

УЗБЕКСКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ  
НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ИНСТИТУТ МЕХАНИЗАЦИИ  
И ЭЛЕКТРИФИКАЦИИ СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА (УЗМЭИ)

На правах рукописи

МЕЛИБАЕВ Махмуджан

УДК 631.372; 633,511

ОБОСНОВАНИЕ ПУТЕЙ ПОВЫШЕНИЯ  
ДОЛГОВЕЧНОСТИ ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ  
КОНЕЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ ПРОПАШНОГО  
ТРАКТОРА Т-28Х4М

Специальность 05.20.03 — «Эксплуатация, восстановление  
и ремонт сельскохозяйственной  
техники»

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Янгиюль — 1997

а-13849

Работа выполнена в Узбекском научно-исследовательском институте механизации и электрификации сельского хозяйства (УзМЭИ)

### Научные руководители:

кандидат технических наук, доцент **БАЗАРОВ С. М.**

кандидат технических наук, старший научный сотрудник  
МАНСУРОВ Ю. А.

### Официальные оппоненты

доктор технических наук, профессор, академик АН РУз  
ЛЕБЕДЕВ О. В.

кандидат технических наук, старший научный сотрудник  
КУРБАНАЛИЕВ З. К.

Ведущая организация — Узбекская машиноиспытательная станция (УзМИС).

Защита диссертации состоится « 9 » апреля

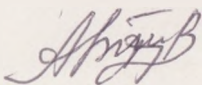
1997 г. в 13<sup>00</sup> час. на заседании специализированного совета ДК 125.01.01 по присуждению ученых степеней доктора и кандидата технических наук в Узбекском научно-исследовательском институте механизации и электрификации сельского хозяйства (УзМЭИ).

Адрес: 702841, Ташкентская область Янгиюльский район,  
п/о Гульбахор-1, УзМЭИ.

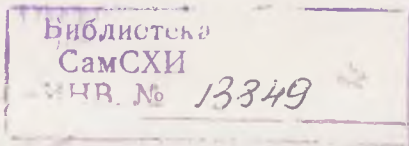
С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке УзМЭИ.

Автореферат разослан « 6 » марта 1997 г.

Ученый секретарь  
специализированного совета,  
кандидат технических наук



А. А. АБДУРАХМАНОВ



## А Н Н О Т А Ц И Я

В работе приведены анализ влияния факторов на долговечность дополнительной конечной передачи (ДКП или передачи) трактора Т-28Х4М и режимов работы на уровень загрязненности трансмиссионного масла и абразивный износ её деталей, а также обзор ранее проведенных исследований по данному вопросу. На основе теоретических и экспериментальных исследований установлены аналитические зависимости влияния скорости изнашивания деталей передачи на количество механических примесей в трансмиссионном масле, изучены динамика накопления механических примесей, изменения величины износа зубьев шестерен и радиального зазора подшипников.

Разработаны и испытаны экспериментальные варианты масляных отстойников, снижающих количество механических примесей. Рекомендован материал для шестерен ДКП, благодаря чему увеличивается ресурс их работы.

Годовой экономический эффект от внедрения результатов исследований на один трактор составляет 1304 сума (в ценах ноября 1995 г.).

### Автор защищает:

- основные причины и закономерности выходы из строя дополнительной конечной передачи, износа шестерен в зависимости от её нагрузки;
- методы и устройства, позволяющие повысить долговечность деталей передачи пропашных тракторов.

### ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В агропромышленном секторе Республики Узбекистан в настоящее время используется более 174 тыс. тракторов, 6,8 тыс. зерноуборочных комбайнов, 24,3 тыс. хлопкоуборочных машин и большое количество другой сельскохозяйственной техники. Работа машин проходит в сложных почвенно-климатических условиях, заключающихся в повышенных температурных режимах и запыленности воздуха, что сказывается на интенсивности изнашивания механизмов.

Долговечность тракторов определяется главным образом техническим состоянием трансмиссии. 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. А для машин, работающих в особо тяжелых условиях изнашивания, в частности в условиях хлопководства нашей Республики, затраты только на капитальные ремонты доходят до 50% их стоимости. Большая часть деталей

машин (80...85 %) выходит из строя вследствие интенсивного изнашивания. Это указывает на то, что при проектировании и эксплуатации машин и механизмов еще не всегда используют наиболее эффективные средства уменьшения трения и изнашивания. Поэтому работа, направленная на изыскание путей повышения долговечности такого механизма трактора, как дополнительная конечная передача, является актуальной.

Настоящая работа выполнялась в соответствии с республиканским планом НИР, утвержденным САО ВАСХНИЛ (ныне Уз АСХН) в гос.регистрации 86.004731 по теме: "Разработка и внедрение комплекса мероприятий по повышению эффективности использования и технического обслуживания техники в хлопководстве".

Рабочая гипотеза. Повышение долговечности дополнительной конечной передачи трактора можно достичь снижением контактирования механических примесей с зубьями шестерен в зонах их зацепления путем постоянного отвода накопленных при работе примесей и более рациональным выбором материала для изготовления шестерен.

Цель исследования. Обоснование и исследование путей повышения долговечности дополнительной конечной передачи пропанного трактора путем снижения их абразивного изнашивания и поиска более надежного материала для изготовления шестерен.

