

ЧЕЛЯБИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

ЧЕЛЯБИНСКИЙ ТРАКТОРНЫЙ ЗАВОД

Инженер ЗЛОТНИК М. И.

**РАЗРАБОТКА ОСНОВНЫХ
ПРЕДПОСЫЛОК, СОЗДАНИЕ
И ИССЛЕДОВАНИЕ ОПЫТНОГО
ОБРАЗЦА ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ
ТРАНСМИССИИ ТРАКТОРА
КЛАССА 6 ТОНН**

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель
профессор Е. М. Харитончик

Челябинск

1966 г.

ЧПИ

Работа выполнена на Челябинском тракторном заводе в 1959—1965 гг.

Диссертация содержит 163 стр. машинописного текста, 71 фигуру, 44 таблицы и 3 приложения.

Лабораторные исследования выполнены на стенах Челябинского тракторного завода.

Полевые исследования — на полях учебного хозяйства Челябинского института механизации и электрификации сельского хозяйства.

Защита диссертации состоится в ~~Объединенном~~ Совете по присуждению ученых степеней при Челябинском политехническом институте « » июня 1966 г.

Просим Вас и сотрудников Вашего учреждения, интересующихся темой диссертации, принять участие в заседании Совета или прислать свои отзывы в 2-х экз.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Адрес института: г. Челябинск, 44, проспект им. В. И. Ленина, 76.

Автореферат разослан « » мая 1966 г.

Ученый секретарь ~~Объединенного~~ Совета
доцент, кандидат технических наук **В. ГОНЧАР.**

ЧЕЛЯБИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
ЧЕЛЯБИНСКИЙ ТРАКТОРНЫЙ ЗАВОД



На правах рукописи

Инженер ЗЛОТНИК М. И.

РАЗРАБОТКА ОСНОВНЫХ
ПРЕДПОСЫЛОК, СОЗДАНИЕ
И ИССЛЕДОВАНИЕ ОПЫТНОГО
ОБРАЗЦА ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ
ТРАНСМИССИИ ТРАКТОРА
КЛАССА 6 ТОНН

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель
профессор Е. М. Харitonчик

520495-

Челябинск
1966 г.

Перечень принятых обозначений

- α — доля крутящего момента двигателя, передаваемого на ВОМ;
- γ — удельный вес масла ($\text{кг}/\text{дм}^3$);
- $D_{ак}$ — активный диаметр ГТКМ, м;
- δ — буксование трактора;
- g — вес трактора, кгс;
- i' — передаточное число ГТКМ;
- $i_{тромах}$ — максимальное передаточное число трансмиссии при отсутствии отбора мощности;
- $i'_{тромах}$ — максимальное передаточное число трансмиссии при отборе мощности;
- i_p — передаточное число согласующего редуктора;
- $i_{ропт}$ — оптимальное передаточное число согласующего редуктора;
- K — расчетный коэффициент трансформации ГТКМ;
- λ — коэффициент крутящего момента насоса ГТКМ;
- M — крутящий момент на турбине ГТКМ, кгс. м (дж);
- M_t — тяговый крутящий момент, кгс. м (дж);
- M_p — ротационный крутящий момент, кгс. м (дж);
- ΔM_p — приращение ротационного крутящего момента, кгс. м (дж);
- N_e — максимальная мощность ДВС, л. с. (вт);
- \bar{N} — средняя мощность силовой установки на турбине ГТКМ, л. с. (вт);
- \bar{N}_t — средняя тяговая мощность, л. с. (вт);
- \bar{N}_p — средняя ротационная мощность, л. с. (вт);
- \bar{N}_c — суммарная мощность силовой установки, л. с. (вт);
- $M_{\partial\theta}$ — крутящий момент двигателя, кгс.м (дж);
- N_{kp} — мощность трактора на крюке, л. с. (вт);
- n — обороты турбины ГТКМ, об/мин. (рад/сек);
- $n_{\partial\theta}$ — обороты ДВС, об/мин. (рад/сек);
- $P_{кромах}$ — максимальное тяговое усилие, которое можно получить по сцеплению, кгс (Н);
- r_k — радиус ведущего колеса, м;
- η_p — КПД согласующего редуктора;
- V — скорость трактора с нагрузкой на крюке, км/час (м/сек);
- V_{xx} — скорость трактора без нагрузки на крюке, км/час (м/сек);
- I — приведенный к валу ДВС момент инерции тракторного агрегата;
- ω_k — угловая скорость ведущих колес.

Челябинский
Политехнический институт

БИБЛИОТЕКА

Инв. №

520495

Одной из важных задач, стоящих перед отечественным тракторостроением, является значительное повышение производительности тракторных агрегатов, которое может быть достигнуто повышением мощности двигателей, увеличением средней загрузки тракторного агрегата и расширением области его применения для комплексной механизации ряда работ.

Увеличение средней загрузки тракторного агрегата может быть достигнуто за счет внедрения в производство бесступенчатых передач, которые дают тем больший выигрыш, чем большая абсолютная мощность двигателя.

Расширение области применения тракторов может быть достигнуто применением орудий с активным рабочим органом, которые позволяют выполнять ряд принципиально новых технологических операций.

По данным отечественных и зарубежных исследований внедрение гидравлических бесступенчатых передач с гидротрансформатором позволяет поднять производительность тракторного агрегата на 15—25% при одновременном увеличении долговечности двигателя и трансмиссии, а применение орудий с активным рабочим органом, агрегатируемых с трактором, дополнительно повышает производительность еще на 8—10%.

В настоящее время, обладая рядом преимуществ, наибольшее распространение получили гидромеханические передачи (ГМП) с гидродинамическим трансформатором крутящего момента (ГТКМ). Использование ГМП в промышленном тракторе имеет ряд особенностей по сравнению с использованием ГМП в других машинах, поэтому требуется проведение соответствующих теоретических и экспериментальных исследований по выявлению наиболее целесообразных путей развития ГМП в отечественном тракторостроении, которое только начинает освоение подобных передач. До настоящего времени ни один тракторный завод в стране не выпускает тракторы с ГМП.

Несколько лет назад на Челябинском тракторном заводе были начаты работы по проектированию ГМП для промыш-

ТАБ

кратких данных гидромеханических трансмиссий
ведущих тракторов

Модель, фирма, страна	Тип трактора (погрузчика)	Тип гидромеханической коробки передач	Число
			вперед
1	2	3	4
C-6, Юклид, США	гусеничный	ОП	3
TC-12, Юклид, США	»	»	3
НД-20, Аллис Чалмерс, США	»	ОН	2
НД-18 g, Аллис Чалмерс	»	»	3
НД-21 g, Аллис Чалмерс	»	»	2
TL-30, Аллис Чалмерс	колесный	ОП	3
TD-24TC, Инт. Харвестер, США	гусеничный	ОН	4
TD-25, Инт. Харвестер, США	»	»	4
103, Эймко, США	»	»	4
105, Эймко, США	»	»	2
126-g, Эймко, США	»	»	2
D8H, Катерпиллар, США	»	ДП	3
D9g, Катерпиллар, США	»	»	3
955, Катерпиллар, США	»	»	4
977, Катерпиллар, США	»	»	4
988, Катерпиллар, США	колесный	»	4
966A, Катерпиллар, США	»	»	4
1000, Кейс, США	гусеничный	ОН	4
Вигор, Виккерс, Англия	»	»	3
С, Летурно, США	колесный	ОН	4
W-12, Кейс, США	»	ОП	3
375A, Мичиган, ФРГ	»	ОН	4
B-3Г, Мицубиси, Япония	»	»	4
T-130, ЧТЗ, СССР	гусеничный	ОН	2

Примечания: 1) переключение при помощи сервомеханизма;
 2) ручное переключение;
 3) мощность на крюке;

Л И Ц А

некоторых мощных тракторов и погрузчиков
строительных фирм

передач	Максимальная скорость движения, км/час		Способ передачи ключа	Мощность двигателя, л. с., обороты двигателя, об/мин.	Вес машины, кг
	назад	вперед			
5	6	7	8	9	10
3	12,7	12,7	C ¹⁾	211/2100	18200
3	12,6	12,6	C	425/2100	27800
1	12,9	9,0	P ²⁾	124 ³⁾ /1700	19100
2	11,6	8,9	P	150/	22064
1	9,7	6,9	P	225/	31780
3	48,3	48,3	C	184/	12900
4	12,2	10,6	P	200/1500	19100
4	12,4	12,1	P	230/1500	19900
4	10,6	10,6	C	122/2200	8900
2	8,85	8,85	C	143/2000	12700
2	9,7	9,7	C	218/	22500
3	11,1	12,9	C	235/1200	21300
3	11,3	13,4	C	385/1250	27200
4	7,9	10,0	C	100/1960	11260
4	7,6	9,2	C	150/	16470
4	32,0	32,0	C	300/2060	26200
4	38,0	46,5	C	140/2200	12000
4	9,7	11,3	C	100/2250	7770
1	14,16		P	210/1800	16125
2	31,0	10,0	C	218/2100	13600
3	38,6	38,6	C	120/2000	9500
4	37,8		C	338/	28120
4	12,2	14,3	P	115/1800	13000
1	11,0	9,0	C	160/1200	13000

ОП—однопоточная, планетарная;

ОН—однопоточная с неподвижными валами;

ДП—двуихпоточная, планетарная.

ленного трактора класса 6 тонн. При этом было установлено, что для решения поставленной задачи—создания работоспособной высокопроизводительной тракторной ГМП, обладающей высокими параметрами — было необходимо предварительно решить ряд новых вопросов, на которые нами не было найдено ясного ответа в технической литературе.

Выполненная работа по созданию и исследованию опытного образца ГМП для трактора класса 6 тонн является содержанием диссертации, в которой изложены: отдельные теоретические вопросы совместной работы двигателя внутреннего сгорания (ДВС) и ГТКМ трактора, работающего в режиме тяговой машины, и трактора, работающего с отбором мощности на активный рабочий орган при различных соотношениях тягового и ротационного моментов; разработанные основные предпосылки для создания ГМП трактора класса 6 тонн, а также результаты комплексного исследования опытного образца передачи.

Состояние вопроса и задачи настоящей работы

* В I главе рассмотрены бесступенчатые передачи различных типов, подробно изложены преимущества и недостатки гидравлических передач с ГТКМ, дано краткое описание тенденций развития тракторных гидропередач и рассмотрены конструкции трансмиссий, включая ГТКМ и механические ступенчатые коробки передач (МСКП), применяемые в гидропередачах.

В Советском Союзе за последнее время опубликовано большое число работ, посвященных основным вопросам проектирования ГМП.

Работы А. П. Кудрявцева, В. Н. Прокофьева, Ю. Н. Лаптева, С. М. Труsova, Ф. А. Черпака и др. посвящены вопросам проектирования ГТКМ и исследованию проходящих в нем процессов. Работы П. П. Горбунова, И. Ф. Семичастнова, А. Д. Крюкова, Н. К. Куликова, В. А. Колесова, Н. Н. Велева, Л. В. Клубова, Н. С. Кабакова и В. И. Иванова посвящены вопросам совместной работы ДВС и ГТКМ и выбору числа ступеней в МСКП. Работы Н. К. Куликова, А. Д. Крюкова, Н. С. Кабакова, Н. А. Ульянова и др. посвящены вопросам тягового расчета трактора с ГМП.

Комплексное исследование вопроса применения ГТКМ на скоростных сельскохозяйственных гусеничных тракторах проведено в Академии им. Тимирязева под руководством В. И. Анохина.

Комплексное исследование вопроса применения орудий с

активным рабочим органом в тракторных агрегатах проведено в ЦНИИМЭСХе под руководством В. В. Кацыгина.

Рассмотрение трудов, касающихся вопросов совместной работы ДВС и ГТКМ, показало, что до сих пор не установилась единая точка зрения на тип ГТКМ и способ совмещения его характеристики с характеристикой тракторного ДВС, а отсутствие количественного критерия и методики его определения для получения оптимального совмещения по производительности, затрудняло решение вопроса.

Помимо ГМП, рассмотрены вопросы агрегатирования с трактором орудий с активным рабочим органом, дан анализ приводов валов отбора мощности (ВОМ), рассмотрены условия применения различных типов привода ВОМ в СССР и за рубежом, рассмотрены конструкции и условия применения ходоумягчителей, которые являются необходимым узлом при агрегатировании трактора с орудием, имеющим активный рабочий орган.

Анализ составленных кинематических схем ГМП тракторов и погрузчиков, приведенных в приложении 1 диссертации, показал, что часть тракторов (фирмы Катерпиллