
МЕХАНИЗАЦИИ СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА**

ДЖУМАЕВ БАХТИЁР ЭРГАШОВИЧ

ИГАМБЕРДИЕВ АСКАР КИМСАНОВИЧ

ХАЛИКОВА НАРГИЗА АБДУВАЛИЕВНА

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ
ОЧИСТКИ МАСЛА ТРАНСМИССИИ
УНИВЕРСАЛЬНО-ПРОПАШНОГО
ТРАКТОРА**

/ М О Н О Г Р А Ф И Я /

Рассмотрено и рекомендовано к печати
Ученым советом ТИИИМСХ

**Ташкент
Издательство ТИИИМСХ
2021**

**Монография рассмотрена и рекомендована к печати Ученым советом Ташкентского института инженеров ирригации и механизации сельского хозяйства (ТИИИМСХ)
(протокол № 1 от «24» сентября 2021 года.)**

УДК. 621182.162.892.212:621.43

В монографии рассматриваются вопросы загрязнения масла в коробке передач универсально-пропашных тракторов, применяемых в условия орошаемого земледелия. Для решения поставленной задачи изучены почвенно-климатические условия работы и загрузка универсально-пропашных тракторов, влияние почвенно-климатических условий работы и загрузки универсально-пропашного трактора на показатели качества смазки трансмиссии, сделаны анализы причин изнашивания элементов трансмиссии универсально-пропашных тракторов и результатов исследований по разработке системы очистки масла трансмиссии тракторов. Теоретически обоснованы основные параметры системы очистки масла трансмиссии, разработана структурная схема системы очистки масла, разработана математическая модель материального баланса загрязнений, поступающих в смазку и удаляемых из нее, описаны методы определения загрязнения масла трансмиссии, по обоснованию основных параметров насоса и фильтра системы очистки и определения степени загрязненности масла коробки передач в процессе эксплуатации, обоснованы типа, конструкции и основные параметры масляного фильтра системы очистки масла и дана оценка экономической эффективности системы очистки масла трансмиссии универсально-пропашных тракторов.

Для научных, научно-технических и инженерно-технических работников, докторантов и студентов технических ВУЗов

Рецензенты: Кандидат технических наук, и.о.профессора **З.Алимова**

Кандидат технических наук, доцент **З.Шарипов**

Б.Э. Джумаев, А.К. Игамбердиев, Н.А. Халикова

/ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ ОЧИСТКИ МАСЛА ТРАНСМИССИИ
УНИВЕРСАЛЬНО-ПРОПАШНОГО ТРАКТОРА /
Монография, Ташкент – 2021 г., 109 стр.

**©. ТАШКЕНТСКИЙ ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ ИРРИГАЦИИ И МЕХАНИЗАЦИИ
СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА (ТИИИМСХ), 2021 г.**

ВВЕДЕНИЕ

Рациональное использование материально-технических ресурсов непрерывное условие эффективного развития сельского хозяйства Республики Узбекистан. В системе агропромышленного комплекса эксплуатируются современные автомобили, тракторы и сельскохозяйственные машины.

В настоящее время в сельском хозяйстве Республики Узбекистан используются более 40 тысяч универсально-пропашных тракторов. При эксплуатации этих тракторов в условиях нашей республики уже через 250-300 мото-часов концентрация загрязнений в смазочном масле коробки передач трансмиссии достигает предельно допустимой величины, тогда как нормативная величина наработки трактора до замены масла составляет 1000 мото-часов. Эксплуатация трактора до нормативной наработки с повышенной концентрацией загрязнений в масле коробки приводит к отказу его узлов и деталей из-за ускоренного износа трущихся поверхностей. Увеличиваются простои агрегатов из-за частых затрат времени на техническое обслуживание трансмиссии. Частая замена масла, в условиях постоянного роста мировых и внутренних цен на горюче-смазочные материалы (ГСМ), обуславливает существенное возрастание эксплуатационных затрат на машинно-тракторные агрегаты (МТА). Очистка трансмиссионных масел с помощью стационарных очистных устройств приводит к росту времени простоев МТА. Следовательно, исследования, направленные на снижение и поддержание концентрации загрязнений трансмиссионных масел на установленных стандартом допустимых уровнях в течение нормативной наработки при эксплуатации тракторов отечественного производства, является весьма актуальным.

1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЙ

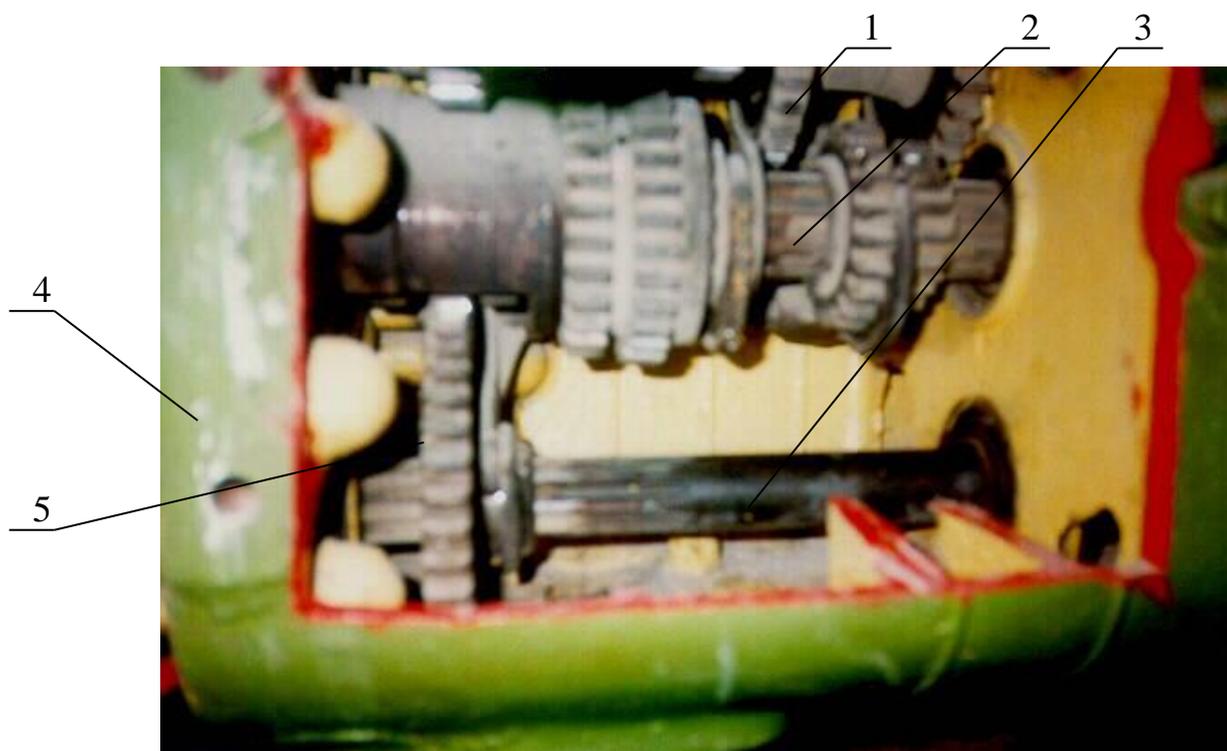
1.1. Почвенно-климатические условия работы и загрузка универсально-пропашных тракторов в с.х. Узбекистана

Развитие агропромышленного комплекса страны зависит от технического обеспечения сельского хозяйства, разработки и внедрения высокоэффективных машин, уровня использования техники. Чтобы управлять процессами разработки, исследования, производства, эксплуатации машин на каждом из этих этапов необходимо достоверная комплексная оценка. То есть при этом следует принять во внимание то, что Республика Узбекистан является хлопкосеющей страной, где сельскохозяйственной техники приходится работать на сложных почвенно-климатических условиях, характеризующихся повышенной температурой и запыленностью воздуха, что сопряжено с интенсивным изнашиванием механизмов машин [4, 17, 26, 69].

В настоящее время в сельском хозяйстве нашей Республики работают более 30 тыс. штук универсально-пропашных тракторов типа ТТЗ (ТТЗ-60, ТТЗ-80 и ТТЗ-100К11), которые используются для посева, внесения минеральных удобрений, междурядной обработки и уборки сельскохозяйственных культур, а также для различных работ в стационарном режиме.

Конструкция узлов трансмиссии этих тракторов, в том числе коробки передач, одинакова, различаются они лишь в размерах элементов. На рис.1.1. показана часть элементов трансмиссии с видом через ее смотровое окно.

Работа этих тракторов в Республике Узбекистан происходит в жестких эксплуатационных условиях. Наша республика относится к регионам с резко континентальным климатом. Температура воздуха в Республике в летний период резко возрастает, уменьшается количество осадков, наблюдается интенсивное испарение. Наивысшие предельные температуры наблюдаются в июне и июль (таблица 1.1).



1-шестерня привода вторичного вала; 2-первичный вал в сборе;
3-ВОМ; 4-корпус КП; 5-шестерня привода ВОМ

Рис.1.1. Коробка передач тракторов типа ТТЗ

Таблица 1.1

**Среднедневная температура воздуха по областям
Республики Узбекистан**

Область	Температура, °С	
	самого жаркого месяца	наиболее жаркой пятидневки
Андижан	34,6	38,0
Бухара	37,0	41,0
Кашкадарья	38,6	42,0
Самарканд	35,0	39,0
Сурхандарья	38,8	42,5
Сырдарья	35,0	38,7
Ташкент	34,3	38,6
Фергана	35,1	38,5
Хорезм	34,0	37,7
Каракалпакстан	35,4	40,2

Как видно из таблицы 1.1, наиболее высокая дневная температура воздуха наблюдается в Сурхандарьинской области. Повышенная температура воздуха приводит к ухудшению физико-химических свойств трансмиссионного масла, в

частности увеличению кинематической вязкости и ускорению перемешивания его с поступающими извне через неплотности коробки передач частиц пыли и образуемыми внутри из-за износа деталей механическими примесями. Повышается давление внутри коробки, что ведет к выходу из строя прокладок и уплотнений.

Значения средней относительной влажности воздуха по областям Республики Узбекистан приведены в таблице 1.2.

Таблица 1.2

**Средняя относительная влажность воздуха по областям
Республики Узбекистан за 1997-2002 гг., в процентах**

Область	Январь	Февраль	Март	Апрель	Май	Июнь	Июль	Август	Сентябрь	Октябрь	Ноябрь	Декабрь
Ташкентская	70	67	63	56	47	38	34	36	45	69	72	73
Сырдарьинская	90	84	76	72	64	61	59	64	67	78	85	89
Джизакская	78	74	63	56	45	36	43	44	45	66	77	88
Самаркандская	75	73	60	53	41	33	38	38	41	61	73	81
Ферганская	82	72	57	55	49	46	45	51	52	66	79	84
Андижанская	86	79	66	59	54	47	48	58	65	72	83	87
Наманганская	79	69	58	54	43	38	43	50	51	69	74	84
Кашкадарьинская	74	72	57	50	40	36	34	35	46	53	72	81
Сурхандарьинская	75	67	54	41	32	30	29	34	39	54	71	79
Бухарская	77	69	56	39	32	31	30	33	37	56	73	80
Навоинская	80	71	59	45	42	38	35	45	47	58	75	79
Хорезмская	79	70	55	45	40	38	37	44	46	60	77	78
Каракалпакская	77	68	54	44	42	38	39	45	48	59	78	79

Значения относительной влажности воздуха в Республике, в течение года, меняются в больших пределах от 30 до 90 процентов. Самая низкая относительная влажность воздуха наблюдается в месяцы май-сентябрь. Поэтому течение этих месяцев пропашные трактора работают в условиях сухого и запыленного воздуха. Повышенная нагрузка пропашных тракторов в условиях сельского хозяйства Республики также приходится на месяцы май-сентябрь (рис.1.2).

Работа пропашных тракторов в условиях высокой запыленности воздуха ведет к сильной загрязненности трансмиссионного масла абразивными частицами, проникающими, как было сказано выше, через неплотности коробки. По

данным Н.В Михайловского, запыленность воздуха на уровне трансмиссии при возделывании и уборки хлопчатника имеет следующие значения [47]:

Таблица 1.3

Запыленность воздуха на уровне трансмиссии

Операция	Запыленность воздуха, г/м ³
Посев	1,1-1,65
Культивация	1,2-1,35
Опыливание	0,75-1,0
Уборка: хлопка	2,85-3,25
курака	1,7-2,0
гузапай	0,75-1,0

Из таблицы 1.3 видно, что повышенная запыленность воздуха преобладает при посеве, уборке хлопка и курака.

Содержание атмосферной пыли в виде облаков, образованных под воздействием одного лишь ветра (при скорости ветра 5,2-6,7 м/с, температуры 32-34⁰С) приведено в таблице 1.4 [46].

Таблица 1.4

Содержание пыли в облаках

Высота точки замера, м	Содержание пыли, г/м ³
0,5	1,5-1,6
0,9	0,9-1,0
1,8	0,6-0,7
2,2	0,3-0,4

Исследование минералогического и дисперсного состава облака пыли сероземных почв показали, что они содержат 65-70% двуокиси кремния, а также около 10% окиси алюминия и 5% окиси железа. Около 95% этих частиц имеют размер до 50 мкм и 5% до 100 мкм. В среднем дисперсный состав пыли находится в пределах 20-40 мкм [49].

Как видно, содержание в пыли наиболее абразивного, опасного соединения кремния, является преобладающим. Твердость этих частиц превосходит твердости большинства конструкционных материалов, из которых изготавливаются трущиеся детали коробки, что является основной причиной ускоренного их износа [48].

В работах С.М. Кадырова установлено, что основными компонентами загрязнителей масла являются кварцевая пыль и окись алюминия, содержание которых достигает 75-90%, в зависимости от зоны эксплуатации [30].

Инженером А. Абдуллаевым установлено количество металлических примесей в масле, которое в зависимости от продолжительности эксплуатации меняется. Установлено, что содержание металлических примесей в трансмиссионных маслах в несколько раз превышает допустимую норму. Им проведена также оценка состояния смазочных масел, применяемых в трансмиссиях дорожных и сельскохозяйственных машин, работающих в условиях жаркого и сухого климата [4].

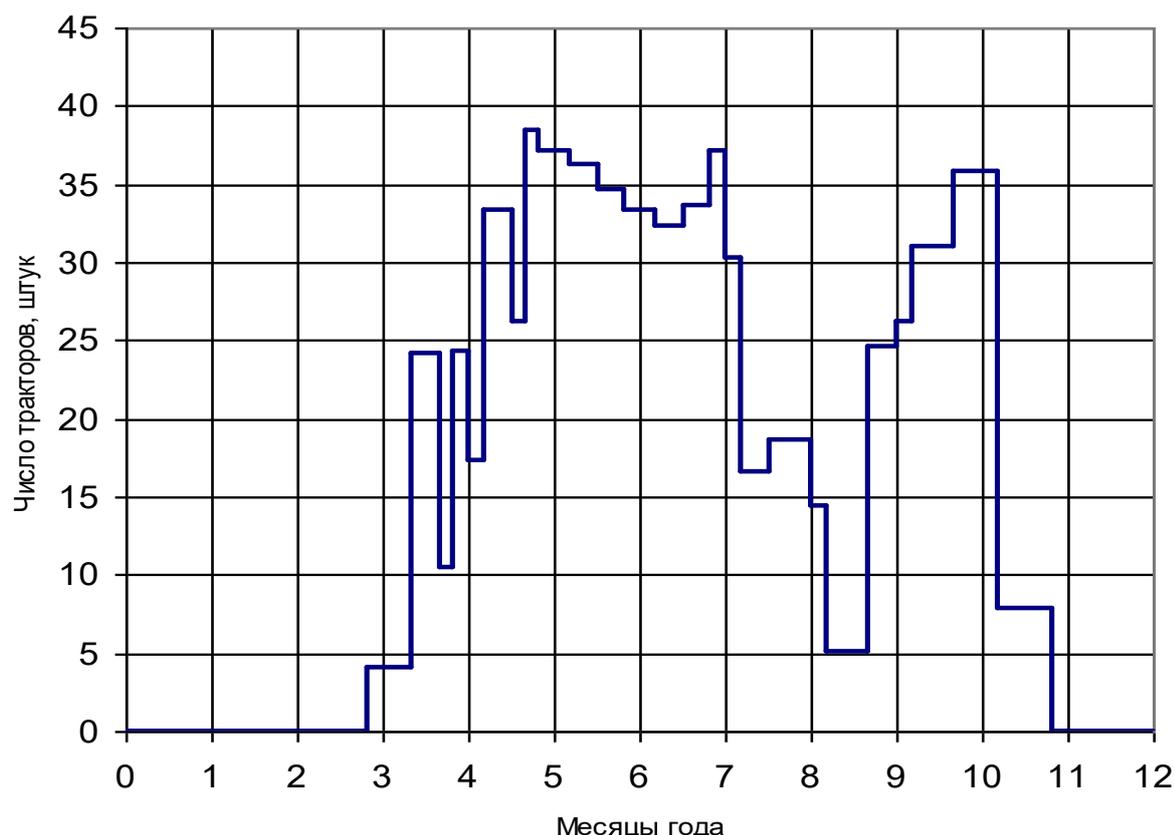


Рис.1.2. График использования универсально- пропашных тракторов

Из графика использования универсально- пропашных тракторов (рис-1.2) видно, что максимальное использование их приходится в жаркие месяцы года, т.е. май, июль и июль, а также сентябрь и октябрь [45]. Исследованиями многих ученых установлено, что именно в эти месяцы года при выполнении сельскохозяйственных работ запыленность воздуха достигает максимальных значений до $3,25 \text{ г/м}^3$ [8, 17, 49]. Эти два фактора сильно влияют на старение трансмиссионного масла и износ деталей коробки передач.

Вышеуказанные материалы обусловили проведение большей части наших исследований в условиях Сурхандарьинской области [102, 108].

Вышеприведенные материалы убедительно показывают, что пропашные трактора работают в условиях повышенной запыленности, высокой температуры воздуха, сухого климата и нагруженности основных узлов и деталей силовых передач, в том числе зубчатых механизмов и подшипников качений коробки передач. Это приводит к повышению температуры масла трансмиссии и при этом происходит его интенсивное загрязнение (подробно в главе 1.2).

Таким образом, почвенно-климатические условия Узбекистана отрицательно влияют на долговечность кинематических пар трения, узлов коробки передач универсально-пропашных тракторов. Так как повышенная температура, запыленность и перепад давления атмосферного воздуха способствуют интенсивному загрязнению смазки трансмиссии.

1.2. Влияние почвенно-климатических условий работы и загрузки универсально-пропашного трактора на показатели качества смазки трансмиссии

Анализ литературы показывает, что наиболее дорогим и ненадежным агрегатом тракторов является их трансмиссия. Так при эксплуатации более 55 % отказов трактора приходится на долю трансмиссии, около 40% (рис. 1.3.) из которых происходят из-за загрязненности смазочного масла [39, 65]. В настоящее время промышленностью ресурс таких ответственных и дорогостоящих элементов трансмиссии, как коробка передач, теоретически доведен до 8000 моточасов. Однако разница между достигнутыми промышленностью и фактическими ресурсами трансмиссии, используемых в полевых, естественных почвенно-климатических условиях, очень велика.

Известно, что большое влияние на смазку оказывает зависимость вязкости смазочного материала от температуры. Харди и Дублидэй [60] вывели принципиальную зависимость коэффициента трения от температуры смазочного материала. Она заключается в том, что коэффициент трения уменьшается по мере того, как температура смазочного материала повышается, приближаясь к температуре плавления. Этот процесс необратим и при снижении температуры ход зависимости не повторяется. Коэффициент трения смазочного материала, находящегося в жидком состоянии, сохраняется в широком диапазоне температур.

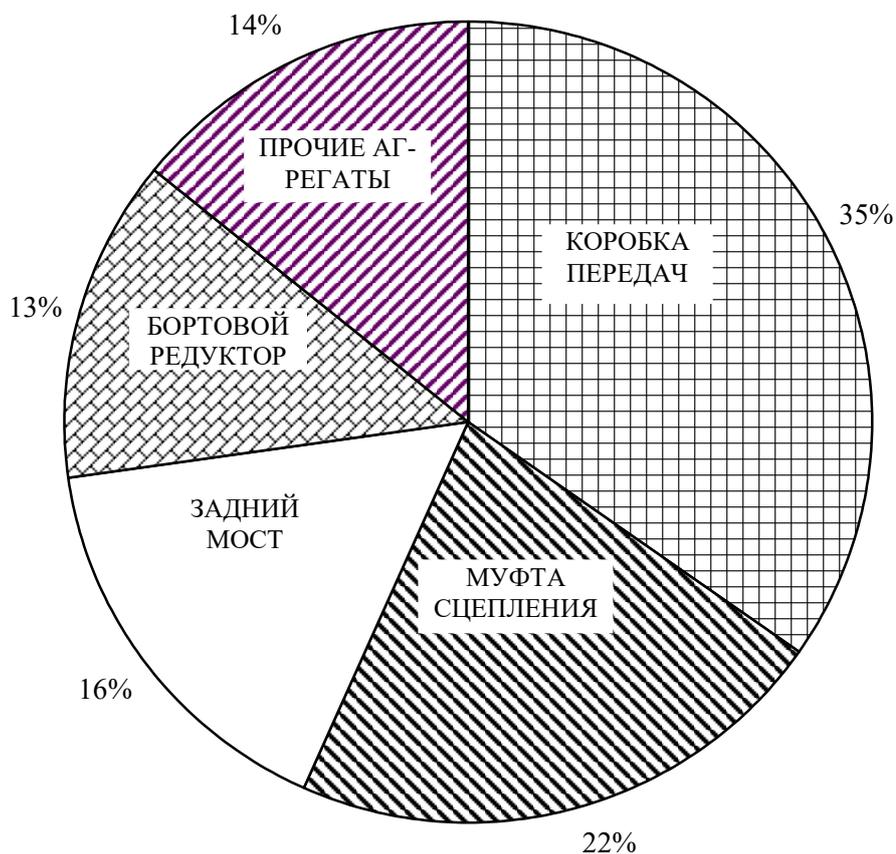


Рис.1.3. Распределение отказов по узлам трансмиссии тракторов

У смазочных материалов с ярко выраженными адсорбционными свойствами (например, у полярных углеводородов) или при химических взаимодействиях смазочного материала с металлическими поверхностями при изменении температуры в диапазоне, лежащем ниже так называемой температуры дезориентации, коэффициент трения также меняется. При достижении и повышении этой температуры происходит разрушение смазочного материала, вследствие чего его защитные свойства значительно снижаются или вообще исчезают. В результате коэффициент трения и износ очень резко возрастает [60]. По мнению автора работы [60] для повышения износостойкости необходимо увеличивать прочность окисных пленок, т.е. их способность выдерживать многократное деформирование без разрушения. Выполнение этих требований представляет основную трудность при разработке новых смазочных материалов. Кроме того, смазочные материалы должны обеспечить равномерное распределение контактных давлений по поверхности трения, что предотвращает возникновение локальных перенапряжений, приводящих к снижению износостойкости.

Для оценки и сравнения работоспособности зубчатых колес с различными маслами при высокой температуре определяли предельную нагрузку за-

едания колес, изготовленных из стали 12Х2НВФА, масло подавали на вход в зацепление при температуре 150⁰С, что соответствовало условиям эксплуатации [18].

Напряжение контактного сжатия, при котором происходит заедание зубчатых колес из жаропрочной стали, 16ХЗНВФМБ, работающих с фторсиликоновым маслом ВТ-301, подаваемым на вход зубьев в зацепление с температурой 250⁰С, равно ≈ 1400 МПа. При температуре колес равной 360⁰С наступает заедание.

Критерий заедания по Блоку $t_{\Sigma кр} = t_0 + V$ для рассмотренного случая можно приближенно записать $t_{\Sigma кр} = 290 + 70 = 360$ ⁰С. При температуре масла ВТ-301, подаваемого на вход зубьев в зацепление, равной 150⁰С, заедание колес наступает при $\sigma = 1720$ МПа, т.е. предельное напряжение несколько повышается по сравнению с $\sigma = 1400$ МПа при нагреве масла до 250⁰С. По нашему мнению, это связано с некоторым изменением свойств масла и поверхностного слоя зубьев при высокой температуре. Приведенные результаты работы [18] показывают что температурный режим работы, нагруженность зубчатых колес, площадь контакта зубьев существенным образом влияют на износ поверхностей трущихся элементов трансмиссии трактора.

Анализ работ [18, 28, 68] показывает на интенсивность изнашивания различных деталей трансмиссии сельскохозяйственных тракторов, наибольшее влияние оказывают температура, загрязненность смазывающей жидкости. Ими установлено, что основными факторами, влияющими на процесс изнашивания деталей трансмиссии и ее узлов являются загрязненность рабочей жидкости абразивными частицами.

В табл.1.5 приведены данные анализа масла ВТ-301 до работы колес и после [18].

Таблица 1.5

Результаты анализа масла ВТ-301

Время работы масла	Плотность при 20 ⁰ С, г/см ³	Содержание механических примесей	Кинематическая вязкость (сСт) при		V, ⁰ С	Кислотное число, мг КОН на 1 г
			50 ⁰ С	100 ⁰ С		
До работы	1,097	нет	-	8,86	-	0,06
50 ч	1,1	Темный осадок	-	8,8	281	0,06
120 ч	1,160	Темный металлический осадок	22,35	9,37	268	0,39

Данные анализов показывают, что после 50 ч работы масло практически не изменило своих свойств, а после 120 ч работы несколько возросли его вязкость и кислотное число.

Температура масла, подаваемого в зацепление зубьев, не влияет на сопротивляемость зубчатых колес заеданию. Важную роль играет не температура масла, а температура масляной плёнки на поверхностях зубьев колес. Это температура практически равна температуре поверхностей зубьев, находящихся в контакте. Изменение температуры от окружной скорости v_0 колес при постоянном напряжении $\sigma = 1300$ МПа показано на рис.1.4.



Рис.1.4. Зависимость температуры масляной пленки на поверхности зубьев колес от окружной скорости [18]

Окружная скорость зубчатых колес изменялась ступенями через каждые 4 м/с от $v_0 = 17,3$ м/с до $v_0 = 41$ м/с, т.е. до момента заедания с длительностью работы на каждой ступени 60 мин. Заедание наступало при температуре колес, равной 400°C . Скорость скольжения на головках профилей зубьев колес при $v_0 = 41$ м/с была равна 17,5 м/с.

Из рассмотренных двух жаропрочных материалов колес сталь 16Х3НВФМБ является наиболее износостойкой. Так, наиболее вероятная величина износа рабочего профиля зуба у стали 12Х2НВФА равна 0,0375 г, а у стали 16Х3НВФМБ - 0,0175 г. Контактная выносливость стали 16Х3НВФМБ, определенная при работе с маслом ВТ-301 при температуре $T=250^{\circ}\text{C}$, также выше, чем у стали 12Х2НВФА.

Исследования колес из стали 16Х3НВФМБ, работающих с маслом ЛЗ2-06, показали, что смазывающие свойства этого масла примерно такие же, как

масла ВТ-301. напряжение контактного сжатия, при котором наступает заедание, $\sigma = 1300 \div 1400$ МПа. Изменение объемной температуры колес во время работы носит примерно такой же характер, как и при работе с маслом ВТ-301. При заедании средняя объемная температура колес резко увеличивалась и достигала примерно 360°C . Износ поверхностей зубьев колес, работающих с маслом ЛЗ2-06, несколько больше, чем с маслом ВТ-301. Наиболее вероятная величина износа зуба составляет 0,0226 г. При длительной работе масло ЛЗ2-06 теряет смазывающие свойства, т.е. заедание наступает несколько раньше и при меньшей нагрузке, износ рабочих профилей зубьев увеличивается, возрастает вязкость масла, изменяется его цвет - масло становится черным, и на поверхностях зубьев и других деталях маслосистемы происходит значительное отложение продуктов распада. Так, после 50 часов работы отложения достигали примерно 1-2 мм.

Важнейшие показатели долговечности и экономичности машин, в том числе пропашных тракторов находятся в прямой зависимости от режима смазки. Известно, что уже после 300-400 часов работы трактора основные свойства масла, работающего в агрегатах трансмиссии существенно ухудшаются, а именно, загрязненность механическими примесями составляет 0,2-0,4%, при этом его противоизносные свойства на 35-40% ниже, чем у свежего масла, что ведет к интенсивному износу деталей. Кроме того существующий в настоящее время широкий ассортимент регламентированных смазочных материалов для смазки агрегатов трактора усложняет техническое обслуживание и ведет к повышенному расходу масел.

Известно, что в технически развитых странах затраты на ремонт и межремонтное обслуживание машин в среднем за год составляют 10-15% (редко до 25%) их стоимости. В наших же, как уже сказано выше тяжелых условиях, затраты только на капитальные ремонты доходят до 50% их стоимости [26, 33, 48]. Большая часть (80-85%) деталей тракторов выходит из строя вследствие их интенсивного изнашивания [26]. Это указывает на то, что при проектировании и эксплуатации сельскохозяйственных тракторов еще не достаточно внимания уделяется на поиск и использование эффективных средства для уменьшения трения.

Анализ распределения отказов по элементам трансмиссии и их основных причин (рис.1.5) показывает, около 82% отказов элементов КП наступает из-за абразивного и фрикционного изнашивания подшипников, шестерен и валов ко-

робки передач. Известно, что основной причиной абразивного изнашивания является загрязненность смазывающей жидкости, обусловленная влиянием почвенно-климатической условий и загрузки универсально пропашного трактора.

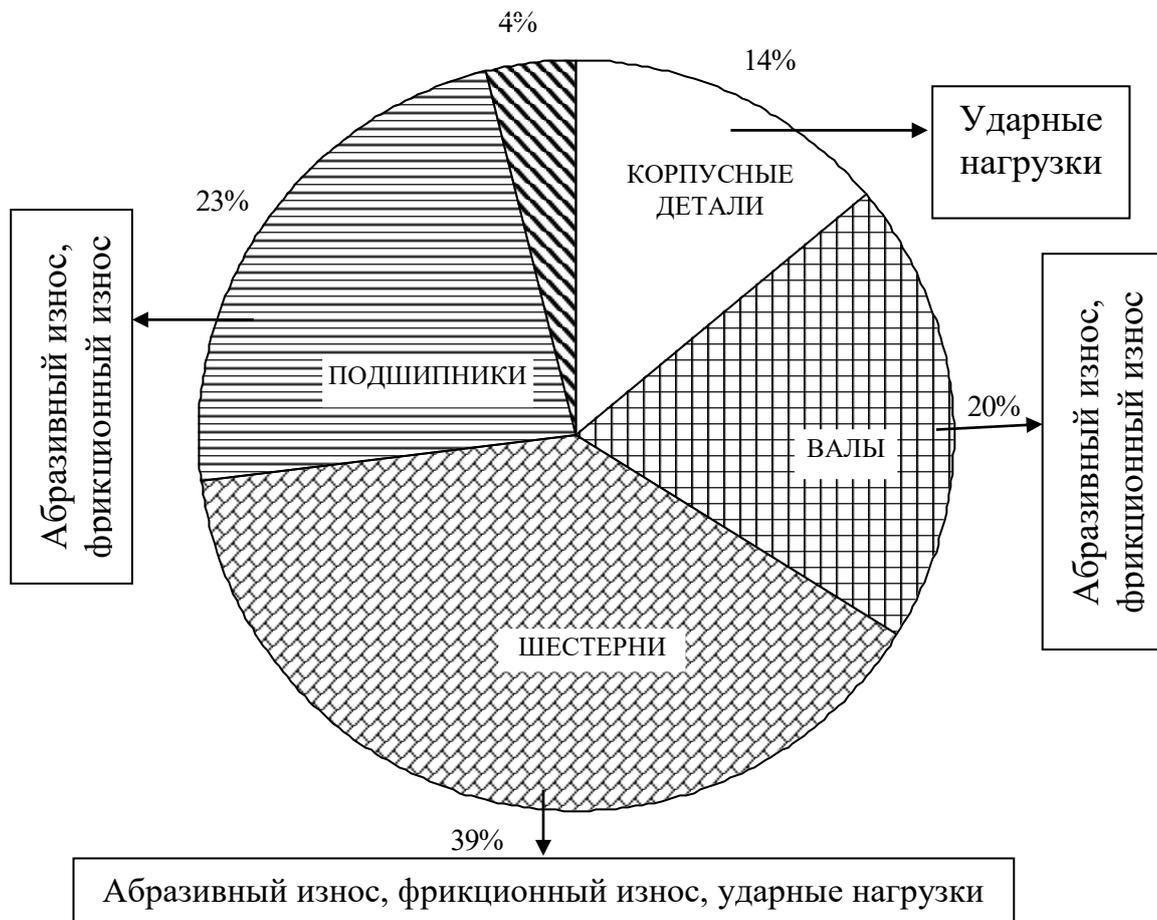


Рис.1.5. Распределение отказов по элементам трансмиссии и их основные причины [26]

Анализ результатов проведенных исследований (вопросам использования смазочных масел посвящены работы [26, 30, 33, 36, 42, 43, 55] и др; вопросы чистоты масел в трансмиссиях также изложены в работах [26, 39, 41, 47, 49, 58, 62, 65, 70] и др.) показали, что при работе тракторов в запыленных условиях и в жарком климате, через 250-300 мото-часов содержание механических примесей, а через 500-600 мото-часов содержание воды в КП превышают допустимые нормы. После 1000 мото-часов работы содержание механических примесей составило 0,47-0,65%, что в 14-16 раз больше нормы, содержание воды -0,14-0,22 %, что в 4-7 раза выше допустимой нормы [98].

Установлено, что при эксплуатации тракторов ТТЗ в хлопководстве за период между заменами масла содержание абразива в КП достигает 0,31...0,48% от его массы [49], следствием такого высокого содержания абрази-

ва является преждевременный выход из строя деталей и узлов КП. Присутствие в трансмиссионном масле 0,25% абразива способствует значительному износу ножки зуба зубчатых колес и осповидному выкрашиванию профиля зубьев.

Выявлено [9, 15, 32, 43], что наиболее уязвимыми элементами коробки передач являются подшипники, нормальная работа которых обеспечивается в течение 8000 мото-часов при условии содержания абразива в масле не более 0,03-0,05%. Результаты исследования показали, что через 250-300 мото-часов содержание механических примесей в трансмиссионных маслах превышает 0,05%, что приводит к резкому износу деталей и узлов КП.

Наличие загрязнений в виде твердых примесей, воды, воздуха, микроорганизмов в маслах трансмиссии отрицательно влияет на их смазывающую способность, сопротивление окислению, термостабильность и другие свойства.

Наличие воды в маслах вызывает коррозию металла, в том числе и цветных. В условиях низких температур, вследствие замерзания воды происходит запор на фильтроэлементах кристаллами льда. Наличие воды в смазочных маслах вызывает увеличение кислотности масла вследствие образования органических кислот. Вода способна образовывать с маслом устойчивые эмульсии, стабильность которых определяются физико-химическими свойствами масел. При изменении температуры и давления эмульгированная в жидкости вода способна частично перейти в растворенную. Присутствие микрокапель воды в смазочных пленках, вследствие испарения воды, приводит к разрывам масляной пленки на трущихся поверхностях, износ которых увеличивался при этом в 1,5-2 раза.

Трансмиссионные масла, применяемые на КП универсально пропашных хлопководческих тракторов ТТЗ в основном загрязняются атмосферной пылью, продуктами износа трущихся поверхностей зубчатых колес, шестерен, подшипников и других деталей. т.е. механическими примесями, что является основной причиной уменьшения их долговечности и работоспособности [4, 6, 11, 35, 40, 47, 49, 73].

В механических КП переключение передач и включение ВОМ производятся рычагами вручную. Над пространством хода передвижения рычагов надеты на рычаги резиновые пылезащитные колпачки для предотвращения попадания пыли во внутрь. В производственных жарких и запыленных условиях резина деформируется, механически повреждается и образуются щели. Из образовавшихся щелей происходят проникновения пыли и других частиц во внутреннюю полость КП.

Изучение нами состояния вопроса в хозяйствах Термезского района Сурхандарьинской области показало, что замена трансмиссионного масла в КП тракторов фактически проводится через 2000-3000 мото-часов, тогда как по техническому требованию масло в КП необходимо заменять через 1000 мото-часов работы трактора. Выявлено, что часто выходят из строя: зубчатые колеса третьей ступени редуктора, расположенные на первичном валу и его подшипники №208К; шестерни третьей, пятой и шестой передачи, расположенные на вторичном валу и его подшипники №122; подшипники №407К и №402310К вторичного вала, а также подшипники № 307К первичного и промежуточного валов. Основной причиной отказов выше перечисленных частей КП является изнашивание их рабочих поверхностей из-за повышенной загрязненности масла и недостаточность смазки, т.е. «масляное голодание» трущихся поверхностей последних.

Выше приведенные результаты по изучению влияний почвенно-климатических условий работы и загрузки универсально-пропашного трактора на показатели качества смазки трансмиссии убедительно доказывают, что почвенно-климатические условия работы и загрузка основных деталей трансмиссии универсально пропашного трактора значительно ухудшают качество смазки. Смазывающая жидкость загрязняется абразивными частицами, поступающими снаружи и образующимися из-за износа деталей. Через 250-300 мото-часов содержание механических примесей в трансмиссионных маслах превышает предельно допустимую величину, что приводит к резкому возрастанию скорости износа деталей и узлов КП.

1.3. Анализ причин изнашивания элементов трансмиссии универсально-пропашных тракторов

Известно, что все элементы деталей подшипниковых узлов и зубчатых механизмов трансмиссии пропашного трактора при работе принимая рабочую нагрузку и передавая механическую энергию, участвуют в трениях скольжения и качения. При трении скольжение и качение элементов зубчатых механизмов трансмиссии, поверхности этих элементов изнашиваются и появляются частицы износа. Частиц износа возникающие при трении твердых тел носят статистический характер и весьма зависят от вида разрушения. Частицы износа пар трения из железосодержащих материалов, работающих в режиме полужидкост-

ной и граничной смазки, имеют тот же химический состав и структуру, что и поверхностные окисные пленки.

Температурный режим работы и загрузка тракторов в почвенно-климатических условиях страны и сухость, а также повышенная запыленность воздуха приводят к повышению температуры смазывающей жидкости коробки передач, что приводит к уменьшению толщины масляной пленки, вследствие чего напряжение контактного сжатия на поверхности зубьев шестерен резко возрастает, вызывая нагрев масла. Это может привести к частичному заеданию зубчатых колес, т.е. резко увеличивается отрыв частиц с трущихся поверхностей зубьев. При этом скорость поступления продуктов износа в смазочный материал увеличивается. Кроме этого из-за резкого перепада суточной температуры воздуха атмосферное давление внутри полости трансмиссии меняется в больших пределах. Это также способствует проникновению запыленного воздуха во внутреннюю полость трансмиссии. Частицы износа зубьев и подшипниковых узлов трансмиссии и пыль попадая в смазку, повышают ее загрязненность с абразивными частицами, размеры которых соизмеримы с размерами шероховатости рабочей поверхности зубьев шестерен и масляной пленки. А при нагреве масла трансмиссии с абразивными частицами, т.е. при уменьшении толщины масляной пленки, контакт поверхностей зубьев протекает через взаимодействие абразивных частиц с поверхностями последних.

Загрязненность смазки в свою очередь приводит к быстрому абразивному изнашиванию поверхностей кинематических пар. Авторы работ [37] утверждают, что загрязненные масла в 2-5 раз ускоряют износ трущихся пар, это одна из причин отказов деталей трансмиссии трактора. При ускорении износа трущихся пар увеличивается скорость и масса поступления загрязнений. Смазывающая жидкость становится не пригодной для дальнейшего использования, сохраняя при этом кинематическую вязкость, кислотное число, защитные, противокоррозионные свойства в пределах нормы. Известно, что для восстановления качества смазочного материала проводится его замена. Это приводит к возрастанию эксплуатационных расходов. Нарушение правил технического обслуживания также может привести к определенному ущербу. Величина ущерба учитывается коэффициентом проведенной операции технического обслуживания. По данным авторов работы [45] величина коэффициента учитывающей ущерб от нарушений правил технического обслуживания касающиеся коробки передач составляет 0,335. Поэтому для улучшения эксплуатационных свойств масла

трансмиссии необходимо организовать непрерывную очистку ее путем разработки встроенной системы очистки смазывающей жидкости коробки передач.

Кроме среднего размера и статистического распределения частиц, важнейшей характеристикой механизма изнашивания является форма частиц, а особенно соотношение максимального l и минимального d размеров [60].

При больших нагрузках, например, когда в основном происходит абразивное изнашивание, частицы износа по своему химическому составу и структуре аналогичны материалам пар трения. Кроме того, она крупнее и более удлинена, т. е. отношение l/d для них велико.

Рабинович в своей теории об отрыве отдельных частиц исходит из условия образования новой поверхности [60]. Им получено следующее выражения для расчета размера d_L частицы, вновь образовавшейся при механическом нагружении:

$$d_L \geq 6fS/(\mu_q \varepsilon_s)^2 E . \quad (1.1)$$

Для металлов используют упрощенное выражение

$$d_L = 6 \cdot 10^4 fS/\sigma_T . \quad (1.2)$$

Исходя из пропорциональности предмета текучести σ_T и твердости по Бринеллю, размер частиц износа углеродистых сталей пропорционален отношению предельной поверхностной энергии и твердости материала. Соотношение было подтверждено Рабиновичем экспериментально в условиях внешнего трения твердых тел на многих материалах. Ускорение технического прогресса в начале XIX века обусловили проведение обширных экспериментальных и теоретических исследований трения при жидкостной и граничной смазке [60].

Одним из высших достижений теории трения при жидкостной смазке является решение задачи о течении жидкости в тонком зазоре между твердыми телами и проведение экспериментальных исследований гидродинамической подъемной силы, выполненное в конце XIX века Тауэром, Петровым и позже Фальцем. Позже была установлена единая характерная зависимость коэффициента трения в подшипнике скольжения от скорости скольжения и свойств смазочного материала [60].

В то время как трение при жидкостной смазке, с точки зрения теории и эксперимента, представляет собой достаточно подробно изученную область, в области трения при граничной смазке остается еще много нерешенных задач, связанных с проблемой смазки.

Первые представления о механизме смазки базировались на том положении, что смазочный материал, разделяющий трущиеся поверхности, обладает низкой сдвиговой прочностью. Он должен быть термостойким и прочно сцепляться с поверхностью твердого тела. Современные знания о смазке выходят далеко за рамки этих представлений. При оценке функциональной пригодности конструкций в настоящее время должны учитываться деформация и изменения твердых тел и их поверхностей, на которые наносится смазочный материал. Необходимо учитывать также изменение свойств самого смазочного материала.

Так, например, было ясно показано, что при трении в режиме граничной смазки и больших нормальных нагрузках развивающаяся сила трения определяется не только начальной прочностью при сдвиге, но пьезокоэффициентом и сопротивлением деформации материала, находящегося под смазочным материалом.

Результаты исследований Боудена и Тейбора показали, что произведение площади среза и сопротивление срезу должно быть минимальным, чтобы коэффициент трения также был минимальным [60]. Это может быть обеспечено выбором смазочного материала, соответствующего конкретным условиям. Сухов доказал, что коэффициент трения зависит от толщины масляной пленки. Крагельский оценивает удельную интенсивность изнашивания слоя смазочного материала значениями порядка 10^{-9} - 10^{-11} [60].

На смазку оказывают влияние многие факторы. Известно большое число параметров смазочного материала: плотность, зависимость вязкости от температуры, коэффициент нейтрализации, число омыления, температура помутнения, температура затвердевания, температура вспышки, температура горения, склонность к коксованию, содержание воды, а также, параметры текучести пластичных смазочных материалов.

Так как многие смазочные материалы представляют собой смесь большого числа веществ то невозможно сделать вывод о характеристиках и возможностях применения смазочного материала только по одному из этих параметров. Только информация о большом числе параметров позволяет дать оценку качества смазочного материала. Кроме того, смазочная способность вряд ли может быть охарактеризована параметрами лишь смазочного материала, так как напряжения сдвига зависят от комплекса условий (материал подложки, температуры, скорости, геометрии сопряжения).

При определении плотности смазочного материала по стандарту TGL14812 указывается температура, при которой определялась плотность. Стандартная температура равна 20 °С, т.е. обозначение плотности имеет вид ρ_{w20} . Плотность измеряют в г/мл. Знание плотности необходимо, чтобы можно было найти массу в данном объеме, и наоборот, а также для пересчета динамического коэффициента вязкости в кинематический, и наоборот. Определение вязкости производится на основе закона Ньютона для внутреннего трения, согласно которому сила трения F_t пропорциональна площади A_a скользящих друг по другу слоев и градиенту скорости dv/dh

$$F_t = \eta_D A_a (dv/dh). \quad (1.3)$$

Коэффициент пропорциональности η_D называется коэффициентом динамической вязкости или коэффициентом внутреннего трения и имеет размерность Нс/м². Условием определения динамической вязкости является наличие ньютоновской жидкости, т.е. жидкости для которой действующее касательное напряжение $\tau = F_t / A_a$ прямо пропорционально градиенту скорости dv/dh .

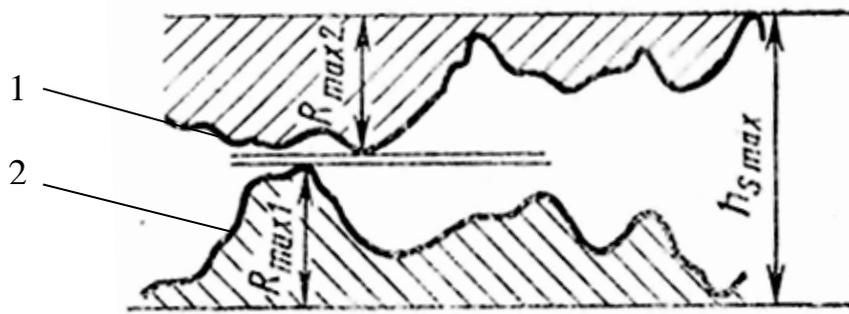
Содержание свободных минеральных и органических кислот характеризуется числом нейтрализации N_Z , содержание свободных и связанных кислотное число омыления V_Z . В соответствии с этим всегда справедливо соотношение $N_Z \leq V_Z$.

В соответствии с указаниями стандарта TGL21132 число нейтрализации N_Z определяется количеством гидроксида калия (KOH), в мг, которое необходимо для нейтрализации свободных кислот, содержащихся в 1 г масла. Число нейтрализации характеризует содержание кислот в масле.

Интенсивность износа кинематических пар резко снижается при обеспечении их поверхностей, так называемой гидродинамической смазкой.

Теоретические основы гидродинамической смазки, реализуемой при условии $R_{\max_1} + R_{\max_2} \ll h_{s\max}$, заложены Рейнольдсом, который получил дифференциальное уравнение трения жидкости. (рис.1.6) [60].

При выводе этого уравнения предполагалось, что течение жидкости ламинарное, силы инерции и объемные силы отсутствуют, жидкость является ньютоновской и подчиняется уравнениям Навье-Стокса, скольжение на границах слоя отсутствует, и давление по толщине слоя жидкости не меняется.



1-ведущая поверхность пар трения; 2-ведомая поверхность пар трения

Рис.1.6. Схематическое изображение зазора между поверхностями при жидкостной смазке [78]

Для радиального гидродинамического подшипника скольжения уравнение Рейнольдса может быть записано в виде [60]

$$Z = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h_s^3}{\eta_D} \frac{\partial p_{st}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h_s^3}{\eta_D} \frac{\partial p_{st}}{\partial z} \right), \quad (1.4)$$

где x и z – координаты в окружном и осевом направлениях соответственно;

Z – некоторая функция зависящая от характера нагружения вала.

Различают следующие случаи:

1. $Z = 6\vartheta \frac{\partial h_s}{\partial x}$ - для стационарного нагруженного подшипника при постоянной, отрицательной скорости.
2. $Z = 12 \frac{\partial h_s}{\partial x}$ - для подшипника с переменной нагрузкой, если шейка вала движется во вкладыше только в радиальном направлении.
3. $Z = 6\vartheta \frac{\partial h_s}{\partial x} + 12 \frac{\partial h_s}{\partial t}$ - для общего случая подшипника с переменной нагрузкой.

В первом случае толщина пленки смазочного материала в зазоре остается постоянной во времени. Во втором случае окружная скорость $v=0$ и происходит только выдавливание смазочного материала из зазора. В третьем случае давление в слое смазочного материала возникает в результате совместного действия двух изложенных выше причин. В самом общем виде дифференциальное уравнение Рейнольдса описывает временное изменение масляного зазора $h_s = h_s(x, z, t)$ при заданном законе распределения давлений $p_{st}(x, z)$ вязкости

$\eta_D(p, t)$, относительной скорости v , а также при определенной конструкции подшипника.

При заданных значениях $h_s = h_s(x, z, t)$ в большинстве случаев рассчитывают распределение давлений $p_{st}(x, z)$ и подъемную силу $\int p_{st} d\omega$, которую находится интегрированием давления по углу контакта.

Коэффициент трения в зависимости от числа Зоммерфельда S_o рассчитывается следующим образом

по Фальцу $\mu = 3\psi \cdot 10^{-3} / \sqrt{S_o}$ при $S_o < 1$;

по Петрову $\mu = 3\psi \cdot 10^{-3} / \sqrt{S_o}$ при $S_o > 1$,

где $S_o = \frac{p_{st}\psi^2}{\eta_D\omega} 10^9$.

При этом ψ измеряется в %, η_D - в Н·с/м², ω - в рад/с и p_{st} - Па.

Рассмотрена зависимость вязкости η_D от толщины пленки смазочного материала h_s

$$\eta_D = \eta_{D0} \left(\frac{h_s}{h_{s\max}} \right)^q, \quad (1.5)$$

здесь η_{D0} - вязкость смазочного материала на входе в зазор; $0 < q < 1$ - эмпирически определяемый коэффициент. В результате получена новая форма основного уравнения гидродинамической смазки, которое может быть распространено на случай трехмерного трения жидкости в узком зазоре. Теория гидродинамической смазки использована для описания условий трения на профилированных цилиндрических направляющих.

Для оценки условий, при которых возможна упругая гидродинамическая смазка, может быть использовано следующее эмпирическое соотношение

$$X_h = \frac{h_{s\min}}{(R_{z1}^2 + R_{z2}^2)^{1/2}} \geq 3 \div 4, \quad (1.6)$$

где R_{z1} и R_{z2} - высоты неровностей профиля по десяти точкам поверхностей обоих контактирующих тел, м.

В зависимости от параметра $X_h \leq 1$ появляется деформация контактных поверхностей и их износ; при $X_h = 1-1,5$ появляются отдельные пластически деформированные области, происходит отслаивание и отрыв небольших частиц

износа; при $X_h = 1,5-3$ образуются выглаженные зоны, в локальных участках реализуется ЭГД режим смазки; при $X_h \geq 3$ на всей зоне контакта реализуется ЭГД режим смазки, а износ минимальный. Однако при загрязнении масла трансмиссии с абразивными частицами ЭГД режим смазки нарушается, скорость изнашивания резко возрастает.

Таким образом, основными причинами износа элементов трансмиссии являются загрязнения смазывающей жидкости частицами износа зубьев и подшипниковых узлов коробки передач, частицы пыли попадающие в масло, размеры которых соизмеримы с размерами шероховатости рабочей поверхности зубьев шестерен и масляной пленки. А при нагреве масла с абразивными частицами, уменьшается толщина масляной пленки, и при этом контакт поверхностей зубьев протекает через взаимодействие абразивных частиц с поверхностями последних.

Поэтому разработка эффективной системы очистки масла трансмиссии и обоснование параметров ее основных элементов позволит значительно снизить скорость изнашивания поверхностей кинематических пар коробки передач и увеличивает срок службы смазывающей жидкости трансмиссии.

1.4. Анализ результатов исследований по разработке системы очистки масел трансмиссии тракторов

Необходимость и возможность продления срока службы масел, используемых в агрегатах трансмиссии, путем периодической очистки рассмотрены в работах Ленского А.В., Быстрицкого А.П., Руднева С.В., которыми установлена периодичность очистки и допускаемое для дальнейшего использования содержание механических примесей [38, 55, 66].

Смазочные масла, применяемые в редукторах и трансмиссиях различных машин, образуют между сопряженными поверхностями зубчатых колес, винтовых колес или червяков смазывающую пленку, толщина которой зависит от передаваемой нагрузки, частоты вращения находящихся в зацеплении деталей, вязкости масла [43].

Очевидно, что размеры частиц загрязнения в трансмиссионном масле, из-за которых происходит абразивный износ рабочих поверхностей деталей и узлов, не должны превышать толщины масляной пленки. Так как при этом обеспечивается упругая гидродинамическая смазка трущихся пар (глава 1.3). Частицы большого размера, чем толщина масляного слоя, попадая в зазоры между

головками зубьев в начальный период зацепления, разрушаются. Образовавшиеся при этом осколки также попадают в зазоры между трущимися поверхностями. Кроме того частицы загрязнения, даже не попав непосредственно в зону контакта при зацеплении деталей, могут нарушить целостность масляной пленки в этой зоне, что увеличит фрикционный износ, нарушая условия ЭГД режима смазки. Вследствие того, что рабочие параметры и конструктивные особенности трансмиссий разнообразны, толщина масляной пленки между их деталями также будет различна и ее, как правило, определяют экспериментальным путем. Максимальный износ деталей КП, например, наблюдается при размере абразивных частиц от 15 до 25 мкм. Наибольший износ имеют шестерни КП, меньше изнашиваются зубчатые колеса и шлицы, что объясняется большей протяженностью пути трения у шестерен, имеющих частоту вращения более высокую, чем частота вращения зубчатых колес. В быстроходных подшипниках максимальный износ наблюдается при попадании в масло частиц размером 18-25 мкм, а в тихоходных 15-18 мкм. Это объясняется увеличением толщины масляного слоя в подшипнике при возрастании частоты вращения. Износ шариковых подшипников больше, чем у роликовых, что связано с различными условиями защемления частиц между телом качения и обоймой в этих подшипниках [43]. Исходя из этого основные параметры обеспечивающие эффективность работы фильтрующего элемента системы очистки масла должны быть обоснованы с учетом условий ЭГД смазки трущихся пар.

Массовое содержание механических загрязнений в трансмиссионных маслах допускается в пределах 0,01-0,03 % для разных марок (0,05 % для нигрола) [34].

Тракторные трансмиссионные масла должны удовлетворять следующим основным требованиям:

- обеспечить нормальную долговечность деталей трансмиссии по износу и осповидному выкрашиванию;
- обладать необходимой стабильностью первоначальных физико-химических качеств в течение всего периода работы масла;
- обеспечивать минимальные потери мощности во время работы трансмиссии;
- обеспечивать нормальные пусковые качества, особенно при низких температурах.

Для удаления загрязнений из масел можно использовать различные методы, основанные на химических, физико-химических и физических процессах.

Твердые механические частицы удаляют из масел, как правило, физическими методами. Другие применяемые для этой цели методы носят вспомогательный характер и используются в сочетании с физическими методами.

Физические методы очистки масел включают очистку в силовых полях под воздействием гравитационных, центробежных, электрических и других сил, очистку путем фильтрования масел через пористые перегородки, а также очистку с помощью комбинации этих методов [65].

Более универсальные устройства для очистки масел от твердых загрязнений - фильтры, эффективность применения которых практически не зависит от свойств частиц и связана исключительно с соотношением их размеров, с размером пор фильтрующей перегородки. На работу фильтров существенное влияние оказывают свойства очищаемого масла.

Разность давлений по обе стороны фильтровальной перегородки создают разными способами, соответственно и фильтрование проходит при различных условиях.

Если пространство над суспензией сообщают с источником сжатого газа или пространство под фильтровальной перегородкой присоединяют к источнику вакуума, происходит фильтрование при постоянной разности давлений. При этом скорость фильтрования уменьшается вследствие повышения гидравлического сопротивления слоя осадка возрастающей толщины.

Если суспензию подают на фильтр поршневым насосом, производительность которого практически не зависит от напора, фильтрование осуществляется при постоянной скорости. Разность давлений при этом увеличивается по мере роста сопротивления фильтрующего элемента загрязненного осадками масла.

Если суспензию подают на фильтр центробежным насосом, процесс фильтрования происходит при переменных разностях давлений и скорости (с ростом давления скорость снижается в соответствии с характеристикой насоса).

Процесс фильтрования сопровождается осаждением твердых частиц, что усложняет процесс фильтрования и влияет на его закономерности. Это влияние зависит от взаимного направления действия сил тяжести и движения фильтрата. Если суспензия находится над фильтровальной перегородкой, осаждение твердых частиц приводит к более быстрому образованию осадка. Если же суспензия

находится под фильтровальной перегородкой, осаждение препятствует образованию осадка, что требует перемешивания суспензии для поддержания ее однородности.

Осадки, получаемые на фильтровальной перегородке, подразделяют на сжимаемые и несжимаемые - в зависимости от того, уменьшается пористость осадка при увеличении разности давлений или остается практически постоянной. Уменьшение пористости сжимаемых осадков приводит к росту гидравлического сопротивления потоку жидкой фазы. Поэтому фильтрование в случае образования сжимаемых осадков проводят обычно под вакуумом или при небольшом избыточном давлении ($\Delta p \leq 10^5$ Па).

Обычно процесс фильтрования не завершается разделением суспензии на фильтрат и осадок. Перед удалением осадка с фильтровальной перегородки его, как правило, подвергают промывке другими жидкостями для удаления остатков фильтрата и продувке холодными или нагретыми газами - для уменьшения влажности.

Производительность фильтрата и чистота фильтрата во многом зависят от используемой фильтровальной перегородки. Правильно выбранная перегородка должна обеспечивать необходимую степень задерживания твердых частиц при минимально возможном гидравлическом сопротивлении. Кроме того, перегородка должна легко отделяться от осадка, обладать достаточно высокой механической стойкостью. Следует отметить, что проскок твердых частиц с фильтратом в начальный период фильтрования не является достаточным основанием для того, чтобы считать фильтровальную перегородку непригодной. Свою предельную задерживающую способность перегородка приобретает только после того, как уменьшается эффективный размер ее пор вследствие оседания в них мелких частиц и образования сводников над входом в поры. Чтобы исключить проскок частиц в фильтрат, необходимо при снятии осадка с перегородки оставлять его тонкий слой.

В зависимости от размера дисперсных частиц, химической агрессивности и вязкости жидкой фазы суспензии на практике применяют фильтровальные перегородки из стеклянных, хлопчатобумажных, шерстяных и полимерных тканей и волокон, металлических сеток и т.п. До последнего времени применяли также асбестовые ткани и волокна, однако от них необходимо отказаться, учитывая канцерогенность асбестовой пыли.

По стоимости, эффективности очистки и поверхности фильтрации, наиболее пригодным и доступным являются бумажные гофрированные фильтры.

При проведении фильтрования с образованием осадка необходимо избегать закупоривания пор фильтровальной перегородки, что может происходить при разделении суспензий с небольшой концентрацией твердой фазы. Для этого часто применяют вспомогательные вещества, образующие на перегородке слой, препятствующий проникновению микрочастиц суспензии в поры. В качестве вспомогательных веществ используют диатомит, перлит, древесный уголь, силикагель и т.д. Эти вещества добавляют в суспензию или наносят на фильтровальную перегородку перед ее использованием.

Для обеспечения рационального использования трансмиссионных масел предлагался и электромагнитный способ очистки. К недостатку такой системы очистки масла трансмиссии относится отсутствие электромагнитных свойств кварцевых частиц [54].

Предлагалось также объединение системы смазки двигателя и трансмиссии сельскохозяйственных тракторов для повышения чистоты масел и долговечности работы агрегатов трансмиссии [76]. Однако существенные различия в условиях работы двигателя и трансмиссии доказывают не эффективность такого предложения.

В работе В.Л.Пильщикова изложены вопросы повышения срока службы масла в гидромеханических коробках передач. В работе на основе проведенного статистического анализа химмотологической системы «механизм-масло», позволяющей комплексно оценивать влияние эксплуатационных факторов, системы и средств очистки на работоспособность и долговечность работающего масла, предлагается новая конструкция фильтрационного материала [58].

Другие авторы предполагают, что для увеличения срока службы масла, уменьшение числа отказов, снижения трудовых и материальных затрат необходимо усовершенствовать систему очистки масла [55], в частности путем разработки технических средства для улавливания абразивных частиц с помощью средств очистки постоянного действия.

В настоящее время в производственных условиях замену масла в КП сельскохозяйственных тракторов производят сезонно или через 1000 мото-часов работы. При этом не учитываются условия работы этих тракторов, физико-химические свойства масла, состояние и остаточный ресурс масла. В то же

время исследования последних лет показали, что с целью более экономного, рационального использования ресурса смазочных масел необходимо их замену производить по фактическому физико-химическому состоянию. Если одни авторы предпочитают частую замену засоренных масел [73], другие предлагают электромагнитную очистку масел при техническом обслуживании [54]. Частая замена масел экономически нецелесообразна, так как это приводит к значительному увеличению прямых эксплуатационных затрат. Отсюда следует, что для достижения требуемой эксплуатационной надежности КП необходимо обеспечить постоянную чистоту смазывающего масла и это особенно важно для регионов с жарким климатом, где преобладает повышенная запыленность воздуха. Существующие и предлагаемые системы очистки не обеспечивают поддержания постоянной чистоты трансмиссионных масел на требуемом уровне. Поэтому разработка и обоснование основных параметров системы очистки масла трансмиссии с учетом физико-механических свойств загрязнений, условия эксплуатации трактора позволит повысить долговечность работы элементов трансмиссии путем снижения абразивного изнашивания кинематических пар трения.

1.5. Постановка цели и задач исследования

Изучением почвенно-климатических условий работы и загрузки универсально пропашных тракторов, влияния его на показатели качества смазки трансмиссии установлено, что почвенно-климатические условия работы и нагрузка основных деталей трансмиссии универсально пропашного трактора значительно ухудшают качество смазки. Смазывающая жидкость загрязняется абразивными частицами, поступающими снаружи и образующимися из-за износа деталей. Через 250-300 мото-часов содержание механических примесей в трансмиссионных маслах превышает 0,05%, что приводит к резкому возрастанию скорости износа деталей и узлов КП. Основными причинами износа элементов трансмиссии являются загрязнения смазывающей жидкости частицами износа зубьев и подшипниковых узлов коробки передач, а также частицы пыли, попадающие в масло, размеры которых соизмеримы с размерами шероховатости рабочей поверхности зубьев шестерен и масляной пленки. А при нагреве масла с абразивными частицами, уменьшается толщина масляной пленки, и при этом контакт поверхностей зубьев протекает через взаимодействие абразивных частиц с поверхностями последних.

Анализ результатов исследований по разработке систем очистки масел трансмиссий тракторов показал, что существующие и предлагаемые системы очистки масла не обеспечивают поддержания постоянной чистоты трансмиссионных масел на требуемом уровне. Поэтому разработка и обоснование основных параметров системы очистки масла трансмиссии с учетом физико-механических свойств загрязнений и условия эксплуатации трактора позволит повысить долговечность работы элементов трансмиссии путем снижения абразивного изнашивания кинематических пар трения. Однако отсутствие научно обоснованных структур систем очистки масла применительно к трансмиссиям универсально-пропашных тракторов с рациональными параметрами ее основных элементов (насоса, фильтра) не позволяют разработать систему очистки масла, обеспечивающей требуемую чистоту смазывающей жидкости. В связи с этим нами была сформулирована цель исследований - разработка и обоснование основных параметров системы очистки масла трансмиссии универсально-пропашного трактора.

В соответствии с поставленной целью были определены следующие задачи исследований:

1. Экспериментальные исследования основных показателей качества трансмиссионного масла коробки передач универсально-пропашных тракторов в производственных условиях.
2. Разработка структурной схемы системы очистки масла трансмиссии и выбор конструкции основных элементов с учетом конструктивных особенностей коробки передач трактора.
3. Теоретическое исследование и обоснование основных параметров шнекового насоса и фильтра очистки трансмиссионного масла.
4. Лабораторные исследования по обоснованию основных параметров элементов экспериментального образца системы очистки масла.
5. Эксплуатационные испытания эффективности системы очистки масла коробки передач в хозяйственных условиях.
6. Внедрение и технико-экономическое обоснование результатов исследований.

Выводы по первой главе

1. Почвенно-климатические условия Узбекистана (температура воздуха 42-42,5⁰С, запыленность воздуха 0,75-3,25 г/м³.) отрицательно влияют, снижая долговечность кинематических пар трения узлов коробки передач универсально-пропашных тракторов, так как приводят к интенсивному загрязнению смазки трансмиссии.

2. Анализ распределения отказов по элементам коробки передач и их основных причин показывает, что более 80% отказов элементов КП наступает из-за абразивного и фрикционного изнашивания подшипников, шестерен и валов трансмиссии; смазывающая жидкость загрязняется абразивными частицами, поступающими снаружи и образующимися из-за износа деталей; через 250-300 мото-часов работы трактора содержание механических примесей в трансмиссионных маслах превышает 0,05%, что приводит к резкому возрастанию скорости износа деталей и узлов КП.

3. Установлено, что основными причинами износа элементов трансмиссии являются загрязнения смазывающей жидкости частицами износа зубьев и подшипниковых узлов коробки передач, частицы пыли попадающие в масло, размеры которых соизмеримы с размерами шероховатости рабочей поверхности зубьев шестерен и масляной пленки; нагрев масла уменьшает толщину масляной пленки, и при этом контакт поверхностей зубьев протекает через взаимодействие абразивных частиц с поверхностями последних; частицы загрязнения разрушают целостность масляной пленки в зоне контакта пар трения, увеличивая фрикционный износ и нарушая условия ЭГД режим смазки.

4. Существующие и предлагаемые системы очистки не обеспечивают поддержание постоянной чистоты трансмиссионных масел на требуемом уровне. Разработка и обоснование основных параметров системы очистки масла трансмиссии с учетом физико-механических свойств загрязнений, условия эксплуатации трактора позволит повысить долговечность работы элементов трансмиссии путем снижения абразивного изнашивания кинематических пар трения.

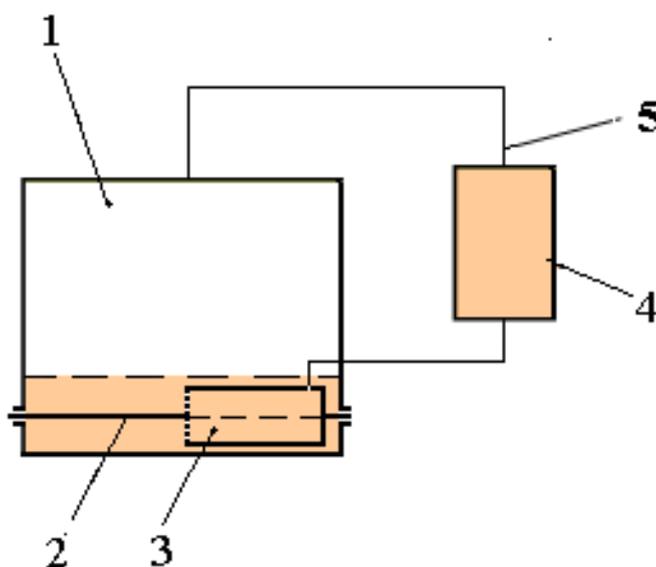
5. На основе анализа результатов исследований сформулированы цель и задачи исследования по разработке и обоснованию основных параметров системы очистки масла трансмиссии трактора.

2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПО РАЗРАБОТКЕ И ОБОСНОВАНИЮ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ ОЧИСТКИ МАСЛА ТРАНСМИССИИ

2.1. Разработка структурной схемы системы очистки масла трансмиссии, выбор основных элементов, описание ее конструкции и принципа работы

Анализ результатов исследований по разработке систем очистки масел трансмиссий тракторов выявил, что существующие и предлагаемые системы очистки смазывающей жидкости коробок передач не обеспечивают поддержания постоянной чистоты трансмиссионных масел на допустимом уровне, требуют расхода дополнительных материальных и энергетических ресурсов.

Как отмечал Президент Республики Узбекистан И.А.Каримов в докладе на заседании Кабинета Министров 29 января 2010 года, важнейшими приоритетами экономической программы и модернизации страны «предусматривается ужесточить ... проведение режима экономики ... за счет внедрения современных энергосберегающих технологий»¹.



1-коробка передач трансмиссии; 2-вал отбора мощности;
3-масленный насос; 4-масленный фильтр; 5- масляные трубопроводы

Рис. 2.1. Структурная схема системы очистки масла

Поэтому, нами поставлена задача, разработать структурную схему системы очистки масла и провести выбор конструкции, ее основных элементов с учетом конструктивных особенностей трансмиссии трактора. Для решения

¹ И.А.Каримов. «Наша главная задача – дальнейшее развитие страны и повышение благосостояния народа». Т.: «Узбекистан». – 2010. – С. 49.

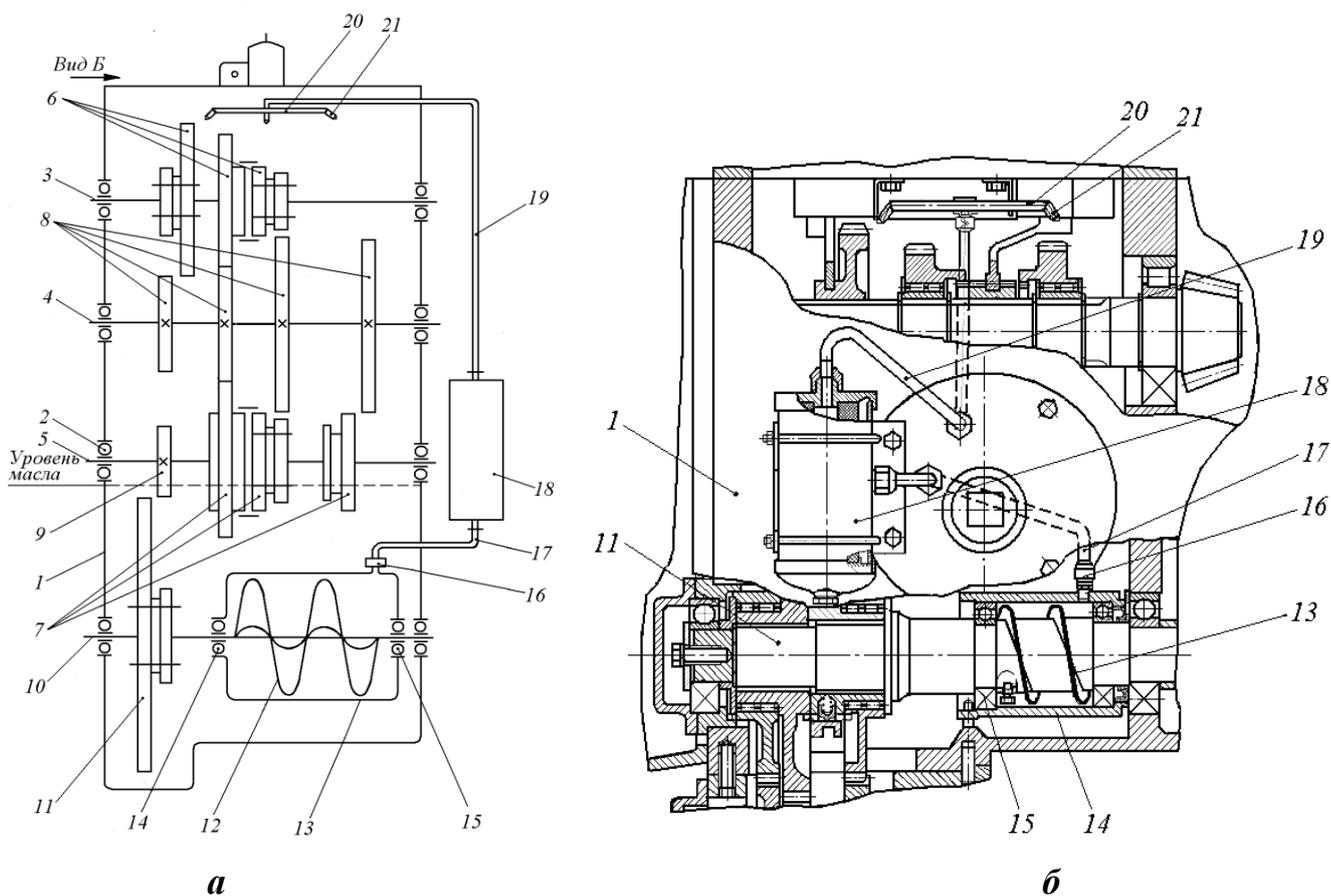
данной задачи нами разработана структурная схема системы очистки масла трансмиссии с учетом конструкции КП универсально-пропашного трактора. При разработке структурной схемы системы очистки масла трансмиссии в ее основу заложены структурные схемы аналоги. Предлагаемая структурная схема системы очистки состоит из следующих тесно взаимосвязанных элементов: резервуар для масла, насос, фильтр и трубопроводы. Для функционирования системы очистки масла требуется постоянная и непрерывная взаимосвязь между элементами системы (рис.2.1).

Это обеспечивается вписываемостью предлагаемой системы очистки и ее элементов в конструкцию КП. Для выполнения данного требования приведено изучение конструктивных особенностей КП.

В коробке передач (рис.1.1), содержащей корпус, установленные в нем на подшипниках первичный, промежуточный и вторичные валы, а также вал отбора мощности с подвижными и неподвижными шестернями и шнековым насосом, фильтр для очистки масла, а также механизм переключения передач с рычагами, фильтр для очистки масла установлен снаружи корпуса коробки передач и связан с выпускным нагнетающим окном шнекового насоса через перепускной клапан для предупреждения избыточного давления в насосе. При этом цилиндрический корпус шнекового насоса установлен к валу отбора мощности на отдельной паре подшипников, наружный торец переднего подшипника которой выполнен открытым, а выпускное окно фильтра соединено с разбрызгивающими масло наконечниками, которые расположены с одинаковым шагом и направлены под различными углами к открытым частям торцов подшипников и к местам зацеплений шестерен вторичного и промежуточного валов.

Установка фильтра для очистки масла снаружи корпуса коробки передач существенно облегчает его техническое обслуживание, в частности очистку или замену его фильтрующих элементов от накопленных на их поверхностях загрязнений. Соединение фильтра с выпускным нагнетающим окном шнекового насоса через перепускной клапан обеспечивает предупреждение избыточного давления в насосе. Установка цилиндрического корпуса шнекового насоса к валу отбора мощности на отдельной паре подшипников облегчает монтаж и демонтаж шнекового насоса, а выполнение наружного торца его переднего подшипника открытым облегчает всасывание масла в шнековый насос за счет обволакивания его вращающимися шариками и внутренним кольцом подшипника. Соединение выпускного окна фильтра с маслоразбрызгивающими нако-

нечниками позволяет направлять очищенное фильтром масло к смазываемым поверхностям зубчатых зацеплений шестерен и подшипников качения опор валов наиболее нагруженных вторичного и промежуточного валов, тем самым обеспечивается снижение износа трущихся поверхностей и шума от трения.



а- принципиальная схема

б- вид сбоку, с частными разрезами

Рис.2.2 Общая схема предлагаемой конструкции КП с системой очистки масла

Общая схема предлагаемой конструкции КП с системой очистки масла приведена на рис.2.1. Коробка передач включает корпус 1, с размещенным в нем на подшипниках 2 передаточные первичный 3, промежуточный 4 и вторичный 5 валы с установленными к ним подвижно блоками шестерен 6, 7 и закрепленными к ним жестко шестернями 8 и 9, а также вал отбора мощности (ВОМ) 10 с подвижной шестерней 11 и шнековый насос со шнеком 12 в корпусе 13, неподвижно закрепленным к корпусу 1. Корпус 13 установлен на отдельной паре шариковых подшипников 14 и 15, при этом наружный торец переднего подшипника 14 выполнен открытым. Выпускное нагнетающее окно шнекового насоса через перепускной клапан 16 и трубку 17 связан с фильтром 18 для очистки масла. Выпускное окно фильтра соединено трубкой 19 с поперечной

трубкой 20 с маслоразбрызгивающими наконечниками 21, расположенными с одинаковым шагом и направленными под различными углами к открытым частям торцов подшипников 2 валов 3,4,5,10 и к местам зацеплений шестерен 6,7,8,9,11.

Коробка передач с системой очистки масла работает следующим образом. При зацеплении шестерни 9 вала 5 с подвижной шестерней 11 приводится во вращательное движение вал отбора мощности 10 со шнеком 12. Зазор между шнеком 12 и корпусом 13 шнекового насоса очень маленький, поэтому при вращении шнека 13 внутри корпуса 14 создается разрежение, благодаря которому происходит всасывание загрязненного масла из нижней части корпуса 1 через зазоры между шариками и кольцами переднего подшипника 15 с открытым наружным торцом. При этом вращающиеся шарики и внутреннее кольцо переднего подшипника обволакивают масло и способствуют попаданию его во внутрь корпуса 14. Вращающиеся витки шнека 13 образуют нагнетающий поток масла и направляют его во выпускное нагнетающее окно с перепускным клапаном 16, который обеспечивает предупреждение избыточного давления в насосе. Масло под необходимым давлением через трубку 17 передается фильтру 18, где происходит очистка масла фильтрующими элементами. Очищенное масло через трубку 19 передается в поперечную трубку 20, где распределяется по наконечникам 21 и в виде струи под давлением направляется к подшипникам и к зубчатым зацеплениям шестерен 9, 10 вторичного 8 и шестерен 7 промежуточного 6 валов.

Экспериментальный образец системы очистки масла трансмиссии вмонтирован в конструкцию серийной КП и проведены лабораторные, полевые исследования по обоснованию основных параметров шнекового насоса и фильтра (подробно в главе 4).

2.2. Разработка математической модели материального баланса загрязнений, поступающих в смазку и удаляемых из нее

Известно, что при решении многих вопросов, связанных с использованием трансмиссионных масел в эксплуатационных условиях, приходится предварительно рассчитывать процессы очистки смазывающих жидкостей.

Эти расчеты выполняются путем составления уравнения материального баланса примесей, поступающих в жидкость и удаляемых из нее. Применительно к системам очистки масла, которые в настоящее время получили широ-

кое распространение, уравнение материального баланса в общем виде представляется выражением [18]

$$g_m = g_o + g_a - g_z - g_y, \quad (2.1)$$

где g_o, g_m - количество примесей, находящихся в смазывающей жидкости, начальное и текущее соответственно;

g_a - количество примесей, поступающих в смазывающую жидкость;

g_z, g_y - количество примесей, удаляемых из жидкости элементами системы очистки и с расходуемой ее частью (утечка и т.п.).

Отдельные составляющие уравнения (2.1) рассчитывают, исходя из следующих допущений:

- скорость поступления примесей в смазывающую жидкость (a), кг/ч, ее часовой расход (B), кг/ч, прокачка жидкости через фильтр системы очистки масла (Q), кг/ч и количество жидкости в устройстве (V), кг - постоянны;
- примеси, содержащиеся в расходуемой жидкости, удаляются вместе с ней полностью.

$$g_m = 0,01V \cdot y; \quad g_o = 0,01V \cdot y_0; \quad g_a = at; \\ g_z = 0,01Q \int_0^t \varphi y dt; \quad \varphi = \varphi_0 \left(1 - \frac{g_z}{G} \right); \quad g_y = 0,01B \int_0^t y dt, \quad (2.2)$$

где y_0, y - концентрация примесей в смазывающей жидкости (%), начальная и текущая, соответственно;

φ_0, φ - коэффициенты очистки смазывающей жидкости (начальная и текущая соответственно);

$Q\varphi_0, Q\varphi$ - интенсивность очистки жидкости (кг/ч), начальная и текущая, соответственно;

G - грязеемкость фильтра системы очистки, кг;

t - продолжительность процесса очистки жидкости, ч.

Продифференцировав, последовательно, по времени t уравнения (2.1) относительно φ и y , после преобразований, получим систему дифференциальных уравнений первого порядка, описывающие процессы очистки смазывающей жидкости

$$\frac{d\varphi}{dt} = - \frac{Q\varphi_0}{100G} \varphi y, \quad (2.3)$$

$$\frac{dy}{dt} = \frac{100a}{V} - \frac{Q\varphi + B}{V} y. \quad (2.4)$$

В систему уравнений (2.3 и 2.4) входят как конструктивные параметры (V, G и Q), так и эксплуатационные (φ_0, y_0, a и B). При решении системы уравнений (2.3 и 2.4) учитываем, что V - количество жидкости в коробке передач с системой очистки, B -утечка смазывающей жидкости в КП, которая равняется нулю, a - скорость поступления примесей в смазывающую жидкость, определяются экспериментально. Для решения системы дифференциальных уравнений правую часть уравнения напишем в следующем виде

$$\frac{dy}{dt} = \frac{dy}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt}. \quad (2.5)$$

Отсюда, подставив уравнения (2.3) и (2.4) в уравнение (2.5) и последовательно интегрировав его относительно y и φ , допуская, что начальные значения параметров входящих в уравнения (2.3) и (2.4) равняются нулю, получим квадратное уравнение в следующем виде

$$\frac{Q\varphi_0 V}{2} y^2 - 100G \left(\frac{Q\varphi}{2} + B \right) y + 100^2 aG = 0. \quad (2.6)$$

Решением уравнения (2.6) определяем зависимость текущей концентрации примесей в смазывающей жидкости от производительности насоса, начального и текущего коэффициентов очистки, грязеемкости фильтра, скорости поступления загрязнений и от количества масла КП.

$$y = \frac{100G \left(\frac{Q\varphi}{2} + B \right) - \sqrt{\left(100G \left(\frac{Q\varphi}{2} + B \right) \right)^2 - 2 \cdot 10^4 aGVQ\varphi_0}}{Q\varphi_0 V}. \quad (2.7)$$

Значения утечки масла КП пренебрежительно мало, поэтому как отмечалось выше принимаем $B=0$. С учетом этой формулы (2.7) будем иметь следующий вид

$$y = \frac{50GQ\varphi - \sqrt{(50GQ\varphi)^2 - 2 \cdot 10^4 aGVQ\varphi_0}}{Q\varphi_0 V}. \quad (2.8)$$

Учитывая, что значения V, G и φ_0 зависят от конструктивных параметров КП, фильтра и от сорта трансмиссионного масла, величину $\frac{G}{\varphi_0 V}$ обозначим α .

При этом формула (2.8) примет следующий вид

$$y = 50\alpha\varphi - \sqrt{(50\alpha\varphi)^2 - \frac{2 \cdot 10^4 a\alpha}{Q}} . \quad (2.9)$$

Анализ полученной формулы показывает, что текущая концентрация загрязненности масла зависит от скорости поступления примесей в жидкость, от производительности насоса системы очистки и от эффективности работы фильтра. Данная формула позволяет обосновать основные параметры насоса и фильтра с учетом скорости поступления загрязнений в масло.

Допустимая текущая концентрация загрязненности масла $[y]$ устанавливается согласно требованиям ГОСТ 23652-79. Трансмиссионное масло по техническому состоянию является пригодным для дальнейшего использования, если будет выполнено следующее условие

$$[y] \geq 50\alpha\varphi - \sqrt{(50\alpha\varphi)^2 - \frac{2 \cdot 10^4 a\alpha}{Q}} . \quad (2.10)$$

При выполнении условия описываемого формулой (2.10) значение текущей концентрации загрязнения масла будет находиться в пределах допустимого (ГОСТ 23652-79). Исходя из этого условия, нами обоснованы основные параметры элементов системы очистки масла трансмиссии трактора.

Формула (2.9), полученная решением уравнения материального баланса загрязнений с учетом основных параметров элементов системы очистки масла трансмиссии трактора является математической моделью материального баланса загрязнений, поступающих в смазку трансмиссии и удаляемых из нее, и она позволяет сформулировать условия обеспечения качественного состояния смазывающей жидкости в пределах требований ГОСТ 23652-79.

2.3 Обоснование типа, конструкции и основных параметров насоса системы очистки масла трансмиссии

Известно, что в системах очистки смазывающей жидкости различных двигателей, гидравлических систем и в том числе трансмиссий тракторов широко применяются шестеренчатые, роторные, центробежные, поршневые, плунжерные, диафрагменные, вибрационные насосы. Анализ конструкций вышеперечисленных насосов и изучение их вписываемости в конструкции КП трансмиссии универсально-пропашного трактора показывает, что для использования этих насосов требуются внесения значительных изменений в конструкцию КП: изготовления места для крепления насоса и деталей его привода во внутреннюю полость КП, установка маслозаборника и фильтра для очистки

смазывающей жидкости. Существующие насосы по своим конструктивным особенностям работают эффективно при нагнетании жидкостей с не высокой вязкостью и минимальным содержанием загрязнений. Вязкость трансмиссионных масел, применяемых в трансмиссиях универсально-пропашных тракторов значительно превышает вязкость масел, применяемых в других сельскохозяйственных техниках, и отличается высокой концентрацией загрязнений. Поэтому с учетом вязкости трансмиссионного масла и конструктивных особенностей КП нами выбран шнековый насос. Шнековые насосы имеют ряд преимуществ, основными из них являются [77]:

- простота конструкции и возможность установки в КП и допустимость привода шнека без дополнительной передачи;
- надежность: работоспособность, долговечность, ремонтпригодность, сохраняемость;
- простота пуска и автоматизации режима работы;
- стабильность к.п.д.;
- отсутствие необходимости в резервуарах большой емкости, возможность перекачки загрязненной жидкости;
- упрощенная схема и конструкция в системах смазки, которая исключает необходимость установки запорной и регулирующей аппаратуры;
- удобства эксплуатации, обслуживания и ремонта.

Описание конструкции системы очистки масла трансмиссии с шнековым насосом приведено в главе 2.1. В отсеке коробки передач расположен вал отбора мощности, на котором, установлена ведомая шестерня привода вала отбора мощности и шнековый насос. Шнек насоса размещен в его корпусе, который неподвижно закреплен к корпусу КП. В начале нижней части корпуса насоса в окно вставлен фильтр, нижний торец которого закреплен к люку со стаканом на дне корпуса коробки передач. Шнековый насос коробки передач, снабжен трубкой для подачи масла, один конец, которого соединен с окном для слива фильтрата, а второй конец прикреплен к корпусу коробки передач, при этом второй конец трубки соединен поперечной трубкой с наконечниками, расположенными между собой на определенном расстоянии под различными углами. Шнековый насос компактно вписывается в конструкцию КП и шнек закрепляется на поверхности гладкой части ВОМ. Насос приводится в действие включением ВОМ трактора. Шнековый насос работает эффективно при перекачке жидкости с вязкостью изменяющейся в большом диапазоне.

Шнековые насосы относятся к осевым насосам, в которых механическая энергия лопастей шнека передается непрерывно обтекающей их жидкости. При вращении шнека по обе стороны его лопастей создается разность давлений, следовательно, возникают силы, которые обуславливают непрерывное движение жидкости через шнековое колесо. При подведении внешней энергии увеличивается потенциальная и кинетическая энергия потока, проходящего через колесо, т.е. повышается напор жидкости. К основным негативным факторам, снижающим показатели шнекового насоса, относятся противотоки, закручивание и плохой забор масла при снижении ее текучести.

Эффективность работы системы очистки масла трансмиссии определяется величиной производительности насоса. При обосновании производительности насоса необходимо учитывать количество текущего загрязнения масла трансмиссии. Исходя из условия, описываемого формулой (2.10), нами были обоснованы основные параметры шнекового насоса системы очистки масла трансмиссии трактора. Формулу (2.10) запишем в следующем виде

$$Q \geq \frac{2 \cdot 10^4 aG}{100 \varphi G[y] - \varphi_0 V[y]^2} \cdot \quad (2.11)$$

Анализ формулы 2.16 показывает, что величина производительности насоса зависит от скорости поступления загрязнений, грязеемкости и текущего коэффициента очистки фильтра. Учитывая зависимость (2.11), для обоснования основных конструктивных параметров шнекового насоса нами разработана расчетная схема физической модели шнекового насоса (рис. 2.3).

По схеме, приведенной на рис.2.3, производительность шнекового насоса (пропускную способность) можно определить по следующей формуле

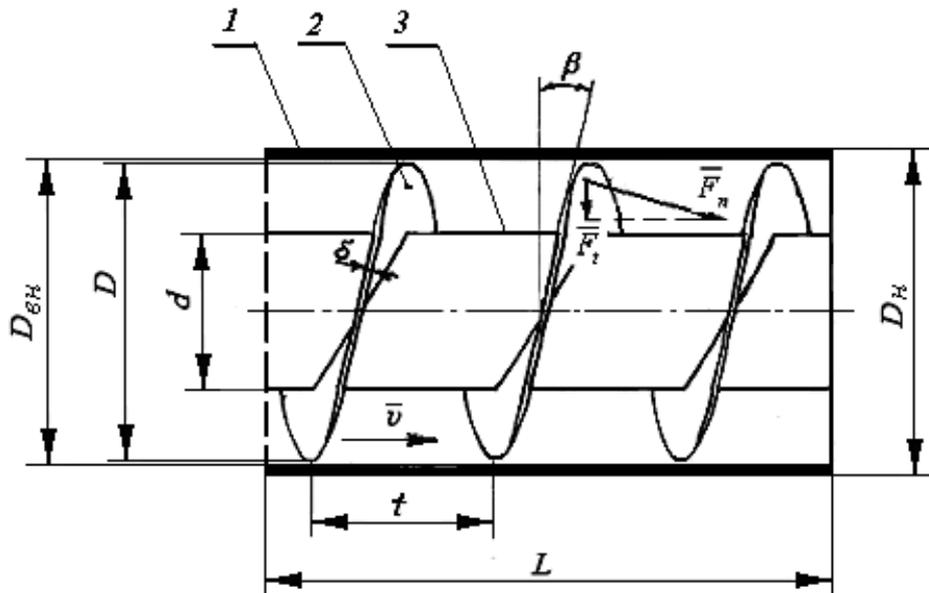
$$Q = \xi \cdot v \cdot S, \quad (2.12)$$

где S - поперечное сечение полости шнека, m^2 ;

v - осевая скорость потока, m/c ;

ξ - коэффициент, учитывающий потери масла за счет неплотностей шнекового насоса и степень заполнения полости насоса

$\xi = e^{-\frac{\Delta}{t \cdot k}}$, (Δ - величина радиального биения спирали шнека, m , не более $\Delta = 0,2$ mm ; t - шаг спирали шнека, m ; k - количество витков спирали шнека).



1-корпус насоса; 2- спираль шнека; 3- вал насоса

Рис.2.3. Физическая модель шнекового насоса

Осевая скорость потока определяется по формуле [101]

$$v = \frac{nt}{60}, \quad (2.13)$$

где n - число оборотов шнека, s^{-1} .

С другой стороны, осевая скорость потока также зависит от угла установки спирали шнека. Осевая скорость потока

$$v = utg\beta, \quad (2.14)$$

где u - окружная скорость вращения шнекового насоса, м/с;

β - угол установки спирали шнека, град.

Окружная скорость вращения шнекового насоса определяют по формуле

$$u = \frac{\pi n D}{60}, \quad (2.15)$$

где D - наружный диаметр шнека, м.

Шаг расположения (м) шнеков определяют совместным решением уравнений (2.13), (2.14), (2.15)

$$t = \pi D tg\beta. \quad (2.16)$$

Поперечное сечение полости шнека определяем по формуле

$$S = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} - S_c, \quad (2.17)$$

где d - внутренний диаметр шнека, м;

S_c - поперечное сечение спирали, m^2 .

Поперечное сечение спирали определяем по формуле

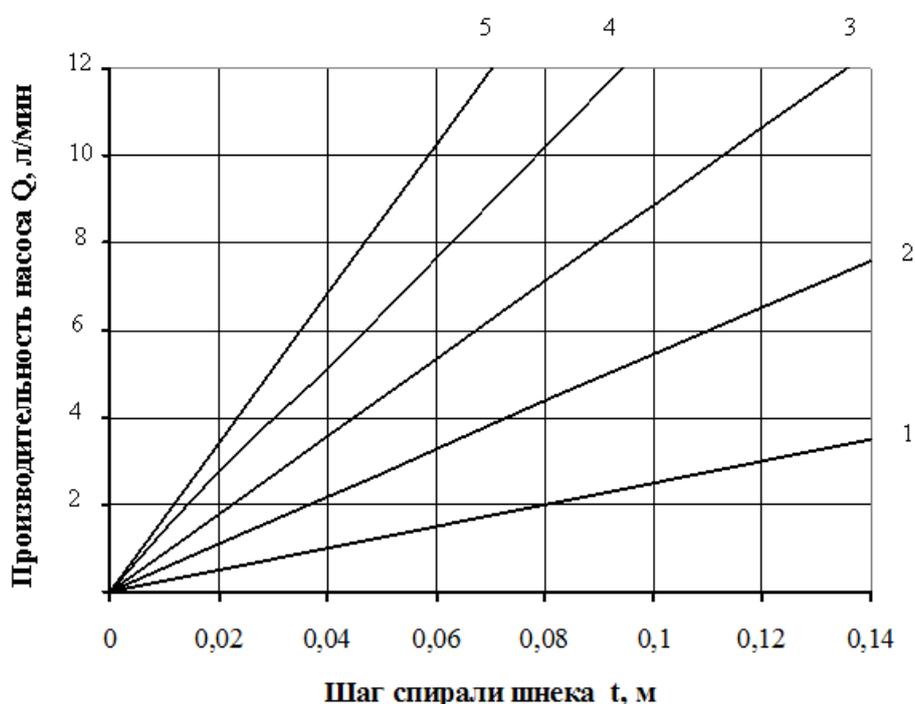
$$S_c = \frac{\delta(D-d)}{2 \sin \beta}, \quad (2.18)$$

где δ - толщина спирали шнека.

Из уравнений (2.12), (2.13) и (2.17) определяем производительность насоса в зависимости от его конструктивных параметров

$$Q = 15 \zeta n t [\pi(D^2 - d^2) - 4S_c]. \quad (2.19)$$

С учетом формулы (2.19) построен график зависимости производительности насоса от величины шага спирали шнека при различных значениях наружного диаметра шнека (рис 2.4).



1- D=0,06м; 2- D=0,07м; 3- D=0,08м; 4- D=0,09м; 5- D=0,10м

Рис. 2.4. График зависимости производительности насоса от шага спирали шнека

Из графика видно, что производительность насоса при изменении величины шага в три раза увеличивается вдвое, увеличение наружного диаметра шнека, примерно, в 1,5 раза приводит к пятикратному увеличению производительности насоса. С учетом конструктивных особенностей компоновки КП трактора, при необходимости варьирования величин производительности насоса в больших пределах, нами использовалась зависимость производительности от величины шага и диаметра спирали шнека.

Перепад давления в зависимости от конструктивных и режимных параметров шнекового насоса с активным фильтром определяется по условию

$$Q_{\phi} = Q \geq \frac{2 \cdot 10^4 aG}{100 \phi G[y] - \phi_0 V[y]^2}, \quad (2.20)$$

где Q_{ϕ} - пропускная способность фильтра, $м^3/с$.

Формула (2.20) и с учетом формулы (2.19) является условием проверки правильности конструктивно выбранного величины шага и внешнего диаметра шнека соответственно 0,045 м и 0,08 м.

С целью определения энергоемкости системы очистки масла трансмиссии в работе выведена формула для определения величины потребляемой мощности шнекового насоса. Известно, что мощность, потребляемая шнековым насосом определяется следующей формулой

$$N = T \cdot \omega, \quad (2.21)$$

где T - момент сопротивления вала шнекового насоса, Нм;

ω - угловая скорость вала шнекового насоса, $\omega = \frac{\pi n}{30} с^{-1}$.

Момент сопротивления вала шнекового насоса можно определить как произведение силы сопротивления вращению на величину радиуса спирали шнека

$$T = R_{\text{вращ.}} r, \quad (2.22)$$

где $R_{\text{вращ.}}$ - сила сопротивления, Н;

r - радиус спирали шнека, м.

Сила сопротивления вращения шнека в зависимости от угла наклона спирали шнека β определяется по формуле

$$R_{\text{вращ.}} = R_n \sin \beta, \quad (2.23)$$

где R_n - сила давления действующая на поверхность спирали шнека, Н.

Силу давления, действующую на поверхность спирали шнека, определяем как произведение разности давления на площадь поверхности спирали шнека

$$R_n = \Delta P S_{\text{ш}}, \quad (2.24)$$

где ΔP - разности давления на площадь поверхности спирали шнека, Па;

$S_{\text{ш}}$ - рабочая площадь спирали шнека, $м^2$.

Рабочая площадь спирали шнека в зависимости от угла наклона спирали шнека β определяется по формуле

$$S_{uu} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4\cos\beta}. \quad (2.25)$$

Радиус спирали шнека определяем по формуле

$$r = \int_{\frac{d}{2}}^{\frac{D}{2}} dr = \frac{D}{2} - \frac{d}{2} = \frac{D-d}{2}. \quad (2.26)$$

Исходя из уравнений (2.21-2.26) потребляемая мощность шнекового насоса в зависимости от режимных и конструктивных параметров элементов системы очистки масла определяется следующей формулой

$$N = \frac{\pi^2 n \cdot \Delta P \cdot (D-d)^2 (D+d) \cdot \operatorname{tg}\beta}{240}. \quad (2.27)$$

Величина потребляемой мощности насоса зависит от режимных параметров: числа оборотов шнека, перепада давления, создаваемого для фильтра, и от конструктивных параметров: наружного и внутреннего диаметра шнека, угла наклона спирали шнека.

Известно, что при работе шнекового насоса, на слой масла, перекачиваемое шнеком, действует группа сил. Под действием этих сил абразивные частицы могут прилипать на поверхность шнека, и это приведет к нарушению режима работы насоса. С учетом этого явления нами приведены теоретические исследования по обоснованию величины, угла наклона винтовой поверхности спирали шнека, обеспечивающей условия прохождения жидкости без прилипания. С этой целью разработана расчетная схема приведенная на рис. 2.6.

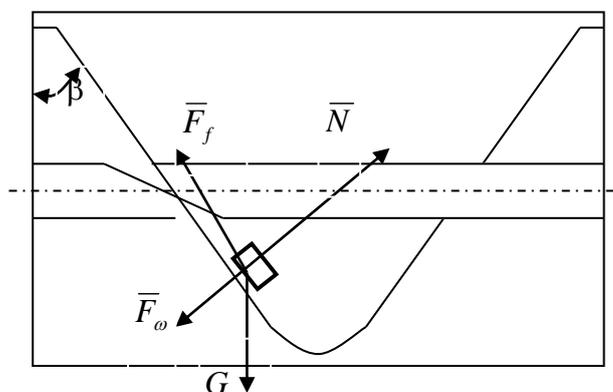


Рис.2.6. К расчету движения механической частицы по спирали шнека

Из схемы видно, что при движении механической абразивной частицы, с массой m , на нее действуют следующие силы: $G = mg$ - сила тяжести частицы, $N = G \sin \beta + F_{\omega} = mg \sin \beta + m\omega^2 R \sin \beta = m \sin \beta (g + \omega^2 R)$ - сила действующая на поверхность спирали по нормали, $F_{\omega} = m\omega^2 R \sin \beta$ - центробежная сила, $F_f = Nf = mf \sin \beta (g + \omega^2 R)$ сила сопротивления скольжению, где g - ускорение свободного падения, м/с²; ω - угловая скорость шнека, с⁻¹; R - радиус спирали шнека, м; β - угол наклона спирали шнека, град; f - коэффициент скольжения.

По схеме (см. рис. 2.6) условие прохождения жидкости без прилипания механических абразивных частиц на поверхность спирали шнека описывается следующей формулой [73]

$$F_f \leq G \cos \beta \quad \text{или} \quad mf \sin \beta (g + \omega^2 R) \leq mg \cos \beta, \quad (2.28)$$

отсюда
$$\operatorname{tg} \beta \leq \frac{g}{f(g + \omega^2 R)}.$$

С учетом выполнения условия формулы (2.28) и конструктивных параметров КП трактора установлено, что величина угла наклона спирали должна быть $\beta \leq 10^\circ$ при значениях радиуса шнека $R = 0,04$ м, угловой скорости $\omega = 56,5$ рад/с и коэффициента скольжения $f = 0,0001 \dots 0,0008$ [73].

Для теоретического анализа потребляемой мощности системы очистки масла КП по формуле (2.27) построен график зависимости потребляемой мощности насоса от величины перепада давления при различных значениях наружного диаметра шнека (рис 2.7).

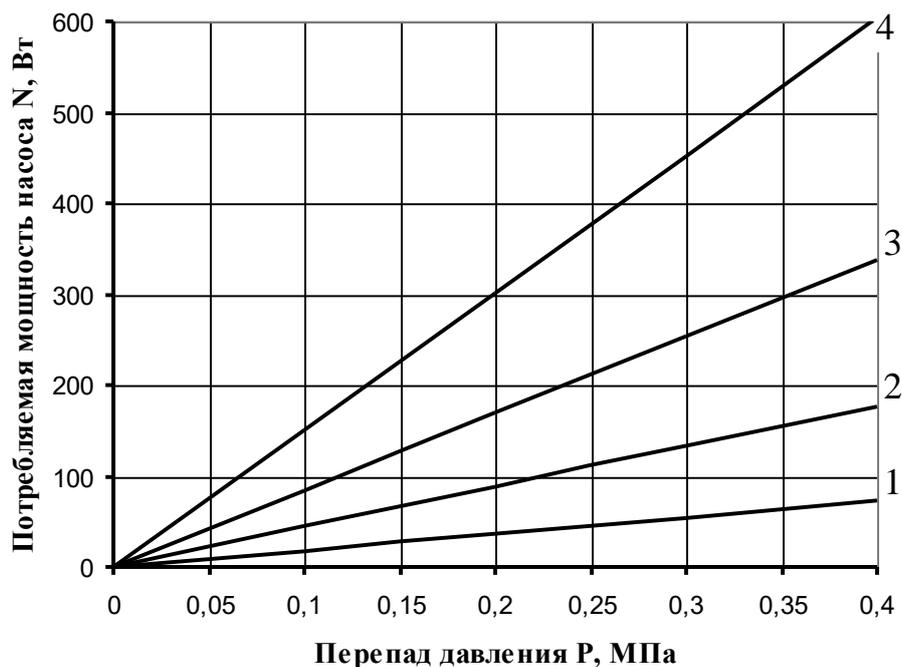
Из графика видно, что потребляемая мощность насоса при увеличении величины перепада давления в три раза, потребляемая мощность насоса увеличивается вдвое; увеличение наружного диаметра шнека примерно в 1,5 раза приводит к пятикратному увеличению потребляемой мощности насоса.

Расчетным путем, используя формулы (2.21-2.28) определены оптимальные величины основных конструктивных параметров шнекового насоса системы очистки масла трансмиссии трактора: внутренний и наружный диаметры шнека 0,05 и 0,08 м; шаг спирали шнека 0,45 м. При этих значениях угол наклона лопасти шнека β равен 10 градусам.

Для обоснования достоверности и проверки сходимости полученных теоретических результатов с экспериментальными результатами, проведены лабораторные и полевые экспериментальные исследования, результаты которых

приведены в главе 4. При определении величин основных конструктивных параметров деталей шнекового насоса учтены следующие условия:

- вписываемость шнекового насоса в размерную цепь КП;
- условия описываемой формулы (2.20);
- создание перепада давления достаточного для работы фильтра;
- прокачка смазывающей жидкости, загрязненной абразивными частицами при помощи шнекового насоса.



1- $D=0,07$ м; 2- $D=0,08$ м; 3- $D=0,09$ м; 4- $D=0,10$ м

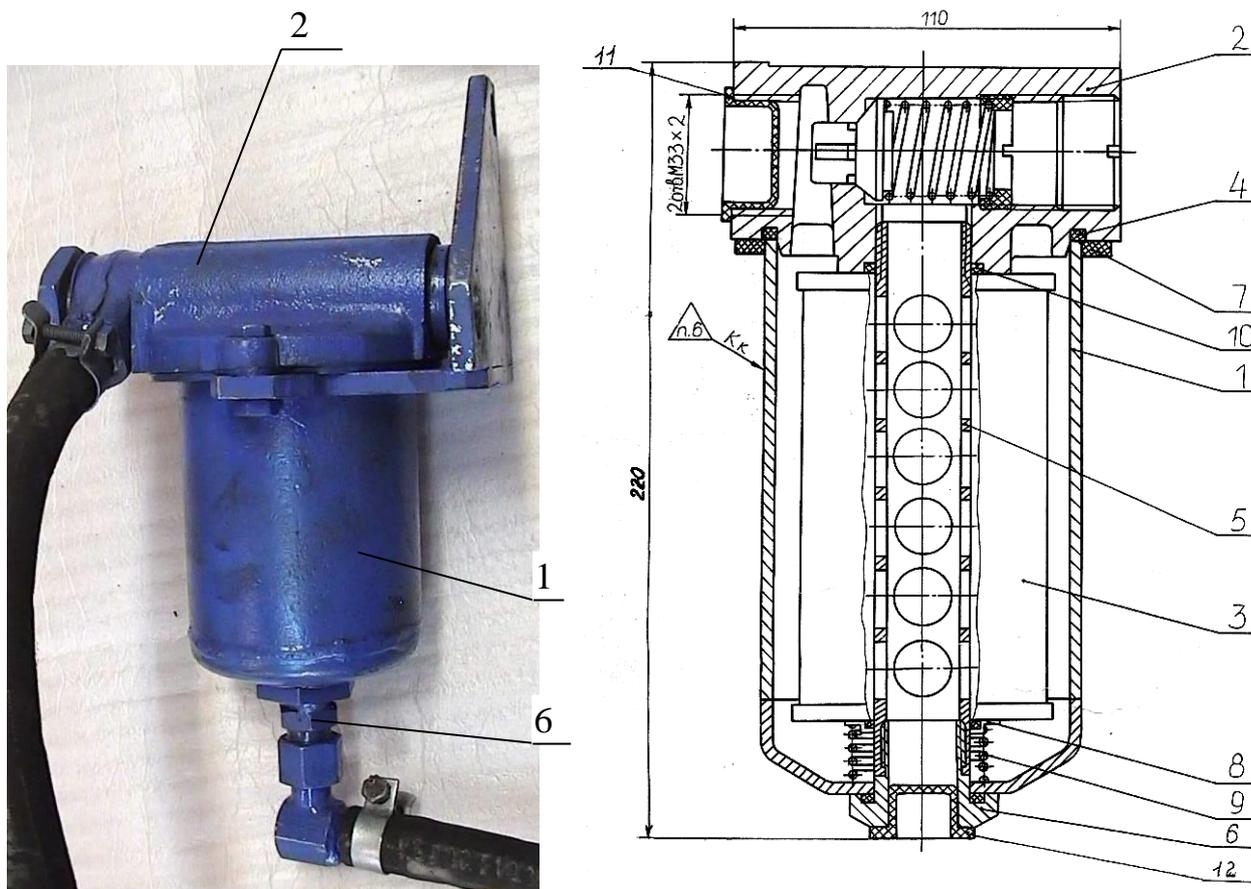
Рис. 2.7. График зависимости потребляемой мощности насоса от величины перепада давления

Таким образом, теоретические исследования по обоснованию типа, конструкции и основных параметров насоса системы очистки масла трансмиссии позволили выбрать тип насоса с учетом конструкции КП и физико-механических свойств смазывающих жидкостей, и установить величины основных конструктивных и режимных параметров шнекового насоса. Производительность шнекового насоса определена по выполнению условия формулы (2.20) и теоретически определены величины оптимальных конструктивных параметров его деталей: наружный и внутренний диаметры, угол наклона и шаг спирали шнека.

2.4 Обоснование типа, конструкции и основных параметров масляного фильтра системы очистки масла

Известно, что для очистки смазывающих жидкостей от механических примесей в различных системах очистки, применяются центробежные, сетчатые, хлопчатобумажные, мембранные, керамические и другие фильтрующие элементы одноразового и многоразового пользования. Выбор фильтрующих элементов обусловлен тем, что эффективность работы вышеперечисленных фильтрующих элементов тесно связана с физико-механическими свойствами очищаемой жидкости, фракционным составом механических частиц. Кроме того, при выборе типа фильтрующего элемента автором работы учтены конструктивные особенности компоновки КП и ее элементов. А также технико-экономические показатели фильтра.

Исходя из этих предпосылок, в разработанной системе очистки масла трансмиссии трактора использован бумажный фильтр. Выбранный бумажный фильтр состоит из следующих основных деталей: корпус с входным и выходным отверстиями, фильтрующий элемент, перепускной клапан (рис.2.8).



1-стакан; 2-корпус с перепускным клапаном; 3-фильтрующий элемент; 4-уплотнитель;
5-трубка; 6-винт; 7-уплотнитель; 8-кольцо; 9-пружина; 10-уплотнитель; 11, 12-крышка

Рис.2.8. Фильтр для очистки масла

Принцип работы фильтра таков: смазывающая жидкость нагнетаемый насосом под давлением проходит через бумажный фильтрующий элемент и подается на поверхность зубьев вращающихся шестерен, омывает их, стекает в нижнюю полость корпуса КП. В случае увеличения сопротивления фильтрующего элемента до определенной величины срабатывает перепускной клапан фильтра, и очистка смазывающей жидкости прекращается.

С целью обоснования основных параметров масляного фильтра системы очистки масла теоретически рассмотрен процесс его фильтрования с образованием осадки загрязняющих механических частиц. Известно, что эффективность работы фильтра определяются значением скорости фильтрования смазывающей жидкости. Скорость фильтрования смазывающей жидкости W определяется как производная величины объема фильтрата V по времени τ , отнесенная к площади поверхности фильтрования S_ϕ

$$W = \frac{dV}{S_\phi \cdot d\tau} \cdot \quad (2.29)$$

При фильтровании суспензии вследствие небольшого размера пор фильтровальной перегородки и малой скорости движения жидкой фазы осадка, фильтрование протекает в ламинарном течении. При этом в каждый момент времени скорость фильтрования прямо пропорциональна разности давлений ΔP и обратно пропорциональна динамической вязкости смазывающей жидкости, суммарному гидравлическому сопротивлению слоя осадка загрязнений R_{oc} и сопротивлению фильтровальной перегородки $R_{\phi n}$

$$W = \frac{\Delta P}{\mu(R_{oc} + R_{\phi n})} \cdot \quad (2.30)$$

Приравнявая (2.29) и (2.30), получено дифференциальное уравнение фильтрования

$$\frac{dV}{S_\phi \cdot d\tau} = \frac{\Delta P}{\mu(R_{oc} + R_{\phi n})} \cdot \quad (2.31)$$

Для приведения уравнения (2.31) к виду, удобному для интегрирования, необходимо выразить величины сопротивлений R_{oc} и $R_{\phi n}$ в виде функций от объема фильтрата. В процессе фильтрования может происходить некоторое увеличение сопротивления $R_{\phi n}$ из-за проникновения в поры перегородки твердых частиц. Однако величина этого увеличения незначительна, так как толщина слоя осадка изменяется от нуля, в начале фильтрования, до максимального зна-

чения в конце его работы. Пренебрегая влиянием гравитационного осаждения (под действием сил тяжести) на образование осадка загрязнений, можно считать, что объем осадка V_{oc} прямо пропорционален объему фильтрата V

$$V_{oc} = x_o \cdot V, \quad (2.32)$$

где x_o - коэффициент пропорциональности, зависит от концентрации частиц в твердой фазе и структуры осадка загрязнений, определяется экспериментальным путем, как объем осадка загрязнений после очистки 1 м³ фильтрата.

Объем осадка V_{oc} определяется как произведение $h_{oc} \cdot S_\phi$ (где h_{oc} - толщина слоя осадка). Отсюда, с учетом формулы (2.32) получим

$$h_{oc} = \frac{x_o \cdot V}{S_\phi}. \quad (2.33)$$

Сопротивление слоя осадки загрязнений R_{oc} определяется по формуле

$$R_{oc} = r_o \cdot h_{oc}, \quad (2.34)$$

где r_o - удельное объемное сопротивление слоя осадки загрязнений, м⁻².

С учетом формул (2.33) и (2.34) сопротивление слоя осадки загрязнений можно определить следующей формулой

$$R_{oc} = \frac{r_o \cdot x_o \cdot V}{S_\phi}. \quad (2.35)$$

Формулу (2.31), с учетом (2.35) запишем в следующем виде

$$\frac{dV}{S_\phi \cdot d\tau} = \frac{\Delta P}{\mu(r_o x_o V / S_\phi + R_{\phi,n})}. \quad (2.36)$$

Полученное дифференциальное уравнение позволило выразить величину R_{oc} в виде функции объема фильтрата V . Решая это дифференциальное уравнение, можно получить уравнение фильтрования для различных частных случаев. Поскольку большинство фильтров работают при постоянной разности давлений, а процесс промывки можно рассматривать как фильтрование при постоянной разности давлений и скорости, ограничимся рассмотрением эти двух вариантов.

Для решения, уравнение (2.36) напишем в следующем виде

$$\mu \left(\frac{r_0 x_0 V}{S_\phi} + R_{\phi.n} \right) dV = \Delta P S_\phi d\tau. \quad (2.37)$$

Интегрируя левую часть уравнения (2.37) в пределах значений объема фильтрата от 0 до V , а правую часть и по времени работы фильтрующего элемента от 0 до τ , получим

$$\frac{\mu r_0 x_0}{S_\phi} \cdot \frac{V^2}{2} + \mu R_{\phi.n} V = \Delta P S_\phi \tau. \quad (2.38)$$

Разделив правую и левую части формулы (2.38) на $\frac{\mu \cdot r_0 x_0}{2S_\phi}$ получим

$$V^2 + \frac{2R_{\phi.n} S_\phi V}{r_0 x_0} = \frac{2\Delta P S_\phi^2 \tau}{\mu \cdot r_0 x_0}. \quad (2.39)$$

Уравнение (2.39) является математической моделью процесса фильтрования смазывающей жидкости при постоянной величине разности давлений до и после фильтра.

Практически величина сопротивления фильтровальной перегородки пренебрежимо мала по сравнению с величиной сопротивления осадка загрязнений. С учетом этого формула (2.39) принимает следующий вид

$$V^2 = \frac{2\Delta P S_\phi^2 \tau}{\mu \cdot r_0 x_0}, \quad \text{отсюда} \quad V = \sqrt{\frac{2\Delta P S_\phi^2 \tau}{\mu \cdot r_0 x_0}}. \quad (2.40)$$

Пользуясь формулой (2.40) определяется время фильтрации (продолжительность работы фильтра) по формуле

$$\tau = \frac{\mu \cdot r_0 x_0 V^2}{2\Delta P S_\phi^2}. \quad (2.41)$$

Формулы (2.40) и (2.41) применимы как к несжимаемым осадкам, так и к сжимаемым, поскольку при $\Delta P = const$ значения r_0 и x_0 в процессе фильтрования остаются постоянными. Из формулы (2.40) видно, что скорость фильтрования зависит от величины перепада давления, площади поверхности фильтрования, динамической вязкости и продолжительности работы фильтрующего элемента.

Работоспособность системы очистки масла трансмиссии тесно связана с пропускной способностью фильтрующего элемента. Поэтому нами проведены теоретические исследования зависимости величины пропускной способности фильтра от режимных, технологических параметров системы очистки и от фи-

зико-механических свойств смазывающей жидкости. С этой целью разработана математическая модель пропускной способности фильтра, с учетом процесса фильтрации смазывающей жидкости. Пропускная способность фильтра определяются по следующей формуле [24]

$$Q_{\phi} = W \cdot S_{\phi} . \quad (2.42)$$

Формула (2.42) с учетом формул (2.30), (2.5) можно записать в следующем виде [24]

$$Q_{\phi} = \frac{\Delta P \cdot S_{\phi}}{\mu \cdot (r_0 h_0 + R_{\phi})} . \quad (2.43)$$

Полученная формула (2.43) является математической моделью пропускной способности фильтрующего элемента и позволяет определить зависимость производительности фильтра системы очистки масла трансмиссии трактора от механических абразивных примесей. Анализ формулы показывает, что пропускная способность фильтра Q_{ϕ} , скорость фильтрации W и перепад давления ΔP в фильтрующем элементе изменяются в зависимости от величины толщины слоя осадка h_0 , динамической вязкости масла μ и размера площади поверхности пористой перегородки фильтра S_{ϕ} .

Используя математическую модель пропускной способности фильтра, определяем основные конструктивные параметры фильтрующего элемента. Для этого напишем уравнение (2.43) в следующем виде

$$Q_{\phi} = \frac{\Delta P S_{\phi}}{\mu (r_0 h_0 + R_{\phi})} \leq [Q_{\phi}] . \quad (2.44)$$

Определяем величину рабочей площади фильтра и скорость фильтрации, удовлетворяющие условия (2.44). Для этого разработана конструктивная схема фильтрующего элемента (рис.2.9).

С учетом конструктивных параметров, рабочую площадь фильтрующего элемента определяем по формуле [24]

$$S_{\phi} = \frac{2\pi H_{\phi} (D_{\phi} d_{\phi} - d_{\phi}^2)}{h} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,016 \cdot (0,08 \cdot 0,02 - 0,02^2)}{0,006} = 0,2 \text{ м}^2, \quad (2.45)$$

где H_{ϕ} - высота фильтрующего элемента;

D_{ϕ} и d_{ϕ} - наружный и внутренний диаметры фильтрующего элемента;

h - расстояние между гофрами, $h = 6\Delta$;

Δ -толщина фильтрующего материала.

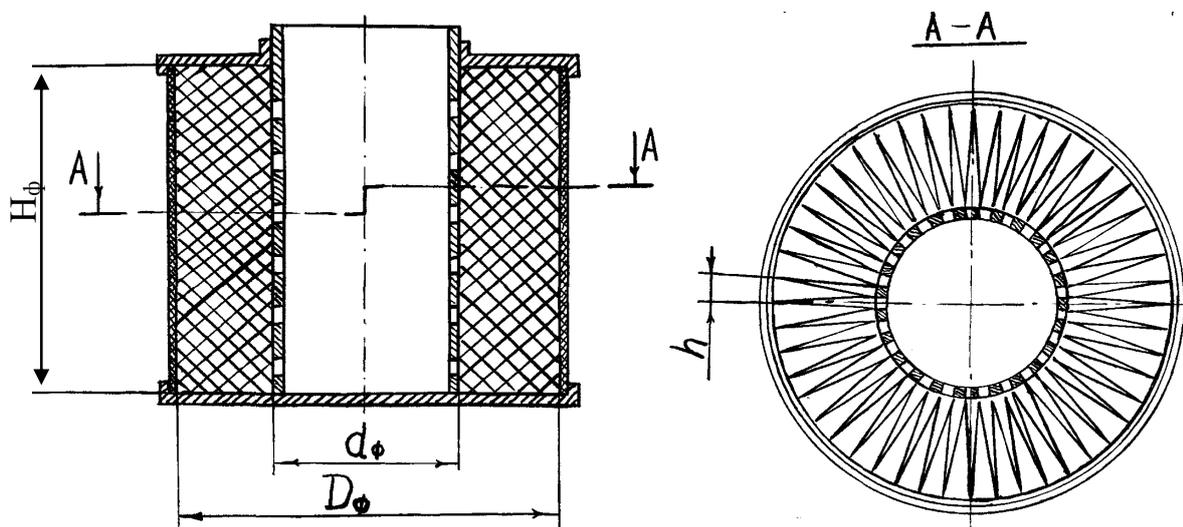


Рис.2.9. Конструктивная схема гофрированного-бумажного фильтрующего элемента

По формуле (2.43) определяем предельно допустимую величину производительности фильтрующего элемента

$$[Q_\phi] = [W] \cdot S_\phi = 0,0005 \cdot 0,2 = 0,0001 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 6 \frac{\text{л}}{\text{мин}}, \quad (2.46)$$

где $[W]$ - допустимая скорость фильтрации, м/с, ($[W]=0,05$ см/с для гофрированного - бумажного фильтрующего элемента [24]).

Графики зависимости пропускной способности фильтра от величины толщины слоя осадки, динамической вязкости масла при площади фильтрации $S_\phi=0,2$ м², полученные по формуле (2.44) приведены на рис.2.10.

Диапазон числовых величин динамической вязкости принят с учетом условия формулы (2.44), изменения температуры смазывающей жидкости трансмиссии в различных эксплуатационных режимах. Диапазон размера площади поверхности фильтрующего элемента определен с учетом конструктивных размеров КП трактора.

Анализ графиков показывает (рис.2.10), что уменьшение величины динамической вязкости масла приводит к увеличению пропускной способности фильтра. С ростом толщины слоя осадка загрязнений пропускная способность фильтра уменьшается, при увеличении величины толщины слоя в два раза пропускная способность фильтра уменьшается в три раза. Увеличение размера площади фильтрации также приводит к увеличению пропускной способности фильтра.

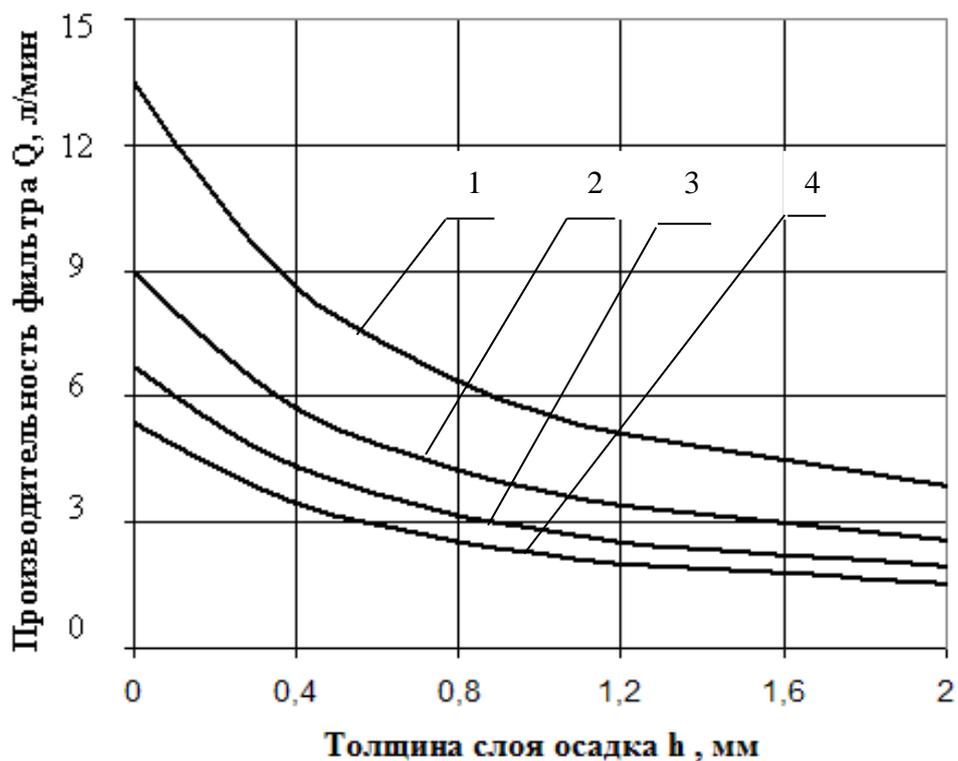


Рис. 2.10. График зависимости пропускной способности фильтра от толщины слоя осадка

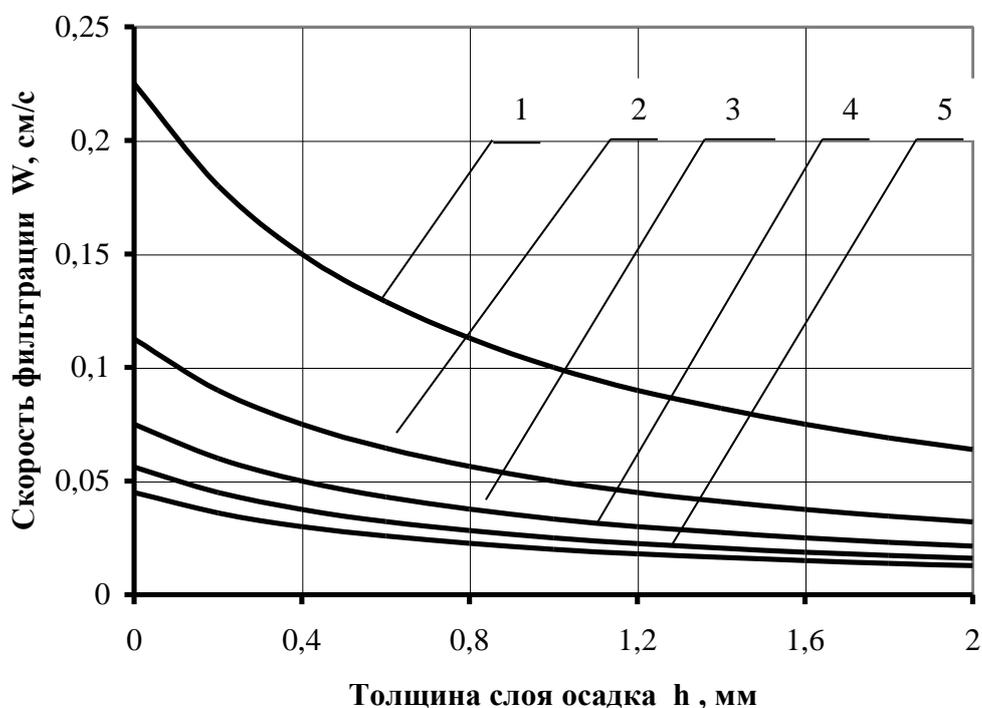


Рис. 2.11. График зависимости скорости фильтрации от толщины слоя осадка

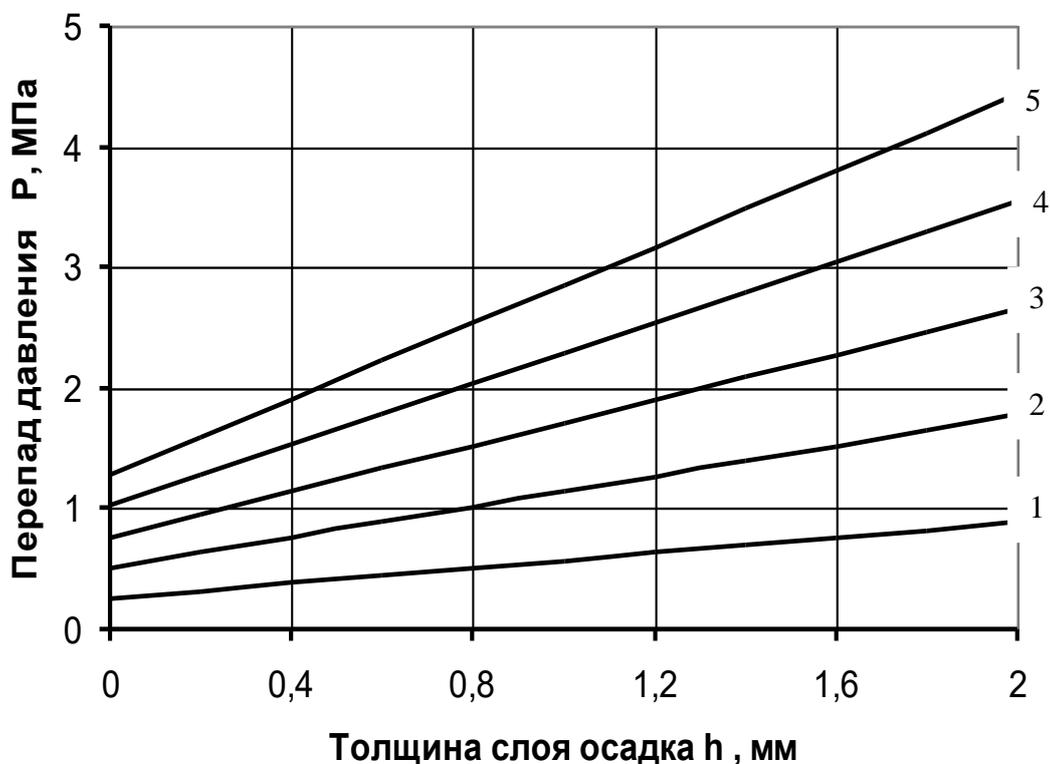
Теоретические исследования зависимости скорости фильтрации от величины толщины слоя осадки загрязнений показывают (рис.2.11), что увеличение величины толщины слоя осадка загрязнений приводит к снижению скорости фильтрации, росту динамической вязкости, а также уменьшает значение скорости фильтрации.

Эффективность работы системы очистки масла трансмиссии тесно связана с характером изменения перепада давления нагнетаемой жидкости через фильтрующий элемент. Поэтому в работе теоретически проанализирована зависимость перепада давления до и после фильтра от основных конструктивных и режимных параметров насоса и фильтра.

Перепад давления создаваемый шнековым насосом системы очистки масла определяют с учетом формулы (2.11) и (2.21)-(2.44)

$$\Delta P = \frac{\xi \cdot \mu \cdot n \cdot t \cdot (r_0 h_0 + R_\phi) \cdot [\pi(D^2 - d^2) - 4S_c]}{240 \cdot S_\phi} \quad (2.47)$$

С помощью полученной формулы (2.47) можно определить основные режимные и конструктивные параметры фильтра и шнекового насоса системы очистки масла КП.



1- $\mu = 10$, 2- $\mu = 20$, 3- $\mu = 30$, 4- $\mu = 40$, 5- $\mu = 50 \cdot 10^{-3} \text{ Нс/м}^2$

Рис. 2.12. График зависимости перепада давления насоса от толщины слоя осадка

Толщина слоя осадка загрязнений на поверхности фильтра влияет на величину перепада давлений до фильтра и после фильтра. Зависимость перепада давлений от толщины слоя загрязнений приведена на рис.2.12.

Результаты теоретических исследований, приведенные выше, убедительно подтверждают, что пропускная способность, скорость фильтрации, перепад давления зависят от толщины слоя загрязнений смазывающей жидкости. Интенсивность роста толщины слоя осадка загрязнений на поверхности фильтра, при определенных значениях конструктивных и режимных параметрах системы очистки масла, тесно связана со скоростью поступления загрязнений. Скорость поступления загрязнений, в свою очередь, зависит от условия эксплуатации, наработки трактора, от качества масла, от материалов деталей КП и технологии обработки последних (глава 2.2). Полученные математические модели позволяют обосновать основные параметры системы очистки и фильтра. Обоснование конструктивных параметров фильтрующих элементов производится поэтапно. Методика обоснования основных конструктивных параметров фильтрующих элементов включает следующие этапы:

- задается величина допустимого значения загрязнения масла $[Y]$, соответствующая определенному классу промышленной чистоты и обеспечивающая гарантированные ресурсы;
- устанавливается срок службы фильтра;
- выбирается фильтрующий элемент с площадью поверхности пористой перегородки S_{ϕ} ;
- на безнасосной системе очистки проводится модельный эксперимент по фильтрации загрязненного масла через образец пористой перегородки фильтрующего элемента;
- определяется пропускная способность Q_{ϕ} и коэффициент φ ;
- по формуле (2.9) рассчитывается загрязненность масла Y , при использовании данного вида фильтра;
- проверяется условие $Y \leq [Y]$, если оно не выполнено, то корректируется продолжительность работы масла, величина площади фильтрующей поверхности; проводится повторный расчет Q_{ϕ} и Y с целью получения загрязненности масла в системе не более $[Y]$;

- значения конструктивных параметров фильтрующего элемента Q , S_{ϕ} , при которых выполняется условие $y \leq [y]$ будут считаться рациональными при данной скорости поступления загрязнений (a) в масло.

Выводы по второй главе

1. Разработана структурная схема системы очистки масла трансмиссии, выбраны ее основные элементы с учетом компоновки КП, новизна которой подтверждена патентом РУз.
2. Полученное уравнение материального баланса загрязнений с учетом основных параметров элементов системы очистки масла трансмиссии трактора, позволяет сформулировать условия обеспечения качественного состояния смазывающей жидкости в пределах требований ГОСТ 23653-79.
3. Теоретически обоснованы тип, конструкция и основные параметры насоса системы очистки масла трансмиссии с учетом конструкции КП и физико-механических свойств смазывающих жидкостей; определены величины основных конструктивных и режимных параметров шнекового насоса и его деталей: наружный и внутренний диаметры, угол наклона и шаг спирали шнека.
4. Теоретически обоснованы зависимость пропускной способности фильтра, скорости фильтрации, перепада давления, площади фильтра от величины толщины слоя загрязнений смазывающей жидкости. При этом установлено, что интенсивность роста величины толщины слоя осадка загрязнений на поверхности фильтра тесно связана со скоростью поступления загрязнений.

3. ПРОГРАММА И МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ ОЧИСТКИ МАСЛА ТРАНСМИССИИ

3.1. Программа экспериментальных исследований

Программой экспериментальных исследований предусмотрены проведения лабораторных и полевых исследований. Лабораторные исследования посвящены установлению и обоснованию значений рациональных режимных и конструктивных параметров основных элементов экспериментального образца системы очистки масла трансмиссии. Полевые исследования посвящены изучению достоверности полученных математических моделей, позволяющих установить, и обосновать рациональные значения режимных и конструктивных параметров системы очистки масла трансмиссии в реальных условиях эксплуатации трактора.

3.1.1. Программа лабораторных исследований

Программой лабораторных исследований предусмотрены выполнения следующих работ:

- разработка структуры системы очистки масла трансмиссии;
- изготовление и сборка экспериментальной установки;
- проверка работоспособности экспериментальной установки;
- исследование основных параметров шнекового насоса и шнека с разным числом витков спирали;
- исследование основных параметров фильтра;
- проведение многофакторного эксперимента;
- спектральный анализ проб масла.

3.1.2. Программа полевых исследований

Программа полевых исследований включает следующие работы:

- наблюдение и сбор данных об отказах деталей трансмиссии тракторов;
- сбор проб масла трансмиссии тракторов;
- исследование загрязнений смазочного масла КП универсально-пропашных тракторов в условиях эксплуатации;
- определение износа зубьев шестерен КП;

- оценка эффективности работы предложенной системы очистки масла трансмиссии трактора в хозяйственных условиях в зависимости от наработки, конструкции фильтрующего элемента.

3.2. Объекты исследования

Объектами исследования являются физико-механические свойства трансмиссионного масла, причины отказов деталей трансмиссии, основные параметры элементов системы очистки масла трансмиссии, эффективность работы шнекового насоса и фильтра, изменение показателей качества масла трансмиссии при ее очистке с экспериментальным образцом системы очистки. Исследования проведены на лабораторной установке и в полевых условиях на тракторах с определенной величиной наработки при выполнении различных полевых работ.

3.3. Аппаратура, оборудования и установки экспериментальных исследований

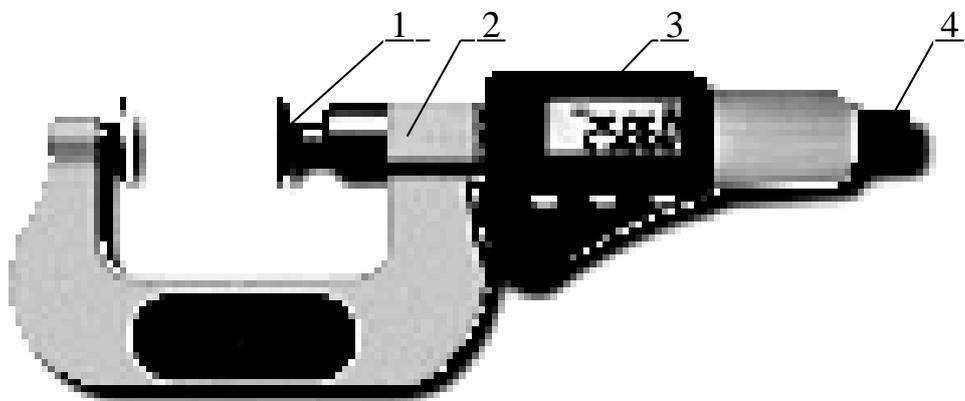
Содержание массовой доли механических примесей и воды в масле трансмиссии определялось прибором ФС-112 (ГОСТ 12337-84). Диапазон измерений массовой доли механических примесей от 0,0001 до 0,6 %, процентное содержание воды от 0,05 до 1,25%.

Для определения элементного состава загрязнений масла использовали спектрофотометрический прибор МФС-17 (ГОСТ 28028-89). Диапазоны измерения химических элементов: As, Cu, Ni, Rb, Zn от 0,002 до 5,0%, Co, Pb от 0,005 до 5,0%, Fe, Cr, Mn от 0,01 до 5,0%, Ti, V от 0,02 до 5,0 %.

Динамическая вязкость масла трансмиссии определялась прибором «Вискозиметр автоматический, капиллярный АКВ-2» в соответствии с ГОСТ 7163-84. Диапазон измерений динамической вязкости от 0,1 до 6000 Па*с. Погрешность $\pm 10\%$.

Определение износа зубьев шестерен серийной КП и КП с системой очистки трактора проведено измерением величины износа рабочей поверхности зубьев шестерен №5, №7, №11, с числом зубьев 30, 24, 31 III-VI ступени коробки передач через каждые 125 мото-часов работы трактора в полевых условиях. Измерения проведены в месяцах апрель-ноябрь 2007-2008 г.г. в фермерском хозяйстве «TANGEN DOKTOR» Ташкентской области. Замеры выполнены с помощью индикаторного микрометрического зубомера DIN 868-TI (рис.3.6.), с

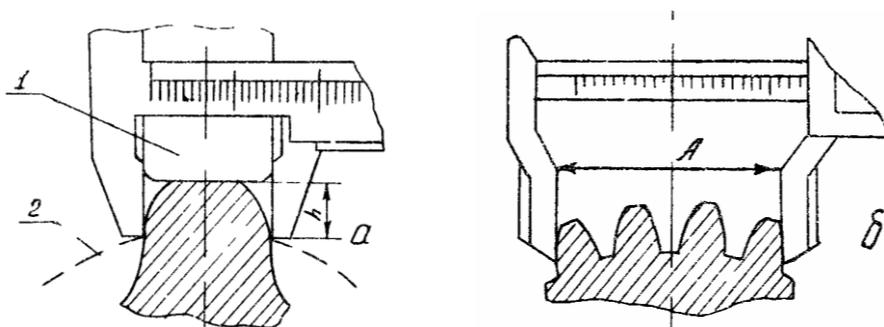
диапазоном измерений 0-30 мм, погрешностью 0,002 мм. Геометрические размеры рабочей поверхностей зубьев шестерен определены пятикратной повторностью.



1-мерительные губы; 2-основной стержень; 3-индикатор; 4-трещотка

Рис.3.6. Индикаторный микрометрический зубомер DIN 868-TI

Износ толщины зубьев шестерен определен по делительной окружности зубчатых колес (рис.3.7). Для измерения толщины зубьев необходимо охватить зуб мерительными губами индикаторного микрометрического зубомера, при этом губы зубомера должны соприкасаться с боковыми рабочими поверхностями зубьев. Показания снимаются с индикатора микрометрического зубомера.



а) определение толщины зубьев: 1-высотная линейка, 2-делительная окружность; б) определения шага: А-шаговый размер

Рис.3.7. Схема определения износа зубьев зубчатых колес

При определении механических примесей и загрязнений трансмиссионного масла были использованы колбы широкогорлые конические по ГОСТ 25336-82, вместимостью 500 см³ или банки полиэтиленовые такой же вместимости. Цилиндры по ГОСТ 1770-74, вместимостью 100 или 250 см³, воронки стеклянные №4 по ГОСТ 25336-82. Палочки стеклянные диаметром 3-5 мм,

длиной 150-200 мм, с оплавленным концом. Сито из сетки 01 по ГОСТ 6613-86. Бензин марки АИ-91 по ГОСТ 2084-77 (не этилированный).

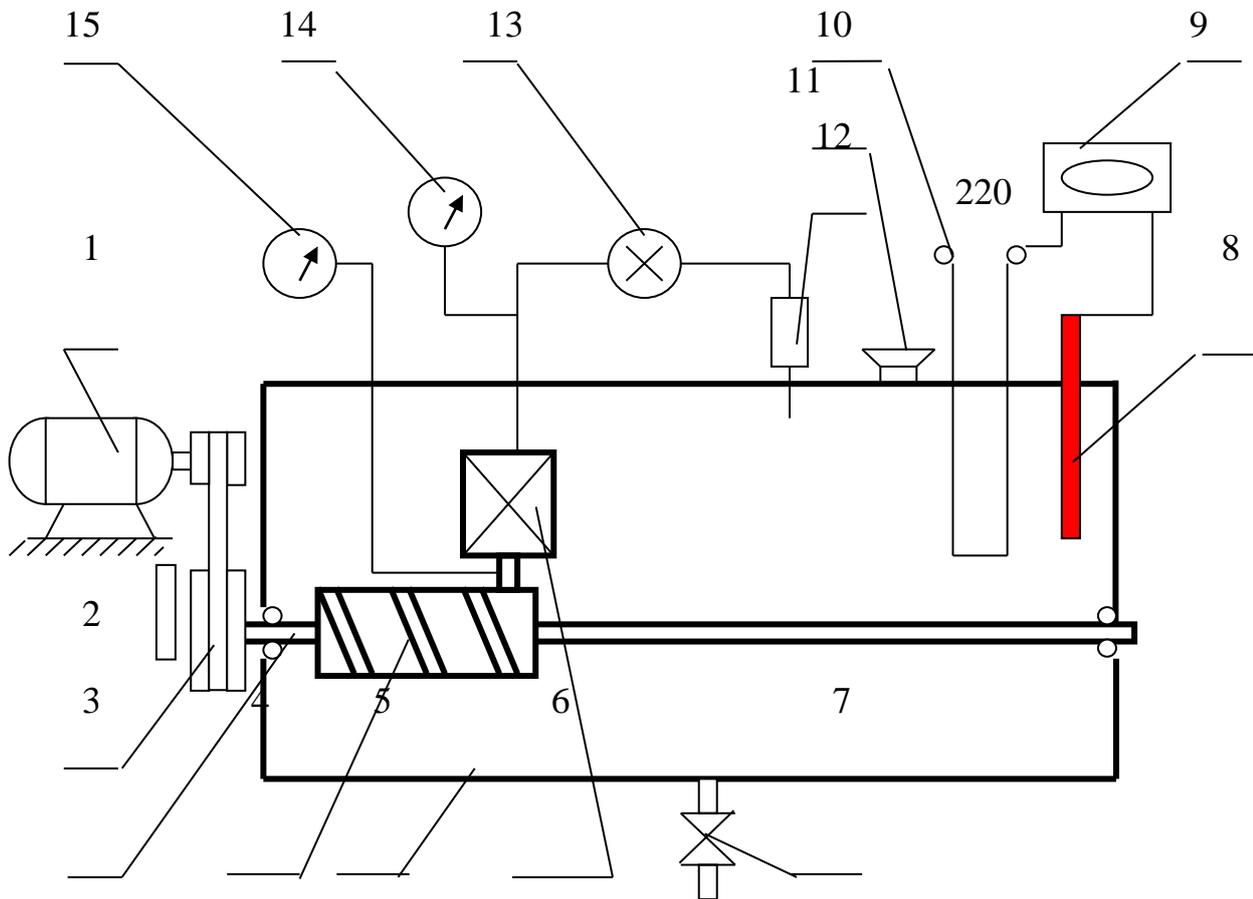
Температура масла в лабораторной установке определялась термометром марки ТИН-1 с диапазоном измерения от -7 до 110°C , точность измерения $0,5^{\circ}\text{C}$.

Давление масла создаваемой шнековым насосом системы очистки измерялось манометром марки МТП-1М, диапазон измерения которого составляет $0-10$ кгс/см², точность измерений 1-2%. Температура масла поддерживалась терморегулятором марки МПРТ-21 с диапазоном регулирования температуры -25°C - $+120^{\circ}\text{C}$.

Производительность шнекового насоса установленного на экспериментальный образец системы очистки масла трансмиссии определялась расходомером марки РПИ-20, с пределом измерений $0-16,5$ л/мин.

Достоверность результатов теоретических исследований по разработке и обоснованию основных параметров элементов системы очистки масла трансмиссии определена на лабораторной установке, разработанной и изготовленной автором работы. На этой установке также определены основные параметры различных вариантов шнекового насоса и конструкции фильтра при их совместной работе. Принципиальная схема экспериментальной установки приведена на рис.3.1. Она состоит из следующих основных элементов и деталей: асинхронный электродвигатель, ременная передача, вал отбора мощности (ВОМ) с шнековым насосом, корпус-резервуар, фильтр, сливной кран, термометр, терморегулятор, нагреватель, заливная горловина, регулировочный клапан, расходомер, манометры.

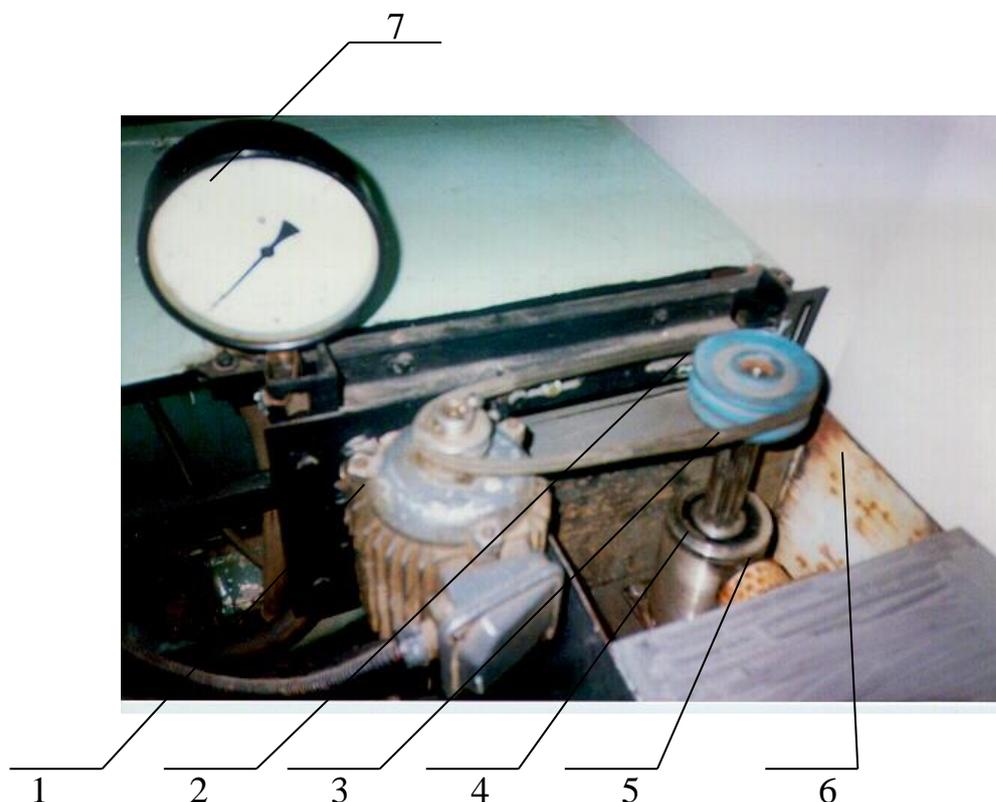
Принцип действия экспериментальной лабораторной установки заключается в следующем: в картер корпус-резервуара 5 заливается трансмиссионное масло, где оно нагревается до необходимой температуры, которая поддерживается с помощью терморегулятора 9. Электродвигатель привода насоса 1 имеет число оборотов 975 об/мин. С помощью переменных шкивов ременной передачи 2 можно изменить обороты вала шнекового насоса 4 на два режима, с которыми работает ВОМ трактора, т.е. на 1000 и 540 об/мин, так как ВОМ трактора работает в этих режимах.



1- электродвигатель; 2- ременная передача; 3- вал отбора мощности (ВОМ);
 4- шнековый насос; 5- корпус; 6- фильтр; 7- сливной кран; 8- термометр;
 9- терморегулятор; 10- нагреватель; 11- заливная горловина; 12- регулировочный
 клапан; 13- расходомер; 14- манометр; 15- манометр

**Рис.3.1. Схема экспериментальной установки для исследования
 процесса очистки трансмиссионного масла**

При вращении ВОМ 3 шнековый насос 4 засасывает масло из картера 5 и подает в фильтр 6. Очищенное через фильтр масло проходит через расходомер 13, который регистрирует расход масла. Давление до и после фильтра контролируется с помощью манометров 14 и 15, а его изменение регулируется клапаном 12. Элементы экспериментальной установки также приведены на рис. 3.2 и 3.3.



1- электродвигатель; 2- ременная передача; 3- вал отбора мощности (ВОМ);
4- шнековый насос; 5- фильтр; 6-резервуар для масла; 7- манометр

Рис.3.2. Общий вид экспериментальной установки:



1- вал отбора мощности, 2-шнек

Рис.3.3. Вал отбора мощности со шнеком

На этой установке проводились исследования характеристик совместной работы шнекового насоса с активным фильтром во взаимосвязи с основными их параметрами: внутренним и наружным диаметрами шнекового насоса, числа витков и шага шнека и температуры масла.

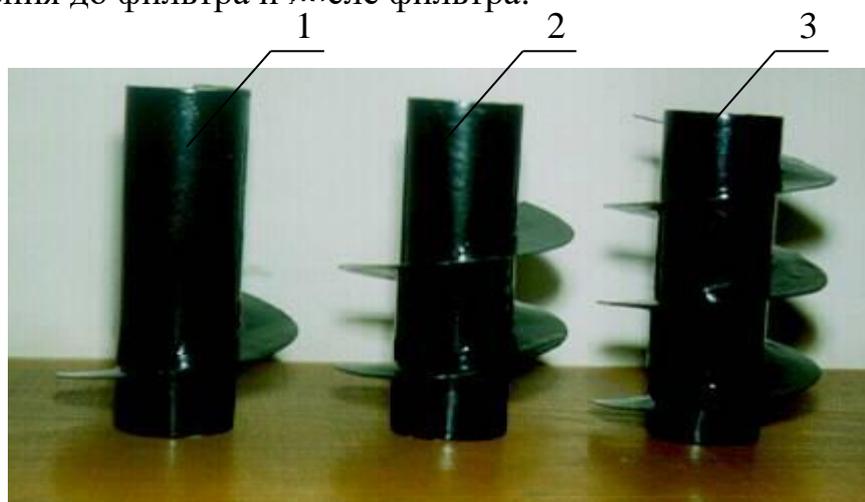
3.4. Методика экспериментальных исследований

3.4.1. Методика определения загрязнения масла трансмиссии

Определение массового содержания механических примесей в трансмиссионном масле проведено согласно ГОСТ 26378.2-89. Для подготовки пробы масла, она перемешивалась встряхиванием в течение 5 мин в бутылке, заполненной не более чем $\frac{3}{4}$ ее объема. 100 см³ перемешанной пробы налита цилиндром в коническую колбу и в нее добавлялся бензин АИ-91 тем же цилиндром 300 см³. Полученная смесь тщательно перемешивалась путем встряхивания. В другую коническую колбу вставлялась воронка с вложенным в нее ситом из сетки. Приготовленный бензиновый раствор трансмиссионного масла фильтровался через сито. Массовая доля задержанных на сите загрязнений определялась по ГОСТ 26378.2-89.

3.4.2. Методика исследования по обоснованию основных параметров насоса и фильтра системы очистки

Для исследования влияния наружного диаметра, число витков шнека на пропускную способность насоса и перепада давления до фильтра и после фильтра изготовлены три варианта шнека с диаметрами 0,06; 0,08; 0,10 м, и с числом витков 1,2,3 с шагом 0,02; 0,04; 0,08 (рис.3.5). Лабораторные исследования проводились на экспериментальной установке, заправленной трансмиссионным маслом марки ТАП-15В при различных температурных режимах работы с величиной температуры масла от 20⁰ до 100⁰С. После очистки каждой порции масла (36 литров) определялись расход смазывающей жидкости и величина перепада давления до фильтра и после фильтра.



1; 2 и 3 – соответственно шнеки с числом витков спирали 1, 2, 3.

Рис 3.5. Шнеки с разным числом витков спирали

Экспериментально изучены и определены следующие характеристики совместной работы шнекового насоса с фильтром:

- зависимость производительности шнекового насоса системы очистки масла от диаметра, шага и числа витков спирали шнека;
- зависимость величины перепада давления до фильтра и после фильтра системы очистки масла от диаметра, шага и числа витков спирали шнека.

3.5. Методика определения степени загрязненности масла трансмиссии в процессе эксплуатации

С целью исследования загрязненности и изменения физико-химических свойств трансмиссионного масла в коробке передач выбраны в полевых условиях эксплуатации 10 штук универсально пропашных хлопководческих тракторов марки ТТЗ-100К11, работающих в хозяйствах. Были обновлены их трансмиссионные масла, предварительно промыв внутренние стенки корпуса и детали коробки передач. После каждых 125 мото-часов работы тракторов в полевых условиях с помощью пробоотборника в пятикратной повторности были взяты пробы масла по 0,2 литра для определения их дисперсного состава.

Определение дисперсного состава загрязнений производилось при помощи прибора ФС-112 с регистрирующим устройством в научно-исследовательской лаборатории управления «Узнефтваз» Республики Узбекистан.

Сущность метода заключается в следующем:

Проба масла перемешивается в течении 20..30 мин, затем из нее отбирается 50 мл масла и смешивается в течении 3..5 минут. Затем включается прибор ФС-112 и его чувствительность устанавливается на 0,25 мкм. Исследуемая смесь заливается в прибор через луч, где установлен фотоспектор. При прохождении масла через фотоспектор происходит подсчитывание количества находящихся в нем частиц примесей различного размера. Прибор имеет возможность подсчитывать следующие размерные интервалы:

- | | |
|-------------------------|------------------------|
| 1) от 0 до 5 мкм | 2) от 5 мкм до 10 мкм |
| 3) от 10 мкм до 25 мкм | 4) от 25 мкм до 50 мкм |
| 5) от 50 мкм до 100 мкм | 6) свыше 100 мкм |

Для проведения спектрального анализа полученных проб использовали спектрофотометр МФС-17. Принцип его работы основан на том, что атомы металлов при нагревании до температуры свыше 1000 °С излучают полученную

энергию в виде электромагнитных волн с характерной длиной, соответствующей атомам, содержащимся в пробе. Изучаемая световая энергия преобразуется в электрическую с помощью фотоумножителей. Далее информация оцифровывается и поступает в ЭВМ, обрабатывается и результаты выводятся в печать. Для достоверности результатов измерений проводились трехкратные прожигания каждого образца масла.

Оценка эффективности работы системы очистки масла КП проводилась на экспериментальном тракторе ТТЗ-100К11. Подробное описание устройства, принцип работы и конструктивные особенности элементов системы очистки масла были приведены в главе 2.1.

Определения физико-химических показателей трансмиссионного масла после очистки ее в коробке передач трактора с встроенной системой очистки масла, проведены в соответствии с выше изложенной методикой.

Выводы по третьей главе

1. Разработана программа и методика лабораторных и полевых экспериментов, определен объект исследования, перечень аппаратуры и оборудования.
2. Разработана и изготовлена лабораторная установка с макетным образцом системы очистки масла трансмиссии, позволяющая имитировать технологический процесс очистки масла и режимы работы коробки передач трактора.
3. Разработаны, изготовлены и реализованы технические решения по проведению полевых исследований, эффективности работы элементов системы очистки масла трансмиссии.
4. Изготовлена коробка передач трактора с встроенной системой очистки масла для проверки работоспособности и оценки эффективности технических решений в полевых условиях.
5. Выбрана методика определения степени загрязненности масла трансмиссии в процессе эксплуатации.

4. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ЗАГРЯЗНЯЕМОСТИ И ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ОЧИСТКИ МАСЛА ТРАНСМИССИИ

В настоящей главе приведены основные результаты экспериментальных исследований загрязняемости и эффективности работы системы очистки масла трансмиссии в лабораторных и полевых условиях.

Согласно программе полевых исследований проведены наблюдения и сбор данных об отказах деталей трансмиссии, сбор проб масла трансмиссии, исследования загрязнений смазочного масла КП, оценка эффективности работы системы очистки масла трансмиссии в хозяйственных условиях эксплуатации в зависимости от наработки трактора и конструкции фильтрующего элемента.

Результаты лабораторных исследований изложены в рамках программы и включают создание структуры системы очистки масла, проверку работоспособности экспериментальной установки, исследование основных параметров шнекового насоса, фильтра, а также проведение многофакторного эксперимента, спектрального анализа проб масла.

4.1. Результаты исследований загрязняемости масла трансмиссии при работе трактора в полевых условиях

Как было отмечено выше (глава 1.2), часто выходят из строя: зубчатые колеса третьей ступени редуктора, расположенные на первичном валу и его подшипники №208К; шестерни третьей, пятой и шестой передачи, расположенные на вторичном валу и его подшипники №122; подшипники №407К и №402310К вторичного вала, а также подшипники №307К первичного и промежуточного валов. Основной причиной отказов выше-перечисленных частей КП является изнашивание их рабочих поверхностей из-за повышенной загрязненности масла и недостаточности смазки, т.е. «масляное голодание» трущихся поверхностей последних.

Анализ распределения отказов по элементам трансмиссии и их основных причин показывает, что более 80% отказов элементов КП наступают из-за абразивного и фрикционного изнашивания подшипников, шестерен и валов трансмиссии.

Основные сельскохозяйственные работы в наших природно-климатических условиях проводятся с начала весны до середины осени, т.е. в

запыленных, теплых и жарких временах года. Как известно, топливо-смазочные материалы, поступающие в хозяйства хранятся длительно, т.е. в течение от одного до 6 месяцев. Иногда летние сорта топливо-смазочные материалы привозят в середине весны и этим продуктом заправляют технику до середины осени. В этот период года происходит значительное изменение свойства смазочных материалов. При длительном хранении смазочных материалов, вследствие резкого колебания температуры окружающего воздуха, влага конденсируется и в смазочном материале начинает накапливаться вода. Последнее ухудшает его смазывающее свойство, вследствие которого увеличивается износ деталей и узлов двигателя, трансмиссии и других агрегатов трактора.

Под воздействием солнечной радиации процесс старения масла ускоряется. Это связано с тем, что при высоких температурах в маслах для развития различных микроорганизмов создаются благоприятные условия. Микроорганизмы расщепляют важнейшие активные элементы масла. Под воздействием солнечной радиации также изменяется углеводородный состав масла. Вследствие постоянного контакта масла с нагретыми деталями, кислородом, водяными парами, продуктами окисления срабатываются присадки, а как известно действие последних сводится к нейтрализации продуктов загрязнения.

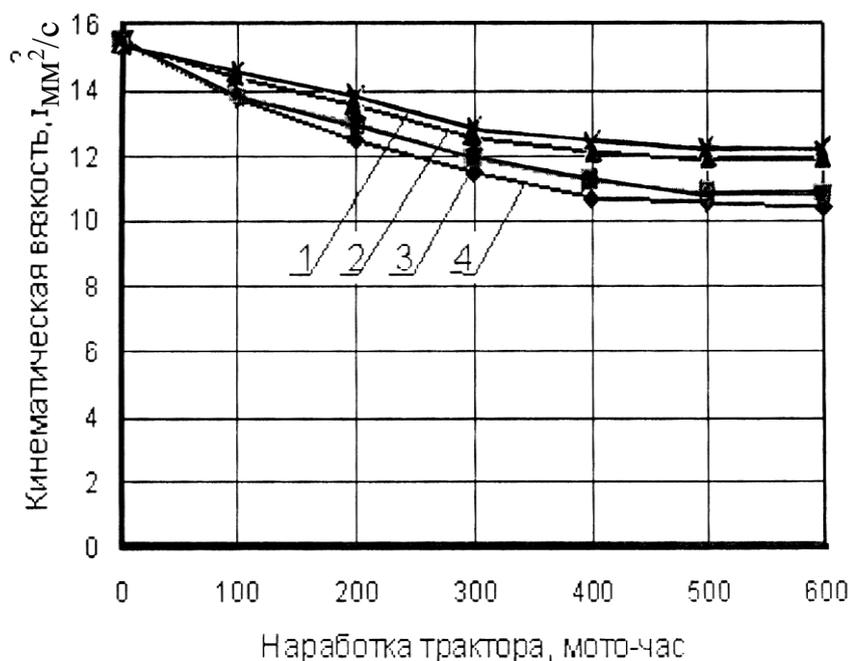
Учитывая вышеизложенное, для изучения закономерностей изменения качественных показателей масла трансмиссии, проведен сбор проб масла трансмиссии тракторов в условиях эксплуатации в различных регионах и проведен сравнительный анализ полученных результатов.

Сравнительные испытания проведены в двух регионах Республики Узбекистан, т.е. в южном - Сурхандарьинской и Кашкадарьинской областях и северном - Республике Каракалпакстан и Хорезмской области.

Полевые исследования проводились на пяти тракторах в каждой области. Пробы масел для анализа отбирались через каждые 100 мото-часов работы.

Полученные экспериментальные данные обрабатывались по известной методике экспериментальных исследований и на основании полученных результатов, для удобства анализа, был построен график зависимости вязкости масла от наработки тракторов в различных хозяйствах вышеуказанных областей страны (рис. 4.1). Здесь за нулевую точку загрязнений принята величина начального загрязнения масла. Из графика видно, что наибольшее уменьшение вязкости масла происходит в Сурхандарьинской области. Она почти на 20% ниже, чем в Республике Каракалпакстан. Изменение вязкости масла в условиях

жаркого климата можно объяснить тем, что при высоких температурах окружающего воздуха происходит снижение вязкости масла, что в свою очередь приводит к уменьшению масляной пленки между трущимися поверхностями деталей. При этом из-за повышения температуры масла происходят термическое разложение и окисление углеводородов. Математической обработкой статистических данных получены эмпирические зависимости вязкости (ν) масла от наработки (T) трактора в условиях эксплуатации в различных климатических зонах, т.е. для Сурхандарьинской области $\nu = 15,81e^{-0,043 T}$, для Кашкадарьинской $\nu = 15,79e^{-0,061 T}$, для Хорезмской $\nu = 15,74e^{-0,047 T}$ и для Республики Каракалпакстан $\nu = 15,67e^{-0,067T}$. На основании этих данных, можно сделать вывод, что с повышением средней температуры воздуха существенно ухудшается качество трансмиссионного масла.



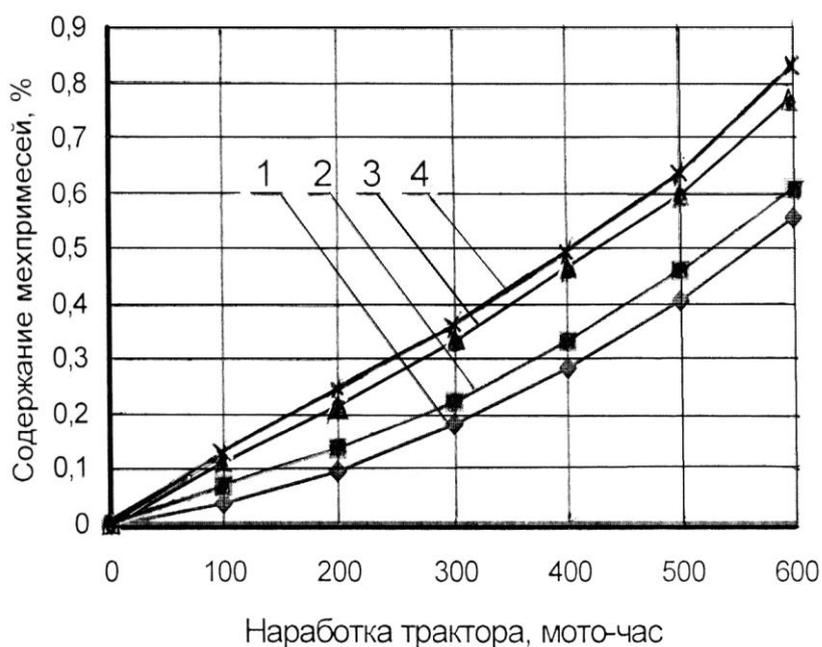
- | | |
|-----------------------------|------------------------------|
| 1-Республика Каракалпакстан | 3- Кашкадарьинская область |
| 2-Хорезмская область | 4 - Сурхандарьинская область |

Рис. 4.1. Зависимость кинематической вязкости (ν) масла от наработки трактора (T) в различных климатических зонах Республики Узбекистан

Зависимость вязкости масла от наработки трактора имеет экспоненциальный характер. Анализ полученных данных показывает, что с повышением средней температуры воздуха окружающей среды ухудшается качество трансмиссионного масла, т.е. вязкость ее существенно снижается.

При разработке структурной схемы системы очистки масла трансмиссии предусмотрен отвод тепла масла при его циркуляции по системе.

Исследования загрязнений трансмиссионного масла коробки передач хлопководческих тракторов в условиях эксплуатации проведены в хозяйствах вышеуказанных областей и в Республике Каракалпакстан. После обработки полученных данных построены графики загрязнения трансмиссионного масла в зависимости от наработки трактора в различных климатических зонах. Графики изменения содержания механических примесей в трансмиссионном масле в зависимости от наработки трактора в различных регионах Республики Узбекистан приведены на рис.4.2. Изучение динамики накопления механических примесей и элементного состава загрязнений в трансмиссионном масле в этих регионах показало, что в жарком климате Сурхандарьинской области содержание механических примесей на 32 % выше, а содержание железа в 1,7 раза больше чем в Республике Каракалпакстан. Это объясняется тем, что в жарких зонах Республики из-за уменьшения толщины масляной пленки происходит «сухое» трение и резко повышается износ зубчатых колес трансмиссии.



- 1-Республика Каракалпакстан 3- Кашкадарьинская область
2-Хорезмская область 4 - Сурхандарьинская область

Рис. 4.2. Изменение содержания механических примесей в трансмиссионном масле в зависимости от наработки трактора в различных климатических зонах эксплуатации

Анализ графика показывает, что при разнице температур воздуха окружающей среды на 15-20°C существенно снижается ресурс масла. Так как в условиях работы универсально-пропашного трактора Сурхандарьинской области после наработки 600 мото-часов содержание механических примесей в трансмиссионном масле выше, примерно, в 1,5 раза, чем в условиях эксплуатации аналогичного трактора в Республике Каракалпакстан. Кроме того, изучение состава загрязнений трансмиссионного масла показало, что при работе тракторов в запыленных, жарких условиях и при больших перепадах дневной и ночной температуры значительно повышается содержания воды в масле КП. Превышение допустимой нормы концентрации воды наступает через 500-600 мото-часов, а массовое содержание механических примесей - через 250-300 мото-часов. После 1000 мото-часов работы содержание механических примесей составляло 0,65-0,80%, что в 14-16 раз превышает допустимой, а массовое содержание воды - 0,54-0,62%, что в 21-24 раза выше допустимой величины. Размер твердых частиц достигает 50 мкм и более. Значительную часть загрязнений составляют частицы размером до 30-40 мкм.

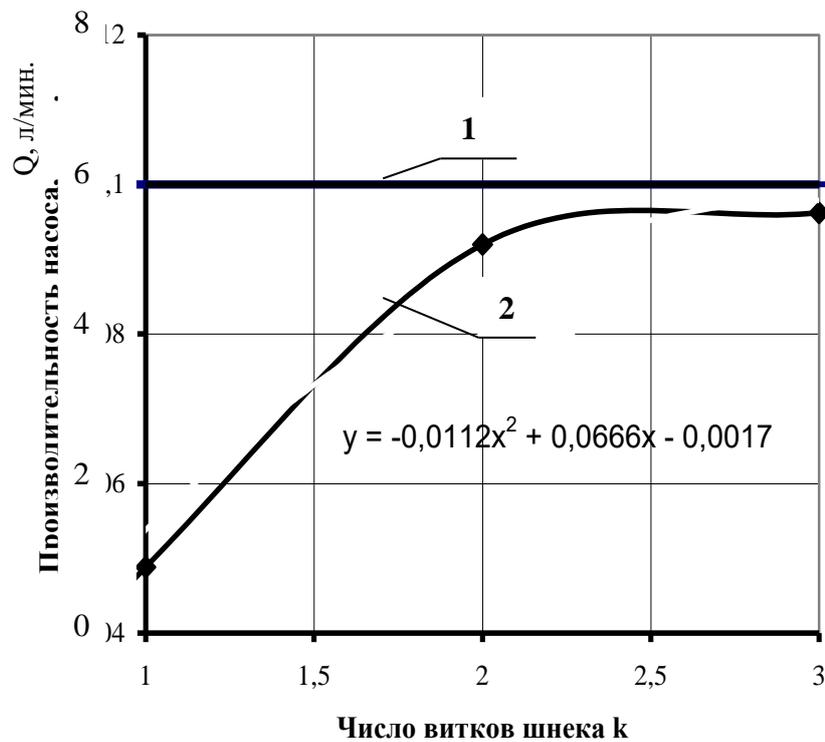
Для повышения чистоты масла в условиях сельскохозяйственного производства во избежание влияния атмосферы необходимо установить на всех нефтескладах маслораздаточные колонки, использовать в хозяйствах механизированные заправочные агрегаты, а на всех средствах заправки использовать эффективные способы первичной очистки масла. Фильтрацию при этом наиболее целесообразно осуществлять через фильтрующие материалы тонкостью не менее 15-20 мкм.

Проведенные исследования также показали, что при работе тракторов в запыленных условиях жаркого климата, содержание механических примесей в КП будет превышать допустимые нормы через 250-300 мото-часов, а массовое содержание воды станет больше нормативного - через 500-600 мото-часов. Размер твердых частиц достигает 50 мкм и более. Значительную часть загрязнений составляют частицы размером до 30-40 мкм. При разработке структурной схемы системы очистки масла трансмиссии и обосновании основных параметров насоса и фильтра системы учтены климатические условия эксплуатации тракторов, эмпирическая зависимость вязкости масла от наработки трактора, интенсивность накопления механических примесей в трансмиссионном масле в полевых условиях, геометрические размеры твердых частиц продуктов износа деталей трансмиссии и химический состав загрязнений.

4.2. Результаты экспериментальных исследований по оценке эффективности работы системы очистки масла и ее основных параметров

В лабораторных условиях на экспериментальной установке, конструкция и принцип работы которой приведены в главе 3, проведены экспериментальные исследования по обоснованию основных параметров шнекового насоса и шнека с разным числом витков спирали. Ранее было теоретически установлено (см. глава 2.1), что производительность шнекового насоса зависит от диаметра шнека, числа витков и от шага спирали шнека. С учетом этого в лабораторных условиях проведены экспериментальные исследования зависимости производительности и перепада давления шнекового насоса от числа витков шнека, от шага спирали шнека. При этом диаметр и длина шнекового насоса, частота вращения шнека приняты с учетом конструктивных особенностей КП и режима работы трактора. Исследования проведены на образцах шнека с различным числом витков (глава 3) и шага спирали шнека. Повторность опытов принята согласно известной методике экспериментальных исследований. После математической обработки результатов экспериментов проведенных в лабораторных условиях, построены соответствующие графики зависимостей. График зависимости производительности шнекового насоса от числа витков шнека приведен на рис.4.3.

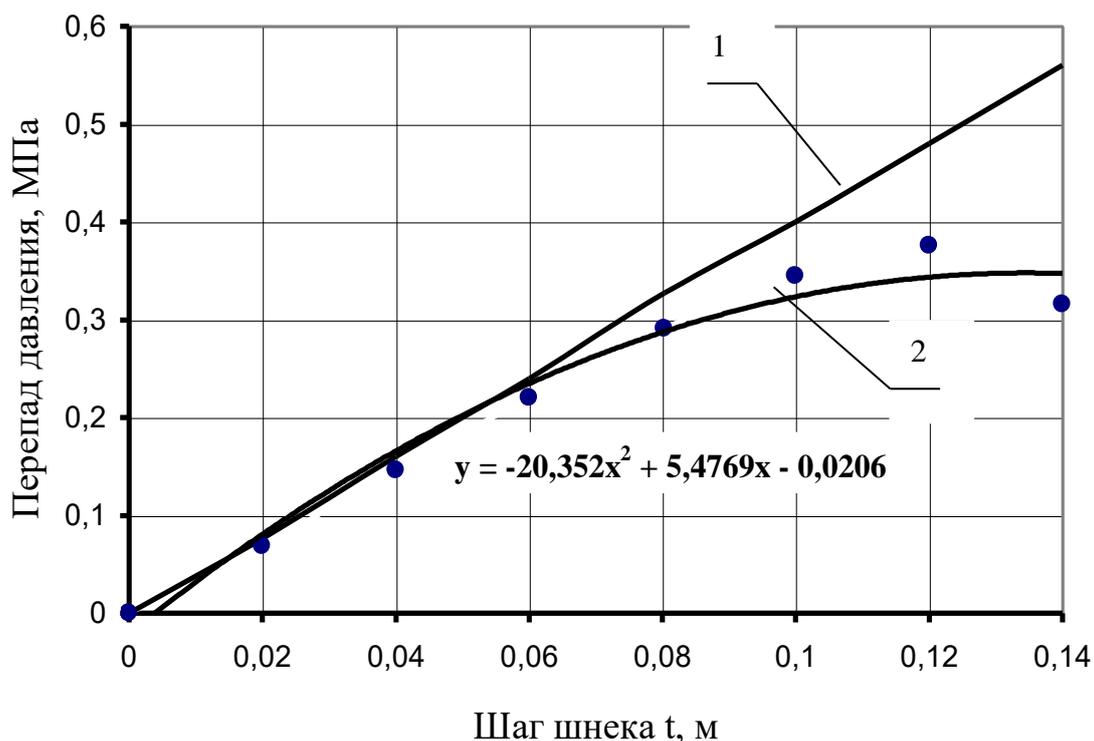
Сравнения графиков теоретической зависимости производительности шнекового насоса от числа витков шнека с результатами эксперимента показывает, что производительность насоса с одним витком шнека значительно ниже теоретической производительности. С увеличением количества витков шнека насоса фактическая производительность достигает теоретической величины с разницей 5%. Дальнейшее увеличение числа витков не приводит к повышению производительности шнекового насоса с постоянным количеством оборотов шнекового насоса. С учетом полученных данных приемлемой конструкции шнека, является шнек с количеством витков-3.



1-теоретическая без учета коэффициента неплотностей шнекового насоса
 2- экспериментальная

Рис.4.3. Зависимость производительности шнекового насоса от числа витков шнека (n=540 об/мин)

Эффективная работа системы очистки трансмиссионного масла тесно связана с величиной перепада давления создаваемого насосом, так как фильтр очистки масла может функционировать в определенных заданных интервалах давления. Поэтому для выбора и обоснования перепада давления создаваемого насосом проведены исследования по определению зависимости перепада давления от шага спирали шнека. При этом в лабораторных условиях определены величины перепада давления, создаваемого шнековым насосом с диаметром шнека $D=0,08$ м, при номинальных оборотах ВОМ. Экспериментальные исследования по определению величины перепада давления создаваемого насосом проведены на лабораторной установке по известной методике. После обработки результатов экспериментов получена графическая зависимость перепада давления создаваемого насосом от величины шага спирали шнека, которая приведена на рис.4.4.



1-теоретическая; 2- экспериментальная

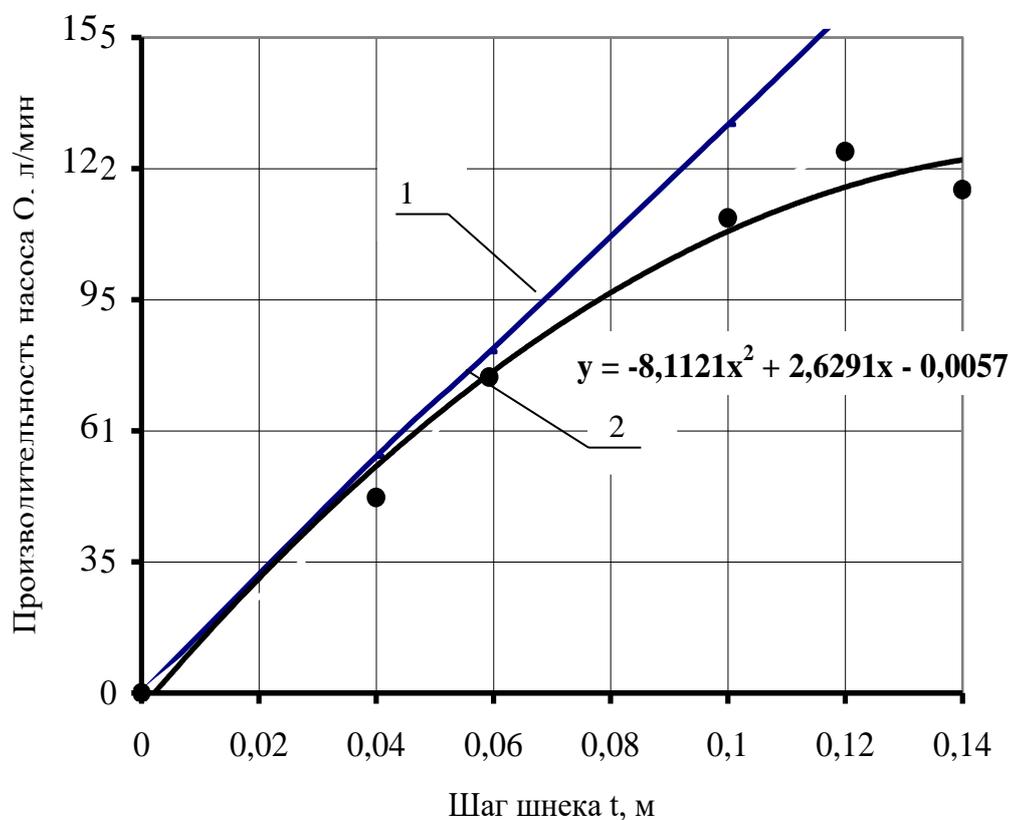
Рис. 4.4. Зависимость перепада давления от шага спирали шнека ($D_T=0,08$ м, $n=540$ об/мин)

Из рисунка видно, что зависимость перепада давления от шага спирали шнека насоса с диаметром цилиндра 0,08 м при постоянных числах оборота вала с увеличением шага полностью совпадает с теоретической зависимостью (глава 2). Перепад давления, создаваемого шнековым насосом, с увеличением шага спирали шнека увеличивается. Это тенденция сохраняется до определенных пределов величины шага спирали и при дальнейшем увеличении величины шага спирали рост перепада давления прекращается, что связано с ограниченностью длины шнека насоса. В пределах величины шага спирали шнека от 0,02 м до 0,08 м фактическое значение перепада давления полностью совпадает с теоретической. При дальнейшем увеличении шага спирали, значение перепада давления создаваемого насосом отличается от теоретической на 25-30 %. Это связано с ограниченностью длины шнека насоса. Поэтому при определении интервалов значений шага спирали для выбора его оптимальной величины в дальнейших исследованиях нами были учтены выше установленная зависимость перепада давления от величины шага спирали шнека.

Теоретически было установлено (глава 2), что производительность шнекового насоса зависит от многих его конструктивных, режимных параметров и

от физико-механических свойств трансмиссионного масла: внутренний и наружный диаметры шнека, шаг спирали шнека, количество витков спирали, число оборотов вала, вязкость и температура масла. Как было изложено выше диаметр шнека, число оборотов вала и физико-механические свойства трансмиссионного масла predetermined конструктивными особенностями КП и условиями работы трактора. С учетом этого, в лабораторных условиях на экспериментальной установке были проведены исследования зависимости производительности насоса от шага спирали шнека.

Лабораторные исследования были проведены по выше изложенной методике (глава 3) на экспериментальном образце шнекового насоса с наружным диаметром шнека 0,08 м и величинами шага спирали 0,02; 0,04; 0,06; 0,08 м. Математической обработкой полученных данных определены средние значения производительности шнекового насоса проведенных опытов. После чего получена зависимость производительности от величины шага спирали шнека при постоянном числе оборотов ВОМ ($n=540$ об/мин) с диаметром шнека 0,08 м (рис.4.5). Из рисунка видно, что полученные экспериментальные данные с большой точностью подтверждают достоверность теоретических исследований.



1-теоретическая; 2- экспериментальная

Рис. 4.5. Зависимости производительности шнекового насоса от шага спирали шнека ($D_T=0,08$ м, $n=540$ об/мин):

С ростом величины шага спирали, из-за увеличения объема масла в рабочей полости насоса его производительность растёт. При дальнейшем росте величины шага спирали, при значениях более 0,1 м происходит постепенное снижение производительности шнекового насоса. Это связано с ограниченностью длины вала шнека.

При значениях шага от 0,02 до 0,1 м значения фактической производительности насоса полностью соответствуют теоретической, а при дальнейшем увеличении шага спирали шнека, расхождения величин теоретической и фактической производительности составляют 20-35%. Это также объясняется с ограниченностью длины шнека насоса и числом оборотов вала шнекового насоса. Поэтому при определении интервалов значений шага спирали для выбора его оптимальной величины, с учетом конструктивных размеров КП, в дальнейших исследованиях нами учитывалась выше установленная зависимость производительности насоса от величины шага спирали шнека.

4.3. Анализ уравнений регрессий многофакторного эксперимента по обоснованию основных параметров насоса и фильтра

Проведенные однофакторные эксперименты на лабораторной установке позволили определить характер зависимости производительности насоса от отдельно взятых параметров, однако полученные результаты лабораторных исследований не достаточны для определения характера их взаимосвязи. Поэтому с учетом установленных пределов вышеуказанных параметров насоса (шаг спирали, количество витков) необходимо провести оптимизацию параметров шнекового насоса.

Для решения этой задачи проводился многофакторный эксперимент по установлению характера взаимосвязи основных параметров влияющих на производительность: наружный диаметр шнекового насоса, число витков шнека, шаг спирали шнека и температура масла трансмиссии. При выборе уровней варьирования факторов использовались результаты предварительных лабораторных экспериментальных исследований и литературные источники.

Наружный диаметр шнекового насоса. Уровни варьирования наружного диаметра шнекового насоса выбирали исходя из следующих соображений. Внутри корпуса КП, вокруг вала отбора мощности (ВОМ) трактора, имеется свободное пространство, куда можно вписать цилиндрическое тело диаметром до 0,10 м. Поэтому верхний уровень варьирования наружного диаметра шнека

приняли равным 0,10 м. Учитывая диаметр вала 0,045 м, высоту лопастей шнека и толщину ступицы к валу, нижний предел наружного диаметра шнека выбрали 0,06 м. Проведенные лабораторные экспериментальные исследования с учетом выше изложенного показали, что по производительности насоса выбранные пределы наружного диаметра шнека 0,06-0,10 м являются вполне достаточными.

Число витков. Результаты лабораторных исследований показали, что выбор числа витков меньше одного не даст желаемого эффекта, так как при этом шнековый насос не работоспособен, поэтому нижний уровень числа витков шнека принимаем равным 1. Также было установлено, что по требуемой производительности насоса максимальное количество число витков шнека можно принять равным 3.

Шаг шнека. Верхние и нижние уровни варьирования шага спирали шнека выбраны с учетом результатов лабораторных исследований. Как было подтверждено выше (§ 4.2) в пределах от 0,02-0,14 м.

Температура масла. Исследования авторов [53, 57, 71] и результаты предварительных полевых экспериментов показали, что температура масла в КП трактора в условиях эксплуатации меняется в широких пределах, ее интервал колеблется от 20 до 100 °С.

Таблица 4.1

**Матрица планирования и результаты эксперимента
по плану Бокса-Бенкина**

Уровень варьирования	Факторы				Критерии оптимизаций			Среднее значение
	Наружный диаметр, м	Число витков	Шаг шнека, м	Температура масла, °С	Производительность, л/мин			
					У ₁	У ₂	У ₃	
Верхний (+)	0,10	3	0,14	100				
Средний (0)	0,08	2	0,08	60				
Нижний (-)	0,06	1	0,02	20				

Для описания оптимальной области с тремя повторностями реализовали трехуровневый план Бокса-Бенкина второго порядка [54]. Общее число точек плана 27. Число переменных 4. Так как при таких экспериментальных данных требуется высокая точность и значительные затраты времени для расчетов,

использовалась электронно-вычислительная машина IBM с алгоритмическим языком "Бейсик". В таблицах 4.1 и 4.2 приведена матрица планирования и результаты эксперимента, где в качестве критерия оптимизации принята производительность насоса.

Таблица 4.2

Результаты многофакторного эксперимента

Номер опыта	Кодированное значение фактора				Значения критерии оптимизации			
	X ₁	X ₂	X ₃	X ₄	Y ₁	Y ₂	Y ₃	Y _{ср}
1	+	+	0	0	6,21	6,22	6,23	6,22
2	-	-	0	0	4,83	4,84	4,82	4,83
3	+	-	0	0	6,04	6,04	6,04	6,04
4	-	+	0	0	6,13	6,14	6,15	6,14
5	0	0	+	+	5,4	5,4	5,4	5,4
6	0	0	-	-	5,3	5,3	5,3	5,3
7	0	0	+	-	5,7	5,7	5,7	5,7
8	0	0	-	+	5,2	5,2	5,2	5,2
9	0	0	0	0	4,9	4,9	4,9	4,9
10	+	0	+	0	5,6	5,6	5,6	5,6
11	-	0	-	0	5,3	5,3	5,3	5,3
12	+	0	-	0	6,0	6,0	6,0	6,0
13	-	0	+	0	5,8	5,8	5,8	5,8
14	0	+	0	+	5,4	5,4	5,4	5,4
15	0	-	0	-	5,3	5,3	5,3	5,3
16	0	+	0	-	4,8	4,8	4,8	4,8
17	0	-	0	+	4,7	4,7	4,7	4,7
18	0	0	0	0	5,0	5,0	5,0	5,0
19	+	0	0	+	5,2	5,2	5,2	5,2
20	-	0	0	-	4,3	4,3	4,3	4,3
21	+	0	0	-	4,5	4,5	4,5	4,5
22	-	0	0	+	4,6	4,6	4,6	4,6
24	0	+	+	0	5,2	5,2	5,2	5,2
25	0	-	-	0	4,7	4,7	4,7	4,7
26	0	-	+	0	4,5	4,5	4,5	4,5
27	0	0	0	0	4,9	4,9	4,9	4,9

Полученные расчетные значения коэффициентов регрессии уравнения сведены в таблицу 4.3.

Таблица 4.3

Коэффициенты регрессии уравнений

Коэффициент	Значение	Коэффициент	Значение
B_0	7,63	B_{14}	-0,62
B_1	0,24	B_{23}	1,81
B_2	1,01	B_{24}	1,13
B_3	0,64	B_{34}	1,04
B_4	0,34	B_{11}	-0,25
B_{12}	1,21	B_{22}	-0,13
B_{13}	0,78	B_{33}	-1,16
		B_{44}	-1,12

Полученное уравнение регрессии имеет следующий вид:

$$\begin{aligned}
 Y = & 7,63 + 0,24X_1 + 1,01X_2 + 0,64X_3 + 0,34X_4 + 1,21X_1X_2 + \\
 & + 0,78X_1X_3 - 0,62X_1X_4 + 1,81X_2X_3 - 1,13X_2X_4 + 1,04X_3X_4 - \\
 & - 0,25X_1^2 - 0,13X_2^2 - 1,16X_3^2 - 1,12X_4^2
 \end{aligned} \quad (4,1)$$

где X_1, X_2, X_3, X_4 - кодированные значения факторов (соответственно наружного диаметра, числа витков, шага спирали шнека и температуры масла трансмиссии)

$$\begin{aligned}
 X_1 &= \frac{(D - 0,08)}{0,02}; & X_2 &= \frac{(n - 2)}{1}; \\
 X_3 &= \frac{(t - 0,08)}{0,04}; & X_4 &= \frac{(T - 60)}{40}.
 \end{aligned}$$

Проверка по t-критерию Стьюдента показала значимость влияния всех принятых факторов и их взаимосвязь по уравнению регрессии (4.1), а по F-критерию Фишера-адекватность его исследуемому процессу.

Для изучения поверхности отклика полученное уравнение (4.1) по известной методике [64] было преобразовано в каноническую форму. При этом была получена система дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned}
 \frac{dY}{dX_1} &= 0,24 + 1,21X_2 + 0,78X_3 - 0,62X_4 - 0,5X_1 \\
 \frac{dY}{dX_2} &= 1,01 + 1,21X_1 + 1,81X_3 - 1,13X_4 - 0,26X_2 \\
 \frac{dY}{dX_3} &= 0,64 + 0,78X_1 + 1,81X_2 + 1,04X_4 - 2,32X_3 \\
 \frac{dY}{dX_4} &= 0,34 - 0,62X_1 - 1,13X_2 + 1,04X_3 - 2,24X_4
 \end{aligned} \quad (4,2)$$

Координаты X_S и Y_S нового центра в старых осях координат определены решением системы уравнений (4.2), а решением уравнения (4.1) с подстановкой в него новых оптимальных значений определялась величина параметра оптимизации в точке Y_S .

Для определения значений коэффициентов регрессии канонического уравнения и угла поворота осей координат использовались известные формулы [48].

Полученная система уравнения в канонической форме имеет вид:

$$\begin{aligned}
 Y - 8,3 &= 0,63X_{3S}^2 + 1,01X_{4S}^2 \\
 7,5 - Y &= 1,42X_{4S}^2 + 0,19X_{2S}^2 \\
 6,2 - Y &= 0,94X_{3S}^2 - 0,71X_{2S}^2 \\
 8,3 - Y &= 0,32X_{1S}^2 + 1,42X_{4S}^2 \\
 6,8 - Y &= 1,12X_{1S}^2 - 0,6X_{2S}^2 \\
 9,3 - Y &= 0,92X_{3S}^2 + 1,83X_{1S}^2.
 \end{aligned}
 \tag{4.3}$$

Придавая различные значения Y_S в канонических уравнениях (4.3), получим серию кривых равного выхода изолиний на плоскости.

Анализируя коэффициенты регрессии в канонических уравнениях можно сделать вывод, что поверхности отклика могут быть различными: так при одинаковых знаках коэффициентов регрессии поверхность отклика должна иметь максимум или минимум; при разных знаках эта поверхность должна быть типа минимакса.

Сравнивая полученные сечения поверхностей откликов, определяем значение оптимальных параметров:

	кодированные	действительные
Наружный диаметр	0	0,08 м
Число витков	+1	3 шт
Шаг шнека	-0,85	0,046 м
Температура масла	0,125	60-65 °С

При оптимальных значениях наружного диаметра насоса, число витков шнека и шага спирали шнека, температуры масла производительность насоса составляет 5,82 л/мин; перепад давления 0,193 МПа, потребляемая мощность шнекового насоса 0,084 кВт.

При разработке конструкции шнекового насоса и проверки его эффективности работы полностью учтены выше установленные значения основных параметров деталей и условия эксплуатации.

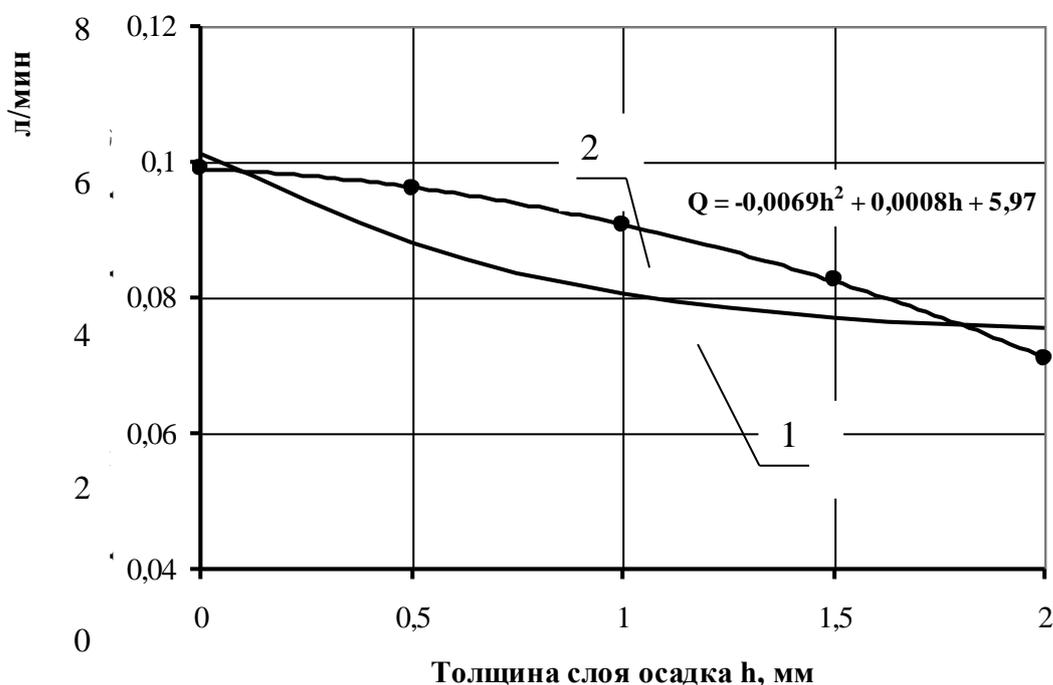
4.4. Оценка эффективности работы системы очистки масла трансмиссии в полевых условиях

Оценка эффективности работы, системы очистки масла трансмиссии проведена на тракторе марки ТТЗ-100К11 с экспериментальным образцом системы вмонтированной в конструкции серийной КП. Подробное описание устройства, принцип работы и конструктивные особенности элементов системы очистки масла приведены в главе 2.1. Для исследования загрязненности и изменения физико-химических свойств трансмиссионного масла в полевых условиях эксплуатации, выбраны, согласно принятой методике, 10 универсально пропашных тракторов марки ТТЗ-100К11, работающих в хозяйствах. Обновлены масла трансмиссии тракторов, предварительно промыты внутренние стенки корпуса и деталей коробки передач. После каждой 125 мото-часов работы тракторов в полевых условиях с помощью пробоотборника, в пятикратной повторности, были взяты пробы масла по 0,2 литра для определения его дисперсного состава.

Эксплуатационные испытания КП с экспериментальным образцом системы очистки масла и серийных тракторов проводились в хозяйствах Термезского района Сурхандарьинской области, в фермерском хозяйстве «BEG'UBOR OQ OLTIN» Наманганской области и в фермерском хозяйстве “TANGEN DOKTOR” Ташкентской области в соответствии с методикой, описанной в главе 3.

Программа полевых исследований, как было указано в главе 3, включает следующие работы: сбор проб масла трансмиссии тракторов; исследование загрязнений трансмиссионного масла коробки передач универсально-пропашных тракторов в условиях эксплуатации; оценка эффективности работы, системы очистки масла трансмиссии трактора в хозяйственных условиях в зависимости от наработки, конструкции фильтрующего элемента. Система очистки масла трансмиссии, поочередно, была снабжена металлическим сетчатым фильтрующим элементом и бумажным фильтрующим элементом. Все трактора МТА в полевых условиях выполняли междурядную обработку хлопчатника. Опыты проведены в месяцы май-июль.

Эффективность работы фильтрующего элемента системы очистки масла трансмиссии тесно связана с толщиной слоя осадков загрязнений, динамической вязкостью масла и площадью фильтрации. Результатами теоретических исследований было подтверждено, что увеличение величины толщины слоя осадка загрязнений приводит к снижению скорости фильтрации, росту динамической вязкости (см. гл. 2). Поэтому с целью оценки эффективности работы фильтрующего элемента с обоснованными параметрами, в полевых условиях экспериментально определены зависимость пропускной способности фильтра от толщины слоя осадков загрязнений. График зависимости приведен на рис.4.6.



1-теоретическая; 2- экспериментальная

Рис. 4.6. Зависимость пропускной способности фильтра от толщины слоя осадка загрязнений

Из графика видно (рис.4.6), что с увеличением величины толщина слоя осадка загрязнений снижается производительность фильтра. Это приводит к снижению скорости фильтрации, в результате чего увеличивается перепад давления до и после фильтра. Результаты полевых экспериментальных исследований подтверждают теоретическую зависимость производительности фильтра от толщины слоя осадка загрязнений, разница значений теоретической и экспериментальной производительности фильтра составляет 3-8 %. Во время работы

фильтра толщина слоя осадка загрязнений постоянно растет и увеличивается значение величины перепада давления до и после фильтра. Из-за чего, через определенное время, нарушается эффективность работы системы очистки масла. Для обеспечения непрерывной работы системы очистки масла трансмиссии необходимо установить предельное значение величины перепада давления, при котором срабатывает перепускной клапан. Поэтому в полевых условиях экспериментально определены зависимость перепада давления до и после фильтра от толщины слоя осадка загрязнений. Результаты экспериментальных исследований приведены на рис 4.7.

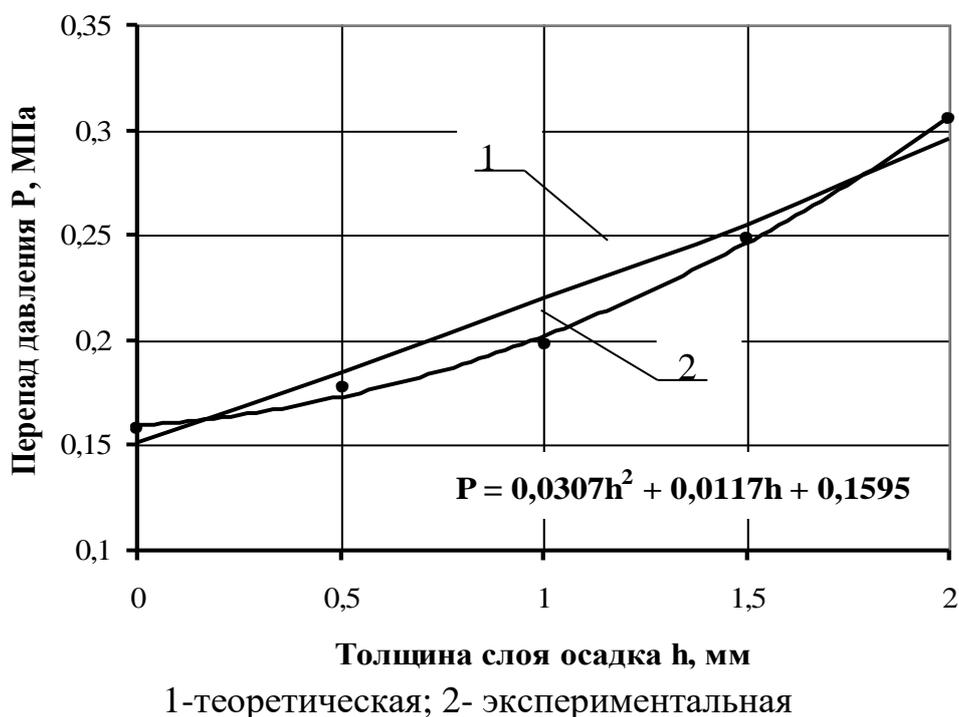


Рис. 4.7. Зависимость перепада давления до и после фильтра от толщины слоя осадков загрязнений

Из рисунка видно, что результаты теоретических и экспериментальных исследований зависимости перепада давления от толщины слоя осадка загрязнений имеют одинаковый характер. Разница результатов составляет 3-5%. Известно [17], что при значениях перепада давления более 0,35 МПа резко нарушаются эффективность работы фильтрующего элемента из-за разрыва фильтрующей перегородки. С учетом этого давления срабатывание перепускного клапана принято 0,3 МПа.

Загрязненность трансмиссионного масла тракторов определена путем анализа отобранных проб согласно методике приведенной в гл.3. Результаты

анализов по изменению элементного состава загрязнений приведены в таблице 4.4.

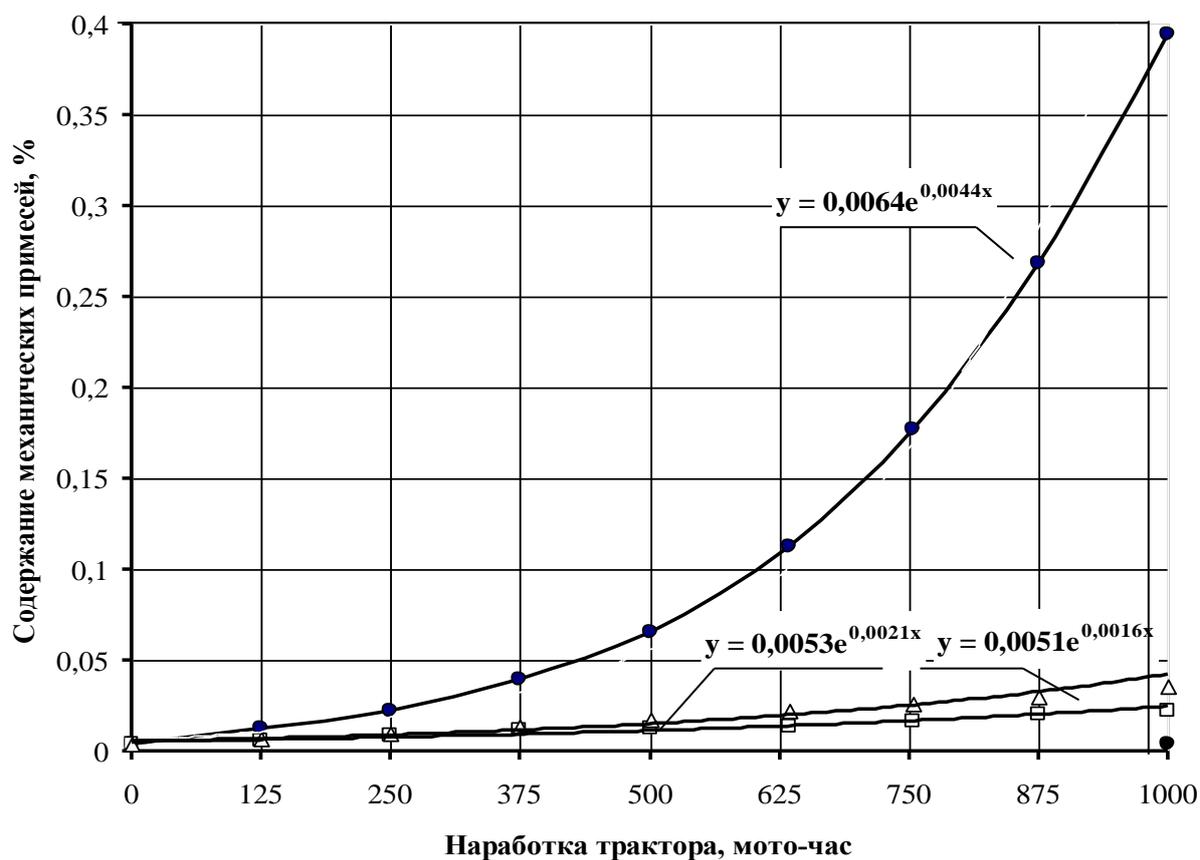
Таблица 4.4

**Элементный состав загрязнений в масле трансмиссии
в зависимости от наработки трактора**

Наработка трактора, мото-час	Концентрация загрязнений				Элементный состав загрязнений					
	без очис.	с очис. бум.ф.	без очис.	с очис. бум.ф.	Без очистки г/т			С очисткой г/т		
	%	%	г/т	г/т	<i>Fe</i>	<i>Si</i>	<i>Cr, Mn, Ni, Mo, Ti и др.</i>	<i>Fe</i>	<i>Si</i>	<i>Cr, Mn, Ni, Mo, Ti, и др.</i>
0	0,004	0,004	40	40	30	9,04	0,96	30	9,04	0,96
125	0,013	0,006	125	60	93,75	28,25	2,99	45	13,56	1,44
250	0,022	0,009	221	90	165,7	49,94	5,29	67,5	20,34	2,16
375	0,039	0,011	394	114	295,5	89,04	9,45	85,5	25,7	2,73
500	0,065	0,012	654	124	490,5	147,8	15,69	93	28,02	2,97
635	0,113	0,013	1125	133	843,7	254,2	26,9	99,7	30,05	3,18
754	0,177	0,016	1769	162	1326	399,7	42,4	121	36,61	3,88
875	0,268	0,02	2680	200	2010	605,6	64,3	150	45,2	4,8
1000	0,394	0,022	3942	220	2956	890,8	94,5	165	49,7	5,28

Элементный состав загрязнений в масле трансмиссии в зависимости от наработки трактора показывает, что загрязнения составляют: железо-72-76 %, кремний-20-24 % и другие легирующие элементы (*Cr, Mn, Ni, Ti, N и др.*)-2-3%.

После математической обработки результатов полевых экспериментальных исследований для удобства анализа были построены графики зависимости содержания механических примесей в трансмиссионном масле от наработки трактора в хозяйственных условиях (рис. 4.8.-4.10).



- - трактор с серийной конструкцией трансмиссии;
- △ - трактор с системой очистки масла трансмиссии снабженной металлическим сетчатым фильтрующим элементом;
- - трактор с системой очистки масла трансмиссии снабженной бумажным фильтрующим элементом.

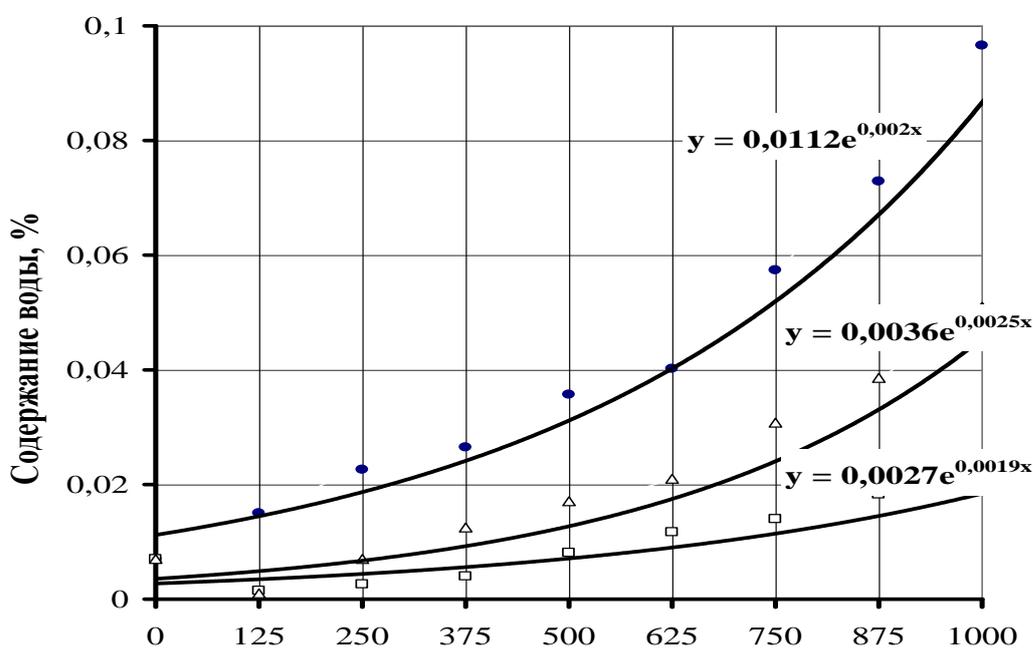
Рис.4.8. Зависимость содержания механических примесей в трансмиссионном масле

Из графика видно (рис.4.8), что процентное содержание механической примеси в трансмиссионном масле трактора с серийной конструкцией трансмиссии достигает предельно допустимую величину (0,03-0,05%) через 250-300 мото-часов работы трактора в полевых условиях. По требованиям технических условий эксплуатации при такой величине процентного содержания механических примесей в трансмиссионном масле необходимо провести замену масла. Однако в инструкциях эксплуатации масла трансмиссии рекомендуют, заменять после 1000 мото-часов работы трактора. А в хозяйственных условиях, как показали опыты, содержание механических примесей достигает предельно допустимой величины уже при 300 мото-часов работы трактора. Практически в

такую периодичность не проводится замена масла трансмиссии, так как это экономически не целесообразно. Поэтому из-за повышенного содержания механических примесей в трансмиссионном масле, в хозяйственных условиях происходят частые отказы различных деталей трансмиссии трактора (подшипниковые узлы, шестерни и т.д.). Это в свою очередь приводит к увеличению эксплуатационных затрат на тракторы и удлинению агротехнических сроков выполнения различных технологических операций по производству сельхозкультур. Процентное содержание механической примеси в трансмиссионном масле трактора с системой очистки масла трансмиссии, снабженной металлическим сетчатым фильтрующим элементом и бумажным фильтрующим элементом, достигает предельно допустимой величины соответственно через 800-850 и 950-1000 мото-часов. Масло трансмиссии трактора с предложенной системой очистки при эксплуатации в хозяйственных условиях достигает допустимой величины загрязнения при работе трактора около 1000 мото-часов. Этим обеспечивается значительное снижение износа трущихся поверхностей деталей КП и существенно повышается коэффициент технической готовности трактора. Система очистки масла трансмиссии, снабженная бумажным фильтрующим элементом в 1,2-1,5 раза эффективнее очищает от механических примесей, по сравнению с металлическим сетчатым фильтрующим элементом. Как видно из рис.4.8 в трансмиссионном масле в зависимости от наработки трактора при использовании системы очистки масла резко снижается интенсивность накапливания механических примесей. Это объясняется тем, что при подаче очищенного масла в пару трения значительно снижается абразивное изнашивание последних.

Анализ зависимости объемного содержания воды в трансмиссионном масле (рис.4.9) от наработки трактора показывает, что атмосферная влага, в виде конденсата, в масле трансмиссии у серийного трактора накапливается, более интенсивнее, чем у трактора с системой очистки масла. Это связано с тем, что температурный режим работы трансмиссии при использовании предложенной системы очистки масла стабилизируется, так как в системе происходит охлаждение трансмиссионного масла. При этом значительную часть водяного конденсата улавливает фильтрующий элемент системы очистки, что также обеспечивает снижения объемного содержание воды в масле. Снижение объемного содержания воды в масле, в свою очередь, приводит к улучшению смазывающих свойств масла, тем самым обеспечивается уменьшение износа поверх-

ностей трущихся пар трансмиссии и их окисление. Сравнение объемного содержания воды в масле трансмиссии в зависимости от наработки трактора с системой очистки металлическим сетчатым и бумажным фильтрующими элементами показывает, что бумажный фильтрующий элемент в три раза эффективнее улавливает водяной конденсат. Поэтому необходимо отдать предпочтение бумажному фильтрующему элементу. Полученные данные показали, что при эксплуатации серийного трактора, интенсивный износ деталей трансмиссии и частые отказы последних, в значительной степени связаны с повышенным объемным содержанием водяного конденсата накапливаемого в масле трансмиссии.



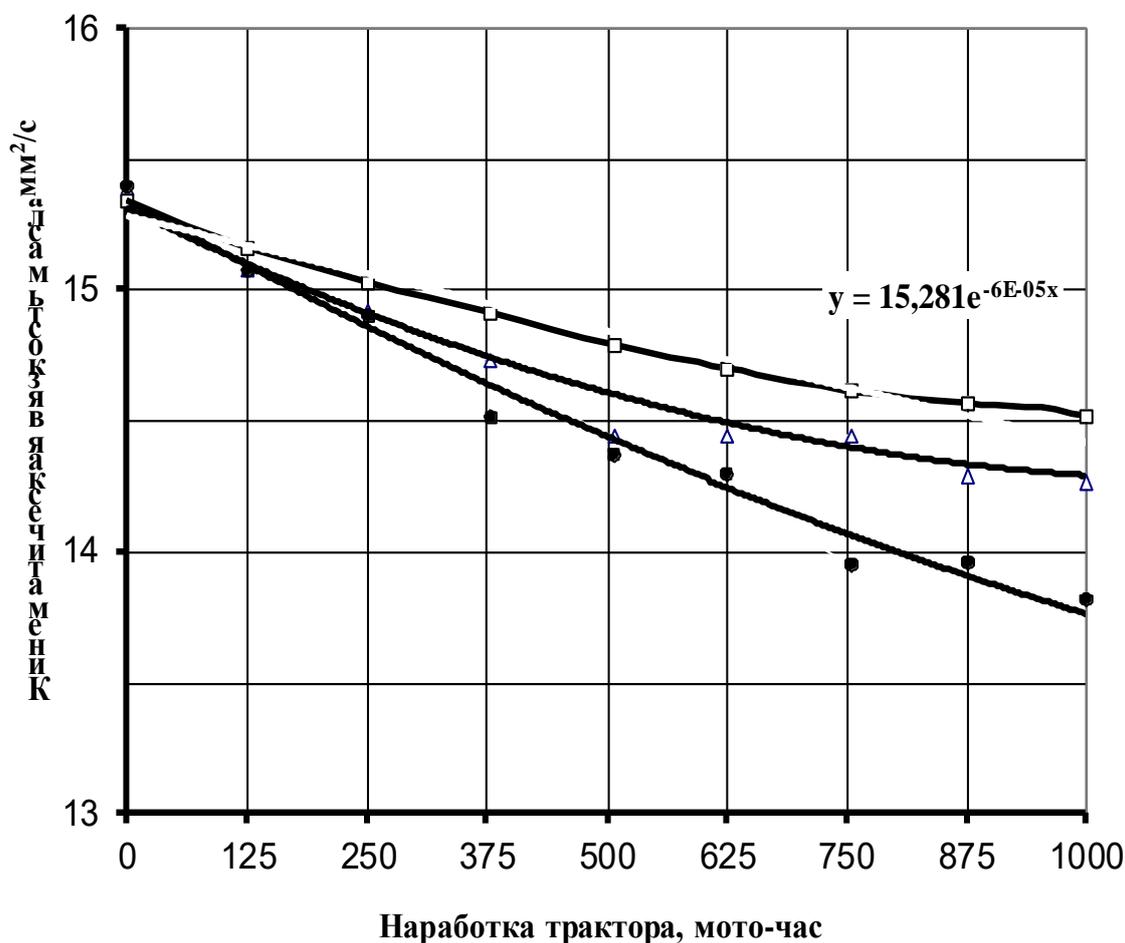
Нарботка трактора, мото-час

- - трактор с серийной конструкцией трансмиссии;
- △ - трактор с системой очистки масла трансмиссии снабженной металлическим сетчатым фильтрующим элементом;
- - трактор с системой очистки масла трансмиссии снабженной бумажным фильтрующим элементом.

Рис.4.9. Зависимость объемного содержания воды в трансмиссионном масле

Основным показателем качества смазывающей жидкости трансмиссии является ее кинематическая вязкость. Анализ зависимости кинематической вязкости масла трансмиссии от наработки трактора (рис.4.10) показал, что с увеличением наработки трактора вязкость масла снижается, так как при увеличении процентного содержания загрязнений (механические примеси, водяной

конденсат) происходит разрушение физико-химического состава масла. Ухудшаются смазывающее свойство масла и смачиваемость поверхностей. Кинематическая вязкость масла трансмиссии серийного трактора в зависимости от его наработки снижается более интенсивно. Это связано с повышением температуры трансмиссионного масла. Кинематическая вязкость масла трансмиссии у трактора снабженного предложенной системой очистки снижается незначительно, так как при данном способе очистки интенсивность старения и разрушения масла протекает медленнее. Кроме того, смазывающая жидкость охлаждается, при циркуляции по элементам разработанной системы очистки масла. Кинематическая вязкость масла у трактора с системой очистки масла трансмиссии, снабженной бумажным фильтрующим элементом меняется не в больших пределах по сравнению с металлическим сетчатым фильтром.

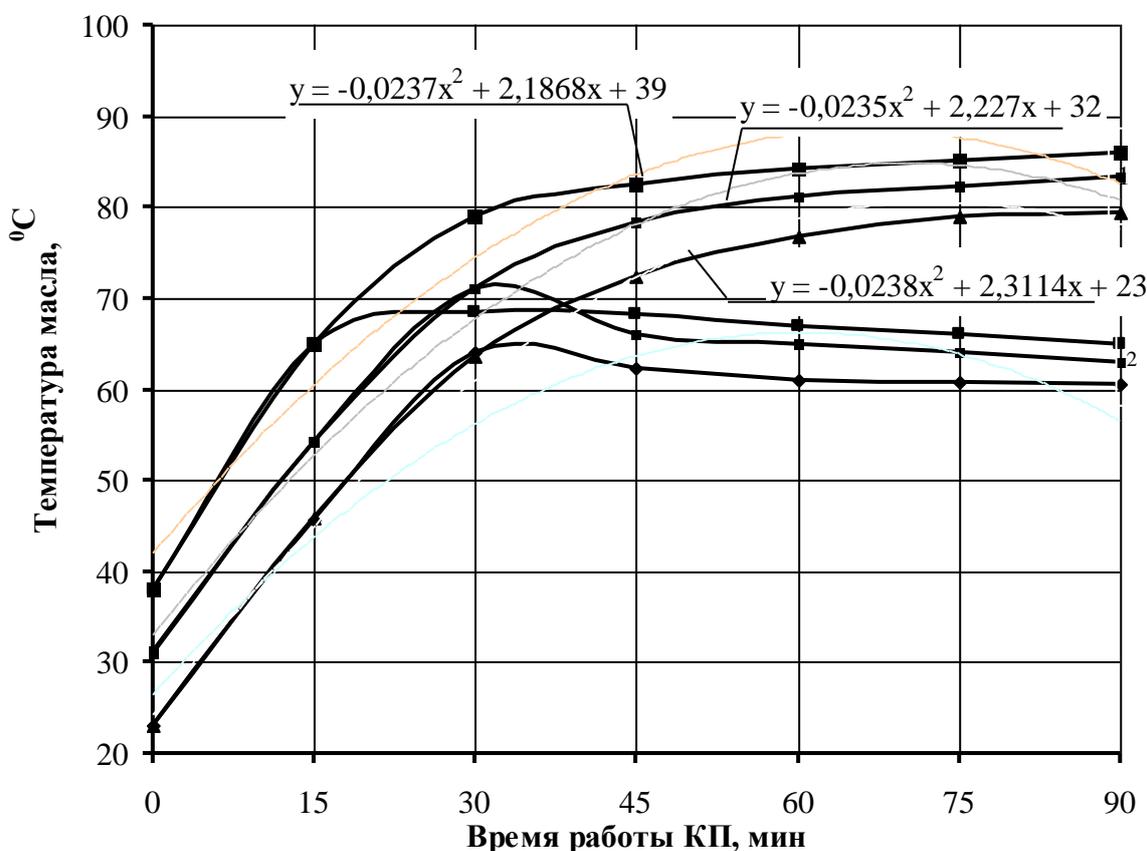


- - трактор с серийной конструкцией трансмиссии;
- △ - трактор с системой очистки масла трансмиссии снабженной металлическим сетчатым фильтрующим элементом;
- - трактор с системой очистки масла трансмиссии снабженной бумажным фильтрующим элементом.

Рис.4.10. Зависимость кинематической вязкости в трансмиссионном масле

График зависимости кинематической вязкости масла трансмиссии от наработки трактора (рис.4.10) убедительно показывает, что очистка смазывающей жидкости предотвращает разрушение ее структуры. Вязкость масла стабилизируется.

Для изучения режима включения системы очистки масла КП позволяющей стабилизировать вязкость масла, путем регулирования его температуры проведены полевые экспериментальные исследования зависимости температуры смазывающей жидкости трансмиссии от продолжительности работы трактора при различных температурах воздуха окружающей среды. График зависимости температуры масла от времени работы трактора и системы очистки КП приведен на рис.4.11.



1-без включения СОМ; 2-включение СОМ через 15 и 30 мин работы КП.

Рис.4.11. Зависимость температуры масла от времени работы КП при различных температурах окружающей среды

Анализ графика показывает, что повышение температуры масла при не включенной системе очистки масла тесно связано с температурой воздуха окружающей среды. При включении системы очистки масла температура смазывающей жидкости стабилизируется. Результаты эксперимента показали, что

при циркуляции масла в системе очистки происходит отвод тепла из смазывающей жидкости. Этим обеспечивается, как было отмечено выше, постоянство величины кинематической вязкости масла.

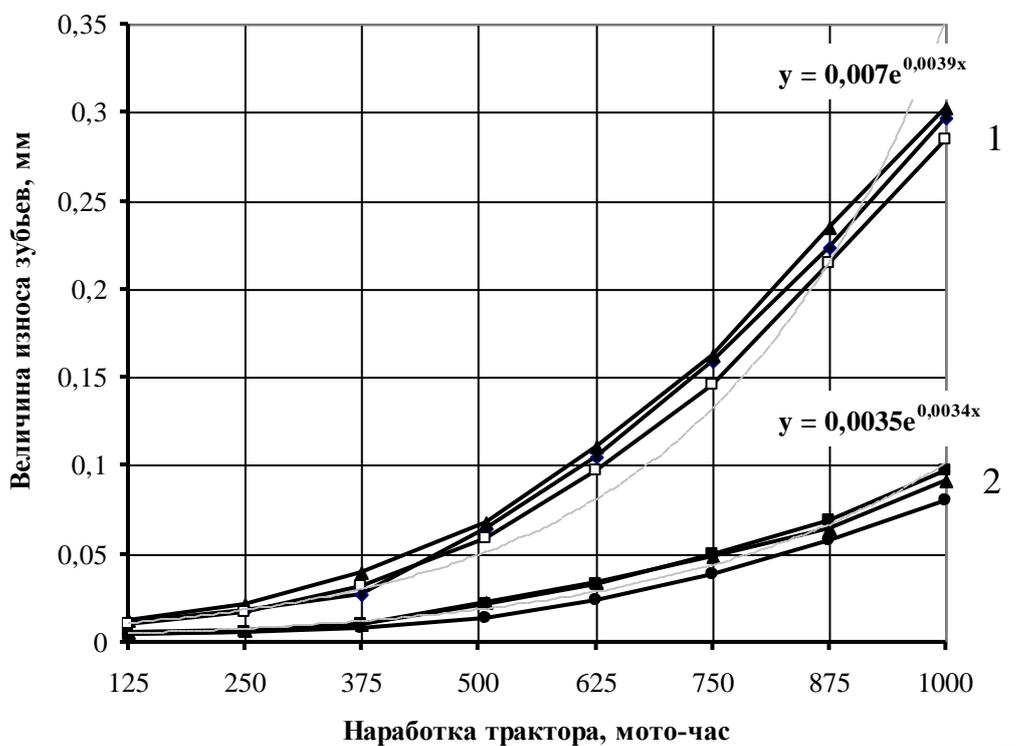
С целью оценки эффективности работы системы очистки КП трактора, по программе полевых исследований, определены величины износа зубьев шестерен серийной КП и КП с системой очистки масла. Проведены измерения величин износа рабочей поверхности зубьев шестерен №5, №7, №11 с числом зубьев 30, 24, 31 III-VI ступени коробки передач через каждые 125 мото-часов работы трактора в полевых условиях. Результаты экспериментальных исследований величин износа рабочей поверхности зубьев шестерен приведены в таблице 4.5.

Таблица 4.5

Результаты экспериментальных исследований величин износа рабочей поверхности зубьев шестерен №5, №7, №11 с числом зубьев 30, 24, 31 III-VI ступени коробки передач

Наработка трактора, мото-час	Величина износа, мм					
	№5, Z=30		№7, Z=24		№11, Z=31	
	серийного КП	КП с устройством для очистки масла	серийного КП	КП с устройством для очистки масла	серийного КП	КП с устройством для очистки масла
125	0,011	0,005	0,012	0,006	0,010	0,004
250	0,018	0,006	0,021	0,007	0,017	0,006
375	0,027	0,010	0,031	0,010	0,026	0,008
500	0,064	0,022	0,068	0,023	0,065	0,021
625	0,105	0,037	0,111	0,038	0,110	0,035
750	0,159	0,054	0,163	0,056	0,160	0,053
875	0,231	0,080	0,235	0,082	0,234	0,078
1000	0,297	0,103	0,303	0,106	0,296	0,100

Анализ полученных результатов убедительно показывает, что величина износа рабочих поверхностей зубьев шестерен КП с устройством для очистки масла снижается в 2,8-3,0 раза по сравнению с величиной износа зубьев шестерен серийного КП при наработке трактора до 1000 мото-часов в полевых условиях эксплуатации. Для наглядности по полученным данным построен график зависимостей величины износа зубьев шестерен №5, №7, №11 серийного КП и КП с системой очистки масла (рис 4.12).



№5, №7, №11 III-VI ступени КП от наработки трактора

Из графика видно, что при наработке трактора 500, 750, 1000 мото-часов величина износа зубьев шестерен серийного КП, соответственно в 1,5; 2; 3 раза больше по сравнению с величиной износа зубьев шестерен КП с системой очистки масла. Система очистки масла трансмиссии позволяет увеличить долговечность шестерен КП за счет снижения интенсивности износа рабочих поверхностей зубьев.

Таким образом, оценка эффективности работы, системы очистки масла трансмиссии в полевых условиях по процентному содержанию механических примесей, водяного конденсата и по кинематической вязкости масла убедительно показала ее высокую эффективность по обеспечению стабильных физико-механических параметров смазывающей жидкости. Трансмиссионное масло сохраняет свою работоспособность до 1000 мото-часов работы трактора в полевых условиях. Сравнение зависимостей процентного содержания механических примесей, водяного конденсата и кинематической вязкости от наработки трактора с системой очистки масла трансмиссии снабженной металлическим сетчатым и бумажным фильтрующими элементами, показывает, что более высокую эффективность имеет бумажный фильтрующий элемент. Степень очистки бумажного фильтра 1,2-1,5 раза больше, чем металлического, сетчатого фильтра. Интенсивность износа рабочих поверхностей зубьев шестерен КП с системой очистки масла снижается в 2,8-3,0 раза по сравнению с износом зубьев шестерен серийного КП. Увеличивается долговечность шестерен КП.

Выводы по четвертой главе

1. Установлено, что зависимость вязкости масла от наработки трактора имеет экспоненциальный характер, повышение температуры воздуха окружающей среды существенно ухудшает качество трансмиссионного масла. При наработке тракторов 1000 мото-часов, содержание механических примесей составляло 0,65-0,80%, что в 14-16 раз превышает допустимое, а массовое содержание воды 0,54-0,62%, что в 21-24 раза выше допустимого; размер твердых частиц достигает 50 мкм и более, при этом значительную часть загрязнений составляют частицы размером до 30-40 мкм, что необходимо учитывать при разработке структурной схемы системы очистки масла трансмиссии.

2. Результаты эксперимента подтвердили достоверность теоретических зависимостей производительности насоса, перепада давления от количества витков шнека, шага спирали. Установлено, что фактическая производительность отличается от теоретической на 5 %. Перепад давления создаваемого насосом с увеличением шага спирали шнека увеличивается. В пределах величины шага спирали шнека 0,02-0,08 м фактическое значение перепада давления совпадает с теоретической; при величине шага спирали от 0,02 до 0,1 м фактическая производительность насоса полностью соответствует теоретической.

3. Получены уравнения регрессии, адекватно описывающие зависимость производительности насоса от его основных параметров и режима работы трансмиссии: наружный диаметр шнекового насоса, число витков шнека, шага спирали шнека и температура масла трансмиссии; определены коэффициенты регрессии уравнений; оптимальными величинами параметров насоса и режима работы являются наружный диаметр-0,08 м, число витков-3, шаг спирали шнека-0,046 м, температура масла-60-65 °С.

4. Экспериментально установлено, что разработанная система очистки масла трансмиссии имеет высокую эффективность по обеспечению стабильных физико-механических параметров смазывающей жидкости; трансмиссионное масло сохраняет свою работоспособность до 1000 мото-часов работы трактора в полевых условиях, степень очистки бумажного фильтра 1,5-2 раза больше, чем по сравнению с металлическим, сетчатым фильтром.

5. Выявлено, что при наработке трактора 500, 750, 1000 мото-часов, величины износа зубьев шестерен серийного КП, соответственно 1,5; 2; 3 раза больше по сравнению с величиной износа зубьев шестерни КП с системой очистки масла. Величина износа зубьев шестерен КП с системой очистки масла при наработке трактора 1000 мото-часов снижается в 2,8-3,0 раза, по сравнению с величиной износа зубьев шестерен КП серийного трактора.

5. ОЦЕНКА ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМЫ ОЧИСТКИ МАСЛА ТРАНСМИССИИ ТРАКТОРА

5.1. Методика оценки экономической эффективности системы очистки масла

На основании проведенных теоретических и экспериментальных исследований условия работы коробки передач универсально-пропашных тракторов ТТЗ-100К11 был разработан и изготовлен экспериментальный трактор с системой очистки масла КП.

Проверка правомерности теоретических предпосылок показала, что новая конструкция КП по сравнению с базовой позволяет снизить загрязненность масла, износ деталей, затраты времени на простой трактора из-за отказов деталей трансмиссии.

Оценка экономической эффективности проведена согласно ГОСТ 23728-88, ГОСТ 23730-88.

Экономическая эффективность разработанной системы очистки масла трансмиссии по обеспечению стабильных физико-механических параметров смазывающей жидкости показала, что смазывающая жидкость трансмиссии сохраняет свою работоспособность до 1000 мото-часов работы трактора в полевых условиях. Предложенный фильтр имеет 14-20 кратную степень очистки; при наработке трактора 500, 750, 1000 мото-часов износ зубьев шестерни серийного КП, соответственно 1,5; 2; 3 раза больше, по сравнению с величиной износа зубьев шестерен КП с системой очистки масла. При наработке трактора 1000 мото-часов, величина износа зубьев шестерен КП, снабженной с системой очистки масла снижается 2,8-3,0 раза, по сравнению с величиной износа зубьев шестерен КП серийного трактора.

5.2. Расчет экономической эффективности системы очистки масла с предложенными параметрами ее основных элементов

Для расчета экономической эффективности системы очистки масла с предложенными параметрами ее основных элементов определены расчетным путем исходные данные сравниваемых тракторов с системой очистки масла КП и базового варианта тракторов.

Согласно результатам расчетно-экспериментальных испытаний масла в картере трансмиссии трактора ТТЗ-100К11 с системой очистки до наработки

1000 мото-часов сохраняет свое физико-механическое свойство по требуемому уровню, при этом срок службы трущихся деталей трансмиссии увеличивается в среднем в 2,8 раза.

Определяем экономическую эффективность от увеличения срока службы трущихся деталей КП трактора ТТЗ-100К11. По данным НИИМСХ средняя годовая выработка трактора составляет 2200 мото-час [73].

Межремонтный срок службы трансмиссии по данным ТТЗ составляет $T_a=7000$ мото-час [72].

Количество капитальных ремонтов КП за один год без очистки масла

$$N_{\kappa(n)} = \frac{T}{T_a} \cdot \kappa = \frac{2200}{7000} \cdot 2,8 = 0,88 \quad , \quad (5.1)$$

где $\kappa=2,8$ -коэффициент повышения износостойкости трущихся деталей трансмиссии.

Количество капитальных ремонтов трансмиссии за один год при использовании системы очистки масла

$$N_{\kappa(co)} = \frac{T}{T_a} = \frac{2200}{7000} = 0,31.$$

Экономия средств за счет повышения износостойкости деталей КП для одного трактора

$$\mathcal{E}_{из} = C_{om} (N_{\kappa(n)} - N_{\kappa(co)}) = 17520 \cdot (0,88 - 0,31) = 4779,45 \text{ тысяч сум}, \quad (5.2)$$

где $C_{om} = 17520$ тысяч сум – стоимость трущихся деталей коробки передач.

Для определения экономической эффективности системы очистки масла трансмиссии трактора определяем прямые эксплуатационные затраты и приведенные затраты с учетом инфляции национальной валюты.

Прямые эксплуатационные затраты (I) определяют по формуле

$$I = I_z + I_{mp} + I_a \quad , \quad (5.3)$$

где I_z – затраты на горюче смазочные материалы, сум;

I_{mp} – затраты на текущий ремонт и техническое обслуживание, сум;

I_a – затраты на реновацию, сум.

Затраты на горюче смазочные материалы (I_z) определяют по формуле

$$I_z = g T_z C_z \quad , \quad (5.4)$$

где C_z – комплексная цена 1 кг дизельного топлива, сум/кг (9064,5 сум/кг);

T_z – годовая наработка трактора с системой очистки масла, час.

g – расход дизельного топлива на единицу работы, кг/час.

Величину g определяют по формуле

$$g = N_e g_e \eta = 73 \cdot 0,235 \cdot 0,0018 = 0,03 \text{ кг/час}, \quad (5.5)$$

где N_e – номинальная мощность двигателя, кВт (73 кВт);

g_e – удельный расход горючего, кг/кВт.ч (0,235 кг/кВт.ч);

η – коэффициент использования мощности, $\eta = 0,0018$.

$$I_2^H = 0,03 \cdot 1200 \cdot 9064,5 = 326322 \text{ сум.}$$

Затраты на текущий ремонт и техническое обслуживание определяют по формуле

$$I_{mp} = \frac{B \cdot H_{mp}}{100}, \quad (5.6)$$

где B – балансовая стоимость системы очистки масла КП, сум;

H_{mp} – нормы отчислений на текущий ремонт и техническое обслуживание, %.

$$I_{mp}^{yc} = \frac{3000000 \cdot 9,8}{100} = 294000 \text{ сум.}$$

Затраты на реновацию трактора определяют по формуле

$$I_a = \frac{B \cdot H_a}{100}, \quad (5.7)$$

где H_a – нормы ежегодных отчислений на реновацию трактора, %.

$$I_a^{yc} = \frac{3000000 \cdot 19,3}{100} = 579000 \text{ сум.}$$

По формуле (5.3) определяем величину прямых эксплуатационных затрат системы очистки масла КП трактора

$$I = 326322 + 294000 + 579000 = 1199322 \text{ сум.}$$

Приведенные затраты с учетом суммы инвестиций на модернизацию КП трактора определяются по формуле

$$I_{np} = I \cdot E, \quad (5.8)$$

где E – коэффициент учитывающий накладные расходы и инфляцию национальной валюты ($E = 0,15 + 0,078 = 0,23$).

$$I_{np} = I \cdot E = 1199322 \cdot 0,23 = 275844,06 \text{ сум.}$$

Результаты расчетов по определению прямых эксплуатационных и приведенных затрат указаны в таблице 5.1.

Таблица 5.1

Технико-экономические показатели системы очистки масла

№	Показатели	Единица измерения	Величины
1	Балансовая цена системы очистки масла	сум	3000000
2	Эксплуатационные затраты	сум	1199322
	-затраты на горюче смазочные материалы	сум	326322
	-расходы на ТО и текущий ремонт	сум	294000
	-затраты на реновацию	сум	579000
3	Приведенные затраты	сум	275844,5
4	Суммарная годовая затрата	сум	1475166,5
5	Экономия за счет снижения износа деталей КП	сум	4779450
6	Срок окупаемость системы очистки масла	год	1,1

1. Годовой экономический эффект от внедрения системы очистки масла трансмиссии за счет снижения износа трущихся деталей КП составляет:

$$\mathcal{E}_2 = 4779450 - 1475166,5 = 3304283,5 \text{ сум.}$$

Выводы по пятой главе

2. Суммарная годовая экономия, от внедрения системы очистки масла трансмиссии трактора за счет снижения износа трущихся деталей КП составляет 3304283,5 сум на один трактор.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1. Почвенно-климатические условия Узбекистана приводят к интенсивному загрязнению смазочного масла трансмиссии универсально-пропашных тракторов механическими примесями, так уже через 250-300 мото-часов работы трактора содержание механических примесей в трансмиссионных маслах превышает допустимые нормы (0,05%); при дальнейшей эксплуатации трактора происходят отказы агрегатов трансмиссии, наибольшее число (55%) которых приходится на коробку передач, при этом более 80 процентов из них наступает из-за абразивного и фрикционного изнашивания трущихся деталей вследствие нарушения условия ЭГД режима смазки. Известные способы и устройства для очистки трансмиссионного масла не обеспечивают поддержание в нем концентрации механических загрязнений на допустимом уровне в течение установленного периода его наработки (1000 мото-часов) до замены.

2. Предварительными полевыми исследованиями, проведенными в почвенно-климатических условиях различных регионах Республики Узбекистан, определены характеры накопления механических примесей в трансмиссионном масле, изменения элементного состава загрязнений и вязкости масла в зависимости от наработки трактора. Установлено, что в условиях работы трактора в Сурхандарьинской области содержание механических примесей в трансмиссионном масле выше примерно в 1,5 раза, чем в условиях эксплуатации в Республике Каракалпакстан. Превышение допустимой нормы содержания механических примесей наступает соответственно через 250-300 и 400-450 мото-часов. После 1000 мото-часов работы содержание механических примесей составляло 0,65-0,80%, что в 14-16 раз выше допустимой нормы. Размер твердых частиц достигает 50 мкм и более. Значительную часть загрязнений составляют частицы размером до 30-40 мкм.

3. Разработана структурная схема и выбраны рабочие элементы системы очистки трансмиссионного масла с учетом характера его загрязняемости и из условия встраиваемости рабочих элементов в существующую конструкцию коробки передач без существенных ее изменений, обеспечивающего минимизацию затрат на их изготовление и обслуживание.

4. Теоретическими исследованиями получены физические и математические модели процесса очистки трансмиссионного масла предложенной системой очистки, описывающие выполнение условий вписываемости и встраиваемости ее рабочих элементов в существующую конструкцию коробки передач,

обеспечения движения смазочного масла коробки передач по шнековому насосу в виде многофазной среды и требуемого состояния смазывающей жидкости при правильном функционировании системы во взаимосвязи с основными конструктивными и режимными параметрами, совместным решением которых определены значения этих параметров.

5. Экспериментальными исследованиями, проведенными на лабораторной установке с имитацией процесса очистки масла в предложенной системе, проверена работоспособность ее элементов, получено уравнение регрессии, адекватно описывающее зависимость производительности насоса от его основных параметров и режима работы трансмиссии, решением которого определены рациональные значения основных параметров: наружный диаметр шнека - 0,08 м, число витков - 3, шаг витков - 0,46 м.

6. На основе полученных результатов теоретических и экспериментальных исследований разработана проектная документация конструкции предложенной системы очистки, по которым изготовлены на Ташкентском тракторном заводе опытно-промышленные образцы этой системы.

7. Сравнительная оценка эффективности работы в полевых условиях опытных образцов системы очистки масла, установленных в трансмиссии тракторов ТТЗ-100К11 показала, что система с бумажным фильтрующим элементом 1,5-2 раза эффективнее очищает масло от механических примесей по сравнению с металлическим сетчатым фильтрующим элементом. При этом величина износа зубьев шестерен КП с системой очистки масла снижается в 2,8-3,0 раза при наработке трактора 1000 мото-часов, по сравнению с величиной износа зубьев шестерни серийного КП.

8. Суммарная годовая экономия, от внедрения системы очистки масла трансмиссии трактора, за счет снижения износа трущихся деталей КП составляет 3304283,5 сум.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ўзбекистон Республикаси Президентининг 2017 йил 7 февралдаги ПФ-4947-сон “2017-2021” йилларда Ўзбекистон Республикасини ривожлантиришнинг бешта устувор йўналишининг ҳаракатлар стратегиясининг IV. Ижтимоий соҳани ривожлантиришнинг устувор йўналишлари, Тошкент ш., 2017 йил 7 февраль.
2. Ўзбекистон Республикаси Вазирлар Маҳкамасининг “Ишлатилган техник мойларни топшириш, тўплаш, улар учун ҳисоб-китоб қилиш, уларни сақлаш ва ташиш тартиби тўғрисидаги” 78-сонли низом, 2017 йил 14 феврал.
3. Вазирлар Маҳкамасининг “Юқори сифатли техник мойлар ишлаб чиқариш бўйича замонавий корхона ташкил этиш чора-тадбирлари тўғрисида” 304-сонли қарори. Тошкент ш., 2011 йил 15 ноябр.
4. Абдуллаев А. Исследование смазки в трансмиссии пропашного трактора в условиях Узбекистана: Автореф. ... канд.техн.наук. –Т., 1970.-19 с.
5. Абдурахманов А. Совершенствование очистки рабочих жидкостей гидромеханических передач автомобилей с целью повышения их эксплуатационные свойства: Автореф. ... канд. техн. наук. - М., 1993. -17с.
6. Агакишиев Х.Д. Улучшение герметичности тракторных трансмиссий. Обзорная информация //НТИ. –Ашхабад, 1987. -47с.
7. Арутюнян К.Г., Смирнов В.Ц. Применение шнековых насосов для перекачки сточных вод и их осадков // –М.: Стройиздат, 1997. –С 47-49.
8. Бабушкин Л.Н. Исследование абразивного изнашивания металлов по схеме Бринеля. Трение и износ в машинах, сб. XIV, -М. 1979. -С 5-35.
9. Баркович М.С. Исследование и повышение долговечности подшипниковых узлов тракторных трансмиссий: Автореф. ... канд. техн. наук. -М., 1972. – 24 с.
- 10.Белянин П.Н., Данилов В.М. Промышленная чистота машин. - М.: «Машиностроение», 1982. -234 с.
- 11.Бойко В.Н. О влиянии условий эксплуатации на содержание механических примесей в рабочей жидкости гидросистемы. Вопросы механизации сельского хозяйства //Тр. ин-та/ТИИИМСХ, 1976. -С. 35.
- 12.Борисов В.И. Общая методология конструирования машин. - М.: Машиностроение, 1978. – 296 с.
- 13.Браун Э.Д., Евдокимов Ю.А., Чичинадзе А.В. Моделирование трения и изнашивания в машинах. -М.: Машиностроение, 1982. – с 4.

14. Выписка из нормативов потребности сельского хозяйства в тракторах, комбайнах и других сельскохозяйственной техники для растениеводства Республики Узбекистан // Статистический бюллетень Ф №6 / Узагроماشсервис РУз. - 2003. - 1 января.
15. Гальперин Г.Л. Исследование долговечности подшипников качения трансмиссий тракторов: Автореф. ... канд. техн. наук. - Саратов. 1971. - 18 с.
16. Геленов А.М., Гленов А.А., Агакишиев Х.Д. Использование стендов по очистке отработанных масел // Механизация хлопководства. - 1988. № 11. - С. 16-17.
17. Геленов А.М., Лившанов Г.Г., Шилин В.А. Исследование основных характеристик пылевого облака и влияние его на состояние узлов двигателей // Механизация хлопководства. - 1981. №1. - С. 19-20.
18. Генкин М.Д. и др. Повышение надежности тяжело нагруженных зубчатых передач / М.Д. Генкин, М.А. Рыжков, Н.М. Рыжков. - М.: Машиностроение, 1981. - 232 с.
19. ГОСТ 23728-88, ГОСТ-23730-88 техника сельскохозяйственная. Методы экономической оценки. - М.: Издательство стандартов, 1988. - 24 с.
20. ГОСТ 15.001-73. Разработка и постановка продукции на производство. - М.: Издательство стандартов, 1979. - 28 с.
21. ГОСТ 23652-79. Масла трансмиссионные. Технические условия. - М.: Издательство стандартов, 2002. - 12 с.
22. Гришко В.А. Повышение износостойкости зубчатых передач. - М.: Машиностроение, 1997. - 137 с.
23. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин. - М.: Высш. шк., 1987. - 328 с.
24. Жужиков В.А. Фильтрация. - М.: Химия, 1980. - 267 с.
25. Инструкция по применению метода спектрального анализа масел при обслуживании машинно-тракторного парка. - М.: ГОСНИТИ, 1973. - 14 с.
26. Икрамов У.А. Исследование изнашивания поверхностей трения свободными абразивными частицами в условиях высокой загрязненности окружающей среды: Автореф. ... докт. техн. наук. - М., 1980. - 36 с.
27. Икрамов У.А., Иргашев А. Срок замены масла в закрытых зубчатых передачах // Трения и износ. - 1998. - №3. - С. 544.
28. Иргашев А. Износ деталей агрегатов трансмиссии агрегатов трансмиссии автогрейдеров в условиях запыленности окружающей среды: Автореф. ... канд. техн. наук. - Т., 1984. - 19 с.

- 29.Итинская Н.И., Кузнецов Н.А. Автотракторные эксплуатационные материалы. -М.: Агропромиздат, 1988. -271 с.
- 30.Кадыров С.М. Рабочий процесс и эксплуатации дизелей в условиях Средней Азии. -Т., 1979. -140 с.
- 31.Камчугов Н.В. Причины появления ресурсных отказов и оценка долговечности гидростатических трансмиссий сельскохозяйственной техники: Автореф. ... канд.техн. наук. -Челябинский ГАУ, 1992. -21с.
- 32.Кугель Р.В., Любчевский П.Я. Долговечность шариковых подшипников в тракторных трансмиссиях. // Тракторы и сельхозмашины.1982.№5.с.30-32.
- 33.Коваленко В.П., Ильский А.А. Основы техники очистки жидкостей от механических загрязнений. –М.: Химия, 1982. -272 с.
- 34.Коваленко В.П. Загрязнение и очистка нефтяных масел. –М.: Агропромиздат, 1987. -254 с.
- 35.Коваленко В.П., Турчанинов В.Е. Очистка нефтепродуктов от загрязнения. – М.: Химия, 1988. -160 с.
- 36.Лебедев О.В. Химмотология автотракторных смазочных материалов и специальных жидкостей. –Т.: Фан, 1989. -246 с.
- 37.Линкин Н.К., Шаблий Н.Е. Выбор типа и методика расчета параметров шнекового насоса //Техника в сельском хозяйстве. –1997. –№3. –С. 12-14.
- 38.Ленский А.В., Быстрицкая А.П., Никанов Ю.А. Электромагнитные фильтры для очистки масел //Тракторы и сельхозмашины. -1987. -№6. –С. 23-25
- 39.Малькин В.С., Матвеев В.В. Исследование возможностей увеличения срока службы трансмиссионного масла в условиях абразивного изнашивания // Известия Куйбышевского СХИ. - Куйбышев, 1971. –Т.30. –Вып 3. –С. 42-53.
- 40.Матвеев В.В. Повышение долговечности и эффективности работы трансмиссий сельскохозяйственных тракторов на основе улучшения эксплуатационных режимов смазки: Автореф. ... докт. техн. наук. –Л., 1973. –54 с.
- 41.Матвеев В.В., Глазков В.Ф. и др. Влияние фильтрации и качества масла на износ деталей бортовых передач трактора ДТ-7//Известия Куйбышевского СХИ / Улучшение режимов смазки тракторных трансмиссий. -Куйбышев, 1972. –С. 16-21.
- 42.Матвеев В.В., Глазков В.Ф. Влияние фракционного состава абразива на износ деталей силовых передач // Известия Куйбышевского СХИ. - Куйбышев, 1972. –С. 40-45.
- 43.Матвеев В.В., Савинов Г.Н., Малькин В.С. Исследование абразивного изнашивания деталей силовых передач сельскохозяйственных тракторов //Известия Куйбышевского СХИ. -Куйбышев, 1970. –Вып. 3.- С. 38-42.

44. Матвеев В.В., Геленов В.Ф., Шилин В.А., Агакишиев Х.Д. О повышение надежности тракторных трансмиссий //Механизация хлопководства.-1982. - №10. -С.17.
45. Михлин В.М., Аллилуев В.А. и др. Техническая Эксплуатация машинно-тракторного парка. -М.: Наука, 1991. -346 с.
46. Михлин В.М. Управление надежностью сельскохозяйственной техники. –М.: Колос, 1984. –214 с.
47. Михайловский Н.В. Влияние запыленности воздуха на износ машин. – //МЭСХ, 1989. -№4. -С. 98-99.
48. Мелибаев М. Установка для очистки масла //Механизация хлопководства, 1992. -№3. -С 21-23.
49. Мелибаев М. Обоснование путей повышения долговечности, дополнительной конечной передачи пропашного трактора Т-28Х4М: Дисс. канд. техн. наук. – Т., 199. -118 с.
50. Мельников С.В., Алешкин В.Р., Рощин П.М. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов. –Ленинград: «Колос», 1980. –167 с.
51. Методические рекомендации по комплексной оценке эффективности мероприятий, направленных на ускорение научно-технического прогресса. -М.: МИИСП, 1990. –19с.
52. Методика определения экономической эффективности использования в сельском хозяйстве результатов научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, новой техники, изобретений и рационализаторских предложений. –М.: ВНИИПИ, 1983. -149 с.
53. Нормативно-справочный материал для экономической оценки сельскохозяйственной техники. (Приложение к ГОСТ-23738-79 и 23730-79 «Техника сельскохозяйственная. Методы экономической оценки»). -М.: ЦНИИТЭИ, 1984. -328 с.
54. Никанов Ю.А. Обоснование технологического процесса электромагнитной очистки трансмиссионных масел при технической обслуживании тракторов: Автореф. ... канд. техн. наук. - М.: ГОСНИТИ, 1988. -21 с.
55. Нагуманов С.С. Разработка показателей и технических средств для оценки работоспособности трансмиссионных масел в условиях эксплуатации: Автореф. ... канд. техн. наук. –Челябинск, 1993. -23 с.
56. Никифоров В.В., Борозенков В.А. Нефтепродукты для сельскохозяйственной техники. - М.: Химия, - 1988. -198 с.

57. Орлов П.И. Основы конструирования. Том I - III. - М.: Машиностроение, 1990. –С. 48-63.
58. Пильщиков В.Л. Повышение срока службы масла в гидромеханических коробках передач транспортных машин: Автореф. ... канд. техн. наук. -М., 1986, -17 с.
59. Поздняков В.Р. Разработка режимов использования масел в тракторных силовых передачах на основании оценка напряженности их работы: Автореф. ... канд. техн. наук. –Ульяновск, 1990. -23 с.
60. Польцнер Г., Майсснер Ф. Основы трения изнашивания/Пер. с нем. О.Н. Озерского, В.Н.Пальянова; Под ред. М.Н.Добысина-М.: Машиностроение, 1984. -264 с.
61. Пучин Е.А. Методика расчета ущерба от нарушений правил технического обслуживания. // МЭСХ, 1998. -№6. - С. 14-15.
62. Розенберг Ю.А. Влияние смазочных масел на надежность и долговечность машин. - М.: Машиностроение, 1970. -312 с.
63. Рыбаков К.В., Карпенкина Т.П. Повышение чистоты нефтепродуктов. –М.: Химия, 1986. – 218 с.
64. Рыбаков К.В., Жульдыбин Е.Н. Приборы для определения содержание воды и механических примесей в нефтепродуктах. –М.: ЦНИИТЭ Нефтехим, 1988. - 50 с.
65. Рыбаков К.В., Коваленко В.П., Шарипов К.А. Устройство для фильтрации. А.С. № 1810089, ВОI D 63/16/63/08/.
66. Руднев С.В. Обоснование режима периодической очистки масел при ТО гидроприводов и трансмиссии с/х тракторов (Т-150К): Автореф. ... канд. техн. наук. - М., 1987. -18 с.
67. Рузиев Б.Г. Очистка рабочих жидкостей гидравлических систем: Автореф. ... канд. техн. наук. –М., 1992. -17 с.
68. Селиванов А.И., Артемьев Ю.Н. Теоретические основы ремонта и надежности сельскохозяйственной техники. –М.: «Колос», 1978. -248 с.
69. Скундин Г.И., Беркович М.С. Влияние запыленности смазки на срок службы подшипников качения в трансмиссиях тракторов //Тракторы и сельхозмашины. –1970. -№10. -С. 17-19.
70. Статистических отчет «Узнефтигаз» РУз. –Т., 2004. –С. 27.
71. Ташпулатов М.М. Обеспечение качества топливо-смазочных материалов при эксплуатации машин. –Т.: Фан, 1992. -136 с.
72. Тракторы Т28Х4М Инструкция по эксплуатации и техническому обслуживанию. –М.: «Тракторэкспорт», 1990. – 194 с.

73. У Сен Чен «Расчет износа деталей и срок замены масла агрегатов трансмиссии тракторов, работающих в запыленных условиях»: Автореф. ... канд. техн. наук. –Т., 1992. – 18с.
74. Федоренко В.А., Шошин А.И. Справочник по машиностроительному черчению.- Л.: «Машиностроение», 1983. -462 с.
75. Фролов К.В., Попов С.А., Мусатов Б.К. Теория механизмов и машин. –Т.: Ўқитувчи, 1990. -496 с.
76. Черников Н.И. Повышение эксплуатационной долговечности силовых агрегатов с/х тракторов и рациональное использование масла путем объединения системы смазки двигателя и трансмиссии (на примере самоходного шасси класса 0,6): Автореф. ... канд. техн. наук. –Ульяновский СХИ. - 1986. -21 с.
77. Шаблий Н.Д., Пинишкевич А.Ф., Донец С.М. и др. Шнековый насос. /А.с. 1216436 СССР. Опубл. в БИ №9. 1986.
78. Юлдашев Ш.У. Системный подход к оценке машин. -Т.: Мехнат, 1988. -208 с.
79. Йулдошев Ш.У. Машиналар пухталиги ва уларни таъмирлаш асослари. -Т.: Ўзбекистон, 1994. -479 с.
80. Патент США US 5 099715. 1992, 31 Mar.
81. Sneek H.J. (Henry J.) Machine dynamics. Prentice-Hall, Inc., New Jersey. USA. 1991.
82. Hibbeler R.C. Engineering mechanics. Dynamics. 6th edition, Macmillan Publishing Company., New York, USA. 1992.
83. Farm mechanization, 1960 №5.
84. <http://www.auto.ru/wwwboards/suzuki/0104/29257.shtml>
85. (<http://books.listsoft.ru/book.asp?cod=866108rp=48&up=1>,
86. <http://www.techno.edu.ru/db/msq/12561.html>).
87. <http://knigi.kustin.ru/catalog/detail/?bookid=142070> - 4,881 байт
88. <http://www.webkniga.ru/books/4114.html> - 10,820 байт
89. <http://WWW.KNIGOCHEI.RU/catalog/o.php?id=2176571> - 7,984 байт
90. <http://books.abia.ru/catalog/detail/?bookid=151260> - 5,436 байт
91. http://www.magelit.com/e_books/textb/meh/dm.shtml - 10,225 байт
92. <http://books.abia.ru/catalog/detail/?bookid=158945> - 5,148 байт
93. http://www.smcr.ru/offer_18457.html - 10,543 байт
94. http://books.j5.ru/tov/detali_mashin_2 - 10,783 байт
95. <http://www.y-x.ru/> - 16,505 байт
96. Сулаймонов С., Шарипов К.А., Джумаев Б.Э. «Коробка передач» Предварительный патент Р.Уз. №5422. -Т., 1998. -5 с.

97. Сулаймонов С., Шарипов К.А., Джумаев Б.Э. «Узатмалар кутиси шнек-насосли филтрнинг асосий параметрларини аниқлаш» // Материалы Республиканской конференции. -Т., 1999. - Част-2. –С. 219 -222.
98. Сулаймонов С., Джумаев Б.Э. Анализ причин отказов трансмиссии универсально-пропашных хлопководческих тракторов ТТЗ // Сборник научно-технической конференции «Республика қишлоқ хўжалиги ишлаб чиқариши-ни замонавий технология ва техникадан фойдаланиш самарасини ошириш йўллари». -Т., 2000. –С.157.
99. Сулаймонов С., Шарипов К.А., Джумаев Б.Э. «Пахтачилик тракторлари узатмалар кутиси узок муддат тўхтовсиз ишлашини таъминлаш йўллари» // Ўзбекистон қишлоқ хўжалиги. - 2000. -№4. -С. 59-61.
100. Джумаев Б.Э., Шарипов К.А., Рахимов Х.Р., Хошимова А. Влияние окружающей среды на изменение качества смазочных материалов в условиях эксплуатации Средней Азии // Сборник Международной экологической конференции. -Санкт-Петербург, 2000. -С. 121-123.
101. Джумаев Б.Э. Расчет параметров шнекового насоса КПП с активным фильтром // Сборник научно-практической конференции «Қишлоқ хўжалигида илғор технологиялар: Андижон тажрибаси», 2002. - С. 47-50.
102. Шарипов К.А., Джумаев Б.Э. Рекомендации по повышению эффективности использования трансмиссии тракторов. –Т.: «Узагромашсервис», 2002. – 18 с.
103. Джумаев Б.Э., Холикова Н. Очистка автотракторных масел от продуктов окисления // Сборник Республиканской научно-практической конференции. –Т., 2002, -С.137-138.
104. Юлдашев Ш.У., Шарипов К.А., Хайдаров Э.А., Джумаев Б.Э. Устройство для очистки трансмиссионного масла // Сельское хозяйства Узбекистана, 2005. -№10. -С. 34-35.
105. Хайдаров Э.А., Джумаев Б.Э. Универсал чопиқ тракторлари трансмиссия мойини тозалаш қурилмаси // «Кадрлар тайёрлаш тизимида-аграр таълим, Фан ва ишлаб чиқариш интеграцияси» / Халқаро илмий-амалий конференцияси материаллари. –Т., 2006. –С. 560-562.
106. Хайдаров Э.А., Джумаев Б.Э. Результаты исследований по повышению ресурса трансмиссионного масла тракторов ТТЗ // «Кадрлар тайёрлаш тизимида-аграр таълим, Фан ва ишлаб чиқариш интеграцияси» / Халқаро илмий-амалий конференцияси материаллари. -Т., 2006. -С. 590-593.
107. Джумаев Б.Э. Универсал чопиқ тракторлари трансмиссия мойини тозалаш системаси // Вестник ТГТУ, 2007. - №3. -С. 115-118.

108. Сулаймонов С.С, Хайдаров Э.А., Джумаев Б.Э. Тракторлар трансмиссия мойини тозалаш системасини ишлаб чиқаришга жорий қилиш // Агроинженерияда таълим, Фан ва ишлаб чиқариш интеграцияси мавзусида илмий-амалий конференцияси материаллари. –Т., 2007. –С. 139-143.
109. Системы очистки масла трансмиссии универсально-пропашных тракторов / Каталог Республиканской ярмарки инновационных идей, технологий и проектов. –Т., 2008. -С. 102.
110. Хайдаров Э.А., Джумаев Б.Э., Муродов Б. Яйловлар техникаси учун универсал ҳайдов тракторларини такомиллаштириш // Яйловлардан оқилонга фойдаланишнинг илмий асослари/Республика илмий-амалий конференцияси илмий мақолалар тўплами – Т., 2009. – С 155-157.
111. Сулаймонов С.С., Хайдаров Э.А., Джумаев Б.Э. Универсал чопиқ-хайдов тракторлар трансмиссия мойини тозалаш системаси // AGRO ILM. – Тошкент, 2009. -№1(9). –С. 75-76.
112. Хайдаров Э.А., Джумаев Б.Э. Система очистки масла трансмиссии универсально-пропашных тракторов // V Международная научно-практическая конференция «Аграрная наука - сельскому хозяйству»: Сборник статей. - Барнаул: 2010. –С. 539-542.
113. Усовершенствованная коробка передач универсально-пропашных тракторов / Каталог III Республиканской ярмарки инновационных идей, технологий и проектов. –Т., 2010. -С. 111.
114. Джумаев Б.Э. Результаты эксплуатационных испытаний системы очистки масла трансмиссии // Қишлоқ хўжалигини инновацион ривожлантиришда олий ва ўрта махсус, касб-ҳунар таълим муассасалари ёш олимларининг роли / Республика илмий амалий анжумани материаллар тўплами. – Т., - С. 37-41.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЙ	6
1.1. Почвенно-климатические условия работы и загрузка универсально-пропашных тракторов в с.х. Узбекистана	6
1.2. Влияние почвенно-климатических условий работы и загрузки универсально-пропашного трактора на показатели качества смазки трансмиссии	11
1.3. Анализ причин изнашивания элементов трансмиссии универсально-пропашных тракторов	18
1.4. Анализ результатов исследований по разработке системы очистки масла трансмиссии тракторов	25
1.5. Постановка цели и задач исследования	30
Выводы по первой главе	32
2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПО РАЗРАБОТКЕ И ОБОСНОВАНИЮ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ ОЧИСТКИ МАСЛА ТРАНСМИССИИ	33
2.1. Разработка структурной схемы системы очистки масла трансмиссии, выбор основных элементов, описание ее конструкции и принципа работы	33
2.2. Разработка математической модели материального баланса загрязнений, поступающих в смазку и удаляемых из нее	36
2.3. Обоснование типа, конструкции и основных параметров насоса системы очистки масла трансмиссии	39
2.4. Обоснование типа, конструкции и основных параметров масляного фильтра системы очистки масла	48
Выводы по второй главе	57
3. ПРОГРАММА И МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ ОЧИСТКИ МАСЛА ТРАНСМИССИИ	58
3.1. Программа экспериментальных исследований	58
3.1.1. Программа лабораторных исследований	58
3.1.2. Программа полевых исследований	58
3.2. Объекты исследования	59
3.3. Аппаратура, оборудования и установки экспериментальных исследований	59

3.4.Методика экспериментальных исследований	64
3.4.1.Методика определения загрязнения масла трансмиссии	64
3.4.2. Методика исследования по обоснованию основных параметров насоса и фильтра системы очистки	64
3.5. Методика определения степени загрязненности масла коробки передач в процессе эксплуатации	65
Выводы по третьей главе	66
4. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ЗАГРЯЗНЯЕМОСТИ И ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ОЧИСТКИ МАСЛА ТРАНСМИССИИ	67
4.1. Результаты исследований загрязняемости масла трансмиссии при работе трактора в полевых условиях	67
4.2. Результаты экспериментальных исследований по оценке эффективности работы системы очистки масла и ее основных параметров	72
4.3. Анализ уравнений регрессий многофакторного эксперимента по обоснованию основных параметров насоса и фильтра	76
4.4. Оценка эффективности работы системы очистки масла трансмиссии в полевых условиях	81
Выводы по четвертой главе	92
5. ОЦЕНКА ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМЫ ОЧИСТКИ МАСЛА ТРАНСМИССИИ ТРАКТОРА	93
5.1. Методика оценки экономической эффективности системы очистки масла	93
5.2. Расчет экономической эффективности системы очистки масла с предложенными параметрами ее основных элементов	93
Выводы по пятой главе	96
ОБЩИЕ ВЫВОДЫ	97
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	99

ДЖУМАЕВ БАХТИЁР ЭРГАШОВИЧ

ИГАМБЕРДИЕВ АСКАР КИМСАНОВИЧ

ХАЛИКОВА НАРГИЗА АБДУВАЛИЕВНА

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ ОЧИСТКИ МАСЛА
ТРАНСМИССИИ УНИВЕРСАЛЬНО-ПРОПАШНОГО
ТРАКТОРА**

/ М О Н О Г Р А Ф И Я /

Ответственный редактор проф. А.К. Игамбердиев

Подписано в печать: 24.09.2021 г. Формат 60x84 - 1/16.

Объем: 6,25 Тираж: 50 экз. Заказ № 0166.

Отпечатано в типографии ТИИИМСХ.

Ташкент 100000, ул. Кари-Ниязова, 39.

ДЛЯ ЗАМЕТОК