Объект исследования. Процесс изнашивания и минимизации содержания загрязнений трансмиссионного масла в зоне контакта с элементами ДПП трактора, а также материалы для изготовления шестерен.

Научная новизна. Выведены аналитические зависимости износа шестерен ДПП трактора, изготовленные из сталей 25ХГТ и 20ХНЗА. Уточнена формула для определения скорости изнашивания зубьев шестерен ДПП трактора, работающего в запыленных условиях эксплуатации. Обоснован рациональный материал для шестерен ДПП.

Практическая значимость. Применение отстойника в картере ДПП позволяет снизить загрязнение масла на 24,3 %, благодаря чему достигается повышение ресурса работы шестерен на 24,4...31,1 %. Применение хромоникелевой стали для изготовления шестерен позволяет уменьшить износ зубьев на 33,7 % и повысить их долговечность на 26,5 % по сравнению с серийными шестернями.

Реализация результатов исследований. Рекомендации по отстою трансмиссионного масла и замене материала шестерен на сталь 20ХНЗА были рассмотрены на техническом совещании КБ Ташкентского агрегатного завода и приняты к внедрению, а также приняты Учкурганским РПШ, Касансайским РПШ, х/с им. Худайбердиева, х/с "Кукумбай" и х/с "Дустлик" Касансайского района Наманганской области.

Апробация работы. Результаты исследований доложены и одобрены на ученом совете САИМЭ в 1988...1992 г.г., на научно-практической конференции профессорско-преподавательского состава Наманганского индустриально-технологического института (ИТИ) в 1988...1995 г.г., на областной научно-технической конференции по вопросам "Машиностроительному комплексу - коренную реконструкцию и опережающее развитие" (г.Наманган, 1988 г.), на областной научно-технической выставке "Самодетельность технического творчества" (г.Наманган, 1990г.), Международная научно-практическая конференция "Фан ва техника ишлаб чикаришга" (г.Андижан, 1994 г.). В полном объеме диссертация доложена на ИПС ТАДИ, ТДИИМСХ (г.Ташкент, 1996 г.) и УЭИИ (1996 г.).

Публикации. Основные положения диссертации опубликованы в 9 научных статьях, в т.ч. 5 статей в научных журналах, получено 1 положительное решение на предполагаемое изобретение и 2 удостоверения на рационализаторские предложения.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, основных выводов, списка использованной литературы и приложений. Содержание изложено на 175 страницах машинописного текста; включает 18 таблиц, 58 рисунков и 3 приложения. Список использованной литературы включает 110 наименований, из них 5 иностранных.

### ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы, изложены цель и задачи исследований.

В первой главе "Анализ долговечности дополнительной конечной передачи (ДКП) пропанного трактора Т-28Х4М в зоне хлопководства" приведен краткий обзор ранее проведенных работ и результаты анализа отечественной и зарубежной научно-технической литературы по теме диссертации. Рассмотрены источники и факторы загрязнения трансмиссионного масла и состояние степени его загрязненности, конструктивные особенности маслосцистильных отстойников и их роль в снижении загрязненности трансмиссионного масла, отказы в системе ДКП и их основные причины.

Проанализированы исследования, направленные на повышение долговечности ДКП тракторов путем снижения их абразивного изнашивания и улучшения отстоя трансмиссионного масла. Перечисленным вопросам посвящены исследования таких ученых, как М.С.Беркович, В.В.Матвеев, Г.И.Скундин, Г.И.Литвиненко, С.В.Лебедев, Ш.У.Юлдашев, У.А.Икрамов, С.М.Надиров, А.Иргашев, А.Абдуллаев, Х.Д.Аракишиев и др. В большин-

стве своем эти исследования касаются работоспособности коробок передач тракторов и автомобилей. Что же касается работоспособности деталей дополнительной конечной передачи, то комплексных исследований по этому вопросу не встречалось, хотя имеются отдельные замечания в актах испытаний тракторов Т-28Х4М, где отмечаются случаи выхода из строя или быстрого износа деталей дополнительной конечной передачи.

В связи с этим определены следующие задачи исследования:

- установить источники загрязнения трансмиссионного масла в процессе работы трактора на различных сельскохозяйственных операциях;
- определить скорость изнашивания и напряжения на зубья шестерен;
- определить эффективность применения отстойника в картере ДКП из условия снижения загрязнения масла;
- изучить абразивное изнашивание элементов ДКП в лабораторных условиях и при эксплуатации;
- выбрать более прочный материал для изготовления шестерен передачи и провести их испытание;
- определить технико-экономическую эффективность предлагаемых разработок в сельскохозяйственном производстве.

Во второй главе "Теоретические предпосылки исследований" приведены результаты теоретических исследований по повышению долговечности ДКП и обоснованию конструктивно-технологических параметров масляного отстойника, обеспечивающих минимальную загрязненность и абразивный износ деталей ДКП.

Определение количества механических примесей в трансмиссионном масле ДКП трактора. В условиях отсутствия системы отбора механических примесей, его массу в трансмиссионном масле в данный период времени можно определить по следующей уточненной зависимости:

$$q_{\text{М}} = q_0 + \sum_{t=t_0}^A (q_{\text{ИЗ}} + \Delta q + \Delta q_{\text{ИЗ}} + \Delta q_{\text{ОС}}) \Delta t, \quad (1)$$

где  $q_{\text{М}}$  - количество механических примесей в трансмиссионном масле, г;

$q_0$  - исходный уровень механических примесей в трансмиссионном масле, г;

$q_{\text{ИЗ}}$  - накопление продуктов нормального изнашивания, г/ч;

$\Delta q$  - прирост количества окиси кремния в трансмиссионном масле, г/ч;

$\Delta q_{\text{ИЗ}}$  - прирост продуктов изнашивания от поступления  $\Delta q$  количества окиси кремния в трансмиссионном масле, г/ч;

$\Delta q_{\text{ОС}}$  - прирост продуктов осадков, г/ч.

Из полученной зависимости следует, что с увеличением  $\Delta t$  наработки трактора величина  $Q_M$  увеличивается, а следовательно повышается количество механических примесей в трансмиссионном масле (рис. I).

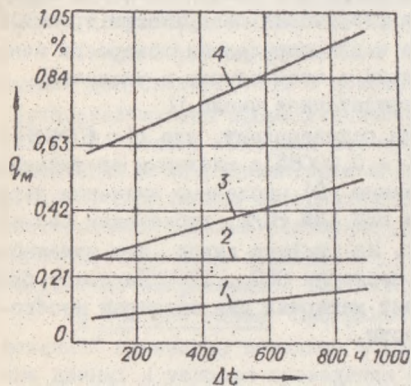


Рис. I. Динамика накопления общих механических примесей  $Q_M$  в зависимости от наработки  $\Delta t$  трактора:

- I — остаточное масло в дне картера;
- 2 — исходный уровень механических примесей в трансмиссионном масле;
- 3 — прирост количества окиси кремния;
- 4 — количество механических примесей в трансмиссионном масле.

Определение скорости изнашивания зубьев шестерен ДПП трактора, работающего в запыленных условиях эксплуатации. Скорость изнашивания зубьев представляет собой отношение значения износа к интервалу времени, в течение которого он возник. Скорость изнашивания зубьев шестерен ведущей и ведомой ДПП трактора определена с использованием формулы, предложенной О.В. Лебедевым и С.М. Кадыровым, где нами вводится коэффициент  $K_{ш}$  :

$$V_J = \frac{(\varphi_1 - \varphi_2)}{\varphi_1} \cdot \frac{K_{ш}^{3/2} \cdot d_a^{3/2} \cdot \epsilon_a^{3/2} \cdot \varphi_{ш1}^{1/2} \cdot \varphi_1^{1/2} \cdot D_{ш1} \cdot V_g \cdot \mu \cdot \gamma^{3/2}}{852 \epsilon_{T1}^{1/2} \cdot HB_1 \cdot P_{max} \cdot R_{ш} \cdot K_1^{3/2} \cdot K_2^{3/2} \cdot \gamma^{3/2} \cdot t_{ш}}, \quad (2)$$

где  $K_{ш1} = \epsilon_0 + at$ ;  $\mu$  — передаточное число зубчатого зацепления;  $\varphi_1, \varphi_2$  — мгновенные радиусы кривизны;  $K_{ш}$  — коэффициент, учитывающий интенсивность изменения концентрации абразивных частиц, %;  $d_a$  — диаметр абразивных частиц, мм;  $\epsilon_0$  — начальная весовая концентрация абразива, %;  $a$  — изменение концентрации абразивных частиц, %/ч;  $t$  — продолжительность эксплуатации ДПП трактора с момента замены масла, ч;  $\epsilon_a$  — прочность абразива, кПа.  $\varphi_{ш1}$  — коэф-

коэффициент упругости материала;  $D_{ш1}$  - параметр, учитывающий глубину внедрения абразива, мм;  $V_g$  - скорость движения трактора при эксплуатации, км/ч;  $\gamma_m, \gamma_a$  - плотность масла и абразива, г/см<sup>3</sup>;  $\sigma_{T1}$  - предел текучести материала, кПа;  $HВ$  - твердость поверхности зубьев, кПа;  $P_{max}$  - нагрузка, действующая на пару трения, Н;  $R_{ш}$  - радиус ведущего колеса, м;  $K_1, K_2$  - коэффициенты, учитывающие наличие в масле абразивных частиц, обладающих большей твердостью, чем поверхность трения;  $t_{ш1}$  - число циклов деформации после разрушения поверхности трения.

Данная формула пригодна также и для определения скорости изнашивания промежуточной шестерни. Только в этом случае в числителе второй дроби формулы исключается передаточное число  $u$ .

Экспериментальные исследования подтверждают, что  $d = const = 0,001$  без отстойника, а  $d' = const = 0,00085$  с масляным отстойником.

Подставляя в полученное выражение (2) численные значения параметров по составленной программе на ЭВМ IBM PC/2, произведем расчет, по которому построен график (рис.2). Из графика видно, что изменение скорости изнашивания при твердости шестерни 850...1200МПа имеет близкий к прямолинейному характер. Значит материал для шестерен необходимо выбирать в пределах этой твердости.

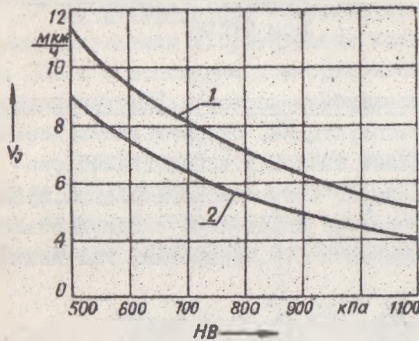


Рис.2. Изменение скорости  $V_z$  изнашивания зубьев ведущей шестерни в зависимости от их твердости  $HВ$ :

- 1 - без отстойника;
- 2 - с отстойником.

Определение контактных напряжений в промежуточной шестерне ДКП. Расчет закрытых зубчатых передач на выносливость рабочих поверхностей зубьев по контактным напряжениям производится по формуле Герца:

$$\sigma_H = Z_E Z_E Z_H \sqrt{\frac{K_H \cdot F_t}{d_2 b_W} \frac{u+1}{u}} \leq [\sigma]_{HO} \quad (3)$$

где  $Z_E, Z_E, Z_H$  - коэффициенты, учитывающие механические свойства

материалов шестерни, суммарную длину контактной линии и форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления, ( $Z_E = 13,4$ ;  $Z_E = 0,6$ ;  $Z_H = 2,1$ );  $K_H = 1,0$  - коэффициент нагрузки;  $F_t = 2M_{кр.2}/d\omega_2 = 103335$  - окружная сила в делительном диаметре, Н;  $U = Z_2/Z_1 = 1,625$  - передаточное число;  $d_2 = 0,16$  - делительный диаметр шестерни, м;  $\sigma_{Hw} = 0,055$  - рабочая ширина венца зубчатой передачи, м;  $[\sigma]_{но} = 1025$  - допустимое контактное напряжение, МПа;  $\sigma_H = 1216$  МПа.

Таким образом, расчетное контактное напряжение в 1,2 раза превышает допускаемую, чем и доказывается возникновение выкрашивания поверхностей зубьев промежуточной шестерни, изготовленной из стали 25ХГТ. Поскольку материал шестерни из стали 25ХГТ подвергается только цементации и нитроцементации и не рекомендуется подвергать её азотированию, приемлемым материалом является 20ХН3А, который подвергается азотированию с целью повышения допускаемого напряжения и имеет  $[\sigma]_{НА} = 1270$  МПа. При этом соблюдается условие:  $\sigma_H < [\sigma]_{НА}$ , т.е. обеспечивается отсутствие выкрашивания контактных поверхностей промежуточной шестерни

В третьей главе "Программа и методика экспериментальных исследований" приведены методика исследований и обработка экспериментальных данных и условия проведения экспериментов.

Теоретические исследования проводились с использованием основных положений математического анализа, экспериментальные исследования - в лабораторно-полевых условиях Наманганского индустриально-технологического института, Ташкентского тракторного завода и на полях хозяйств Наманганской области.

Сбор исходной информации по загрязненности трансмиссионного масла производился путем отбора проб по ГОСТ 23625-79 и последующего его анализа в лаборатории Наманганской химлаборатории электрической сети. Количество механических примесей определялось соответственно по ГОСТ 2477-65 и ГОСТ 20577-78. Оптимальное место установки масляного отстойника определялось сопоставлением содержания пыли в различных зонах. Запыленность воздуха, поступающего в ДКП трактора, определялась с помощью аспиратора модели 822 с фильтрами АФА-ВП, АФА-ДП и АФА-ХА.

Определение нагрузки на ДКП и на шестерни в отдельности проводилось путем тензометрирования. Износ шестерен и подшипников изучался на 58 тракторах (год выпуска 1988-1991), поступающих на капитальный ремонт из хозяйств, причем количество тракторов одного года выпуска составляло не менее 10 шт.

Определение динамики накопления примесей в масле с применением отстойника в картере передачи осуществлялось в хозяйственных условиях на 20 тракторах, из которых 10 были с отстойниками и 10 без

них. Изучение износа экспериментальных шестерен, изготовленных из стали 20ХНЗА, производилось на стенде в Ташкентском тракторном заводе на трех комплектах шестерен, в сравнении с серийными шестернями из стали 25ХГТ. Результаты экспериментов обработаны методами математической статистики.

Экономическая эффективность результатов исследований рассчитана в соответствии с ГОСТ 23729-88 "Техника сельскохозяйственная. Методы экономической оценки" с использованием нормативно-справочных материалов.

В четвертой главе "Результаты экспериментальных исследований и экономическая оценка выполненных работ" приведены данные по действующим в передаче нагрузкам, запыленности воздуха в зоне ДПП, загрязненности масла, износу шестерен и подшипников, применению отстойника масла, износу экспериментальных шестерен и энергоемкости передачи.

Нагрузка на шестерни ДПП. Шестерни ДПП испытывают определенную нагрузку на их зубья. Как установлено тензометрированием, усилие, приходящееся на зубья ведущей шестерни, составляет 3,51 кН при скорости трактора 4,25 км/ч. С повышением скорости в 1,47 раза усилие повышается в 1,13 раза и составляет 4,17 кН. А с увеличением скорости до 7,36 км/ч усилие на зубья шестерни возрастает до 4,23 кН.

Запыленность воздуха в зоне ДПП трактора самая большая (3,2 г/м<sup>3</sup>) при посеве, а при культивации она составляет 1,6 г/м<sup>3</sup>. Это объясняется тем, что при посеве рабочие органы сеялки активно взаимодействуют с верхним сухим слоем почвы, в результате чего в воздух поднимается много пыли. Наибольшая концентрация пыли наблюдается возле ДПП.

Накопление примесей в масле картера ДПП. На основе исследований установлено, что концентрация механических примесей в трансмиссионном масле в картере ДПП без отстойника при наработке 910 моточасов превышает допустимые значения, тогда как с отстойником она составляет 57 % от допустимого (рис.3). Накопление механических примесей в масле картера ДПП имеет следующую закономерность: при наработке трактора 70 моточасов количество механических примесей в масле составляет 0,13 %. При увеличении наработки до 350 моточасов количество примесей увеличивается до 0,63 %. С увеличением наработки трактора в 1,8 раза, то есть до 630 моточасов, количество примесей увеличивается в два раза. Дальнейшее увеличение наработки до 910 моточасов приводит к повышению механических примесей до

1,5 %. Таким образом, происходит прямолинейно-возрастающий характер накопления механических примесей.

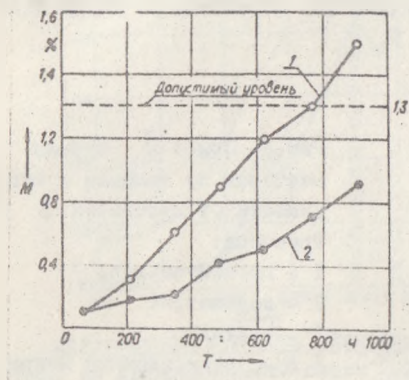


Рис.3. Накопление механических примесей М в масле в зависимости от наработки Т трактора:

1 - без отстойника;  
2 - с отстойником

Накопление окисей кремния и железа в масле ДМТ происходит вследствие их проникновения через неплотности, в результате газообмена и от износа трущихся поверхностей. Исследования показали, что при работе передачи в масле накапливаются в 1,8...2,0 раза больше примесей, чем положено по норме. К усиленному износу деталей приводят окиси кремния и железа (рис.4), твердость которых находится на уровне твердости материала шестерен.

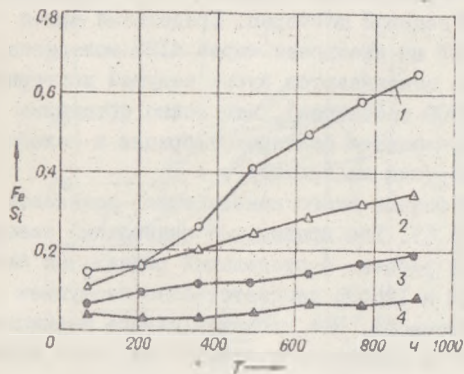


Рис.4. Увеличение окисей железа  $Fe_2O_3$  и кремния  $SiO_2$  в зависимости от наработки Т трактора:

1 и 2 - содержание  $Fe_2O_3$  без отстойника и с отстойником;  
3 и 4 - содержание  $SiO_2$  без отстойника и с отстойником

Для уменьшения количества примесей в масле рекомендуется применять отстойник снизу картера. При работе крупные частицы примесей оседают на дно картера и сползают через насадку в отстойник и больше в масло не попадают. Вследствии его применения количество окисей железа и кремния уменьшается в среднем при наработке от 70 до 910 моточасов соответственно на 0,645 %.

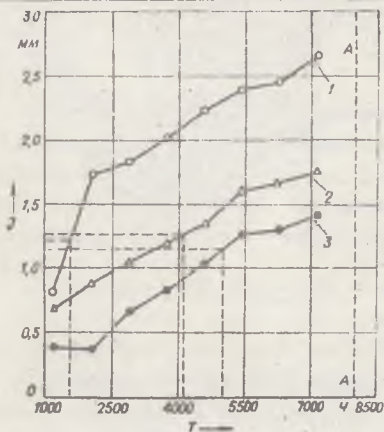


Рис.5. Износ J зубьев шестерен по толщине в зависимости от наработки T трактора:

- 1 — промежуточная;
- 2 — ведомая;
- 3 — ведущая;
- A, A' — установленный межремонтный срок.

Износ деталей ДКП происходит по равному. Больше всего изнашиваются зубья промежуточной шестерни (рис.5). При наработке 7150 моточасов износ её зубьев по толщине достигает 2,67 мм. Предельный износ зубьев в 1,23 мм, когда шестерня выбраковывается, наступает при наработке всего 1575 моточасов. Это происходит потому, что зубья промежуточной шестерни претерпевают двухстороннее контактирование со стороны ведущей и ведомой шестерен. Предельный износ зубьев ведомой шестерни в 1,27 мм наступает через 4125 моточасов работы трактора. Меньше всего изнашиваются зубья ведущей шестерни (соответственно, 1,15 мм — 5000 моточасов), что можно объяснить удаленностью от внешних возмущающихся факторов (вибрации и колебания от неровностей поля и нагрузки на трактор).

Из подшипников передачи больше всего изнашивается роликовый цилиндрический № 12218К1 (рис.6). Его предельный радиальный зазор получается при 7000 моточасов работы. А предельный радиальный зазор для подшипников № 2313КМ и 12609К соответственно наступает при наработке 6900 и 7100 моточасов. Что касается износа шариковых подшипников № 218 и 315, то по предельному зазору они почти дора-

бывает до установленного межремонтного срока.

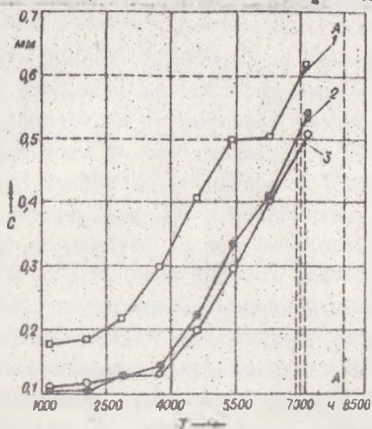


Рис. 6. Увеличение радиального зазора  $C$  роликовых подшипников в зависимости от наработки  $T$  трактора:  
 1 - № I2218KI;  
 2 - № 2318KM;  
 3 - № I2600K.

Долговечность работы экспериментальных шестерен ДКП, изготовленных из хромоникелевой стали 20ХНЗА, оказалась больше, чем серийных шестерен из хромомарганцевой стали 25ХГТ (рис. 7). Характерно, что износ зубьев экспериментальных шестерен происходит в такой же последовательности, как и серийных при эксплуатации в хозяйственных условиях. Однако установлено, что износ зубьев промежуточной шестерни из хромоникелевой стали при одинаковой наработке на 33,7 % меньше, чем шестерни из хромомарганцевой стали. Экспериментальная ведущая шестерня имеет износ зубьев на 23,1 %, а ведомая — на 21,4 % меньше серийных шестерен. Следовательно, межремонтный срок дополни-

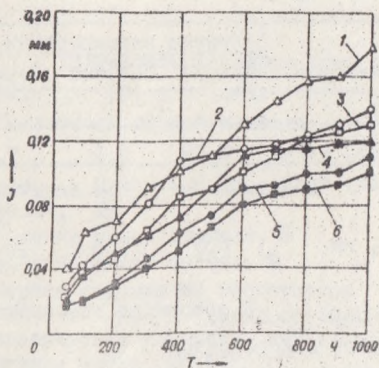


Рис. 7. Износ  $J$  зубьев шестерен передачи в зависимости от их наработки  $T$  :  
 1 и 4 — промежуточная шестерня соответственно из стали 25ХГТ и 20ХНЗА;  
 2 и 5 — ведомая шестерня соответственно из стали 25ХГТ и 20ХНЗА;  
 3 и 6 — ведущая шестерня соответственно из стали 25ХГТ и 20ХНЗА.

тальной конечной передачи с экспериментальными шестернями может быть увеличен.

Определение структуры материала шестерен ДПП. Проведенный металлографический анализ шлифов зубьев шестерен показал, что твердость поверхности и сердцевины зубьев шестерен из хромоникелевой стали соответственно на 19,7 и 25,5 % больше, чем из хромомарганцевой стали. Связано это с различной микроструктурой зубьев. При рассмотрении снимков, сделанных с увеличением в 400 раз, установлено, что в структуре зубьев из хромоникелевой стали преобладают более мелкие зерна аустенита с мартенситом, которых значительно меньше в образцах зубьев из хромомарганцевой стали. Ввиду этого хромоникелевая сталь более прочна и меньше подвергается износу. В структуре пилфов зубьев шестерен из хромомарганцевой стали встречаются случаи включения игольчатого мартенсита, который способствует повышению хрупкости и увеличению износа.

Параметры отстойника и режим работы ДПП определены методом математического планирования эксперимента из условия минимизации износа зубьев шестерен и радиального зазора подшипников при установленном уровне вязкости масла. Установлено, что на параметры оптимизации наибольшее влияние оказывают: скорость трактора ( $X_1$ ), температура масла ( $X_2$ ), тип отстойника ( $X_3$ ) и рабочий диаметр насадки ( $X_4$ ). Эксперименты проведены по плану полного факторного эксперимента. Основные факторы и уровни их варьирования приняты на основании априорной информации (табл. I).

Таблица I

Основные факторы и уровни их варьирования

Обозначение факторов		Наименование факторов	Уровни варьирования		
Кодированное	Натуральное		Нижний (-I)	Базовый (0)	Верхний (+I)
$X_1$	$V_T$	Скорость трактора, км/ч	3,79	5,6	7,4I
$X_2$	$T_M$	Температура масла, град.	20,0	40,0	60,0
$X_3$		Тип отстойника	I	II	III
$X_4$	$d_H$	Диаметр насадки, мм	5,0	7,5	10,0

Примечание: Типы отстойника

I - с наклонной перегородкой;

II - с двухсторонней перегородкой;

III - с дополнительной наклонной перегородкой.

После обработки экспериментальных данных на IBM PC/2 получены следующие уравнения регрессии, адекватно описывающие: износ зубьев шестерен

$$У_1 = -5,04 + 4,0x_1 + 1,01x_2 + 18,3x_4 - 0,17x_2x_4, \text{ мм} \quad (4)$$

радиальный зазор

$$У_2 = 62,7 - 10,2x_1 - 0,47x_2 - 3,9x_4 - 0,17x_1x_2 + 3,18x_1x_4, \text{ мм} \quad (5)$$

вязкость масла

$$У_3 = 19,4 - 0,19x_1 - 0,54x_2 - 1,97x_3 + 0,16x_1x_3 + 0,027x_2x_3, \text{ мм}^2/\text{с} \quad (6)$$

Решением уравнений регрессии установлено, что рациональный режим работы дополнительной конечной передачи достигается при следующих значениях входных факторов:  $V_T = 3,70 \text{ км/ч}$ ,  $T_M = 37...40^\circ \text{ С}$ , тип отстойника - I и  $d_H = 10 \text{ мм}$ . При этом выходные параметры имеют значения (после 1000 мотоочасов работы)  $У_1 = 0,60 \text{ мм}$ ,  $У_2 = 0,39 \text{ мм}$ ,  $У_3 = 15,1 \text{ мм}^2/\text{с}$ .

Результаты сравнительных испытаний и экономическая эффективность применили масляного отстойника и экспериментальных шестерен ДПП трактора. Масляный отстойник проверялся в совхозах им.Худайбердиева, "Дустлик" и "Кукумбай" Касансайского района на тракторах Т-28Х4М в период междурядной обработки хлопчатника.

Результаты анализов проб трансмиссионного масла после 960 мотоочасов (табл.2) показывают, что качественные характеристики масла в картере ДПП с масляным отстойником значительно лучше по сравнению с маслом из существующей ДПП. Следовательно, использование масляного отстойника способствует повышению сроков службы шестерен и подшипков.

Таблица 2

Результаты анализов проб трансмиссионного масла

Показатели качества масла	Значение показателей	
	существующий (без отстойника)	экспериментальный (с отстойником)
Содержание обих механических примесей, %	1,50	0,90
Содержание окиси кремния, %	0,34	0,09
Содержание окиси железа, %	0,64	0,18
Суммарное содержание негорюемых механических примесей, %	0,62	0,43
Кинематическая вязкость, мм <sup>2</sup> /с	16,8	15,9
Кислотное число, мг КОН/г	0,48	0,23
Щелочное число, мг КОН/г	0,19	0,21

Результаты проведенных стендовых испытаний по изучению степени снижения износа и долговечности шестерен ДПП показали, что замена материала ведущей, промежуточной и ведомой шестерен ДПП дает возможность повысить их долговечность на 26,5 %. Годовой экономический эффект от применения предлагаемых масляного отстойника и шестерен, изготовленных из хромоцикелевой стали 20ХНЗА, составляет 1304 сум (по ценам ноября 1995 г.) за счет уменьшения затрат на ремонт дополнительной конечной передачи трактора.

#### ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1. В период выполнения различных технологических операций трактором Т-28Х4М его дополнительная конечная передача находится в зоне наибольшей запыленности, которая составляет 1,6-3,2 г/м<sup>3</sup>. При таких условиях частицы пыли проникают внутрь картера (передачи) и загрязняют масло.

2. Установлено, что среднее содержание механических примесей в масле картера ДПП хлопководческого трактора при его работе составляет соответственно 1,3 и 1,5 %, тогда как по ГОСТ 23652-79 в трансмиссионном масле допускается не более 0,03 %.

3. Уточнена расчетная формула для определения скорости изнашивания зубьев шестерен в зависимости от твердости материала. В пределах твердости материала 800-1200 МПа изменение скорости изнашивания имеет характер, близкий к линейному.

4. Загрязнение масла в картере увеличивает скорость изнашивания деталей передачи. Особенно интенсивно изнашиваются по толщине зубья промежуточной шестерни. Предельный износ зубьев наступает в 5,1 раза раньше нормативного срока. Ведущая и ведомая шестерни не дорабатывают до установленного срока на 37,5-48,4 %, а подшипники, особенно роликовые, на 11,3-13,8 % этого срока.

5. С целью улучшения условий работы дополнительной конечной передачи и уменьшения количества механических примесей в масле, необходимо установить на дне картера передачи масляный отстойник с наклонной перегородкой с диаметром насадки 10 мм. При этом содержание механических примесей в трансмиссионном масле снижается на 57 %, в частности абразивных соединений кремния - на 27 % и железа - на 29 %.

6. С применением рекомендуемого масляного отстойника кинематическая вязкость масла улучшается в 1,5 раза по сравнению с работой ДПП без отстойника. Кислотное число снижается на 36,4 %, а щелочность снижается от 0,6 до 0,2 мг КОН/г. Это позволяет увеличить

ресурс службы трансмиссионного масла на 200-250 часов.

7. Установлено, что необходимым условием обеспечения работоспособности шестерен дополнительной конечной передачи трактора является обеспечение его долговечности. Для этого наиболее эффективно применение хромоникелевой стали 20ХН3А. При этом зубья шестерен по толщине изнашиваются на 21,4-33,7 % меньше, чем серийных шестерен из хромомарганцевой стали 25ХГТ, что позволяет увеличить средний ресурс передачи на 26,5 %.

8. Экономический эффект от внедрения результатов исследований на один трактор составляет 1304 сума за счет уменьшения затрат на ремонт передачи (по ценам ноября 1995 г.).

Дальнейшие исследования рекомендуется вести в направлении улучшения режимов работы и обслуживания шестеренчатых передач сельскохозяйственной техники для хлопководства.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Мелибаев М. Обоснование путей снижения потерь нефтепродуктов при эксплуатации машинно-тракторных агрегатов//Тезисы докладов научно-технической конференции профессорско-преподавательского состава и студентов, Наманган, 1988.-с.15.

2. Яхьяев Г., Акбаров А., Мелибаев М. Как сократить затраты// Хлопок. -1989. -№ 4. -С.34...35.

3. Мелибаев М., Омиров А.Д., Нигматуллаев С. Резервы экономии// Хлопок. -1990. -№ 3. -С.22...23.

4. Мелибаев М., Базаров С.М., Мирзаев М. Мотор мойини қайта тозаловчи мослама //Янги техника. -1990. -№ 4. -С.23...24.

5. Яхьяев Г., Базаров С.М., Мелибаев М. Экономно, надежно// Хлопок. -1990. -№ 4. -С.23...24.

6. Мелибаев М. Автотракторларда трансмиссия ва гидравлик мойларнинг ишлаш муддатини узайтириш йўллари//Наманган саноат-технология институти профессор-муаллимлари ва талабаларининг XIII-анъанавий илмий-амалий конференцияси илмий ишлари тўплами. Наманган, 1992. 14 - бет.

7. Мелибаев М., Омиров А.Д. Тракторнинг қўшимча охириги узатмасининг мустахкамлигини ошириш йўллари//"Фан ва техника ишлаб чиқаришга". Халқаро илмий-амалий анжуман. Андижон, 1994. 35 - бет.

8. Мелибаев М. Резерв повышения долговечности.//Сельское хозяйство Узбекистана. -1995. -№ 1. -С.58.

9. Гаипов Р.Р., Мелибаев М., Умурзаков А.Х. Передаточная установка для очистки нефтепродуктов //Полож.реш. по заявке № I НДР 9500644.I 6CIO 3I/00. от 9.II.95.

**Т-28Х4М ЧОПИҚ ТРАКТОРИНИНГ ҚУШИМЧА ОХИРГИ УЗАТМАСИ  
ЧИДАМЛИГИНИ ОШИРИШ ЙУЛЛАРИНИ АСОСЛАШ**

**МЕЛИБАЕВ МАХМУДЖАН**

Ўзбекистон ишлов қўшмадини механизацияда ва электрлаштириш илмий тадқиқот институти (УЭМЭИ). Янгийул - 1997 й.  
**ИШНИНГ ТАЪСИЛИ**

Маъмур ишда чопиқ тракторларининг қўшимча охириги узатмаси чидамчилигини ошириш ва ундан фойдаланиш кўрсаткичларини асослаш мақсадида олиб борилган илмий изланишлар натижалари келтирилган.

Хозирги вақтда пахта ва бошқа техник экинлар оралигига ишлов берувчи Т-28Х4М русумли трактор қишлоқ хўжалигида асосий техникалардан бири ҳисобланади. Шу боисдан тракторнинг ишончилиги, чидамчилиги ва ишлаш муддатини узайтириш катта аҳамият касб этади. Тракторнинг трансмиссия қисмиари чидамчилигини ошириш ўз навбатида унинг ишлаш даврининг узайишига олиб келади.

Бу муаммо тадқиқ қилиниб, тишли гилдиракларни мойловчи мой таркибидаги механик аралашмаларни келтириш ва абразив ёйилишни кичик қийматга келтириш учун Т-28Х4М чопиқ тракторларига мой тиндиргич ишлаб чиқилди ва яратилди, тишли гилдираклар тайёрланганидан 25ХТ пўлатни 20ХН3А пўлат материали билан алаштириш мақсадга мувофиқлиги аниқланди. Мой тиндиргич ва материалнинг иш шароитлари ўрганилди, асосий кўрсаткичлари назарий ва амалий тадқиқотларда асосланди. Қўшимча охириги узатмада мой тиндиргични қўллаш билан трансмиссия мойи таркибидаги механик аралашма миқдорини 57 гга камайтириш ва мойнинг ишлаш муддатини 200...250 соатга узайтиришга эришилди, тақлиф этилган 20ХН3А пўлат материалдан тайёрланган тишли гилдирак 25ХТ пўлат материалдан тайёрланган тишли гилдиракка нисбатан 21,4...33,6 % кам ёйилиши ва ишлаш муддати 26,5 % ошиши аниқланди.

Тракторнинг қўшимча охириги узатмасидаги тишли гилдираклар ва трансмиссия мойининг иш муддатлари узайтирилгани эвазига битта трактордан йилга 1304 сўм иқтисодий самара олинди (1995 й. ноябрь нархларида),

THE STUDY OF INCREASING OF T-28H4M TRACTOR'S GEARS LASTING

Melibaev Mahmujan

Uzbek Research Institute of Mechanization and  
Electrification of Agriculture (UZMEI)

Yangiyul, 1996.

This work gives results of the survey and theoretical and experimental research of T-28H4M tractor's gears lasting. Wear of gears depends from pollution of lubricant in transmission. For solution of problem some experiments with new oil settling tanks were made. Also materials for gears were recommended.

The application of the settling tank at the transmission's bottom decreases the oil's pollution on 57 % and increases the viscosity of oil to two times. The settling tank's using increases work's term on 200-250 hours.

The manufacturing of gears by steel 20XH3A decreases wear of gears on 21.4 - 33.7 %.

The application of research's results on one tractor gives annual economical effect 1304 eums.

*ed/2*

9-13849  
UZMEI  
RESEARCH INSTITUTE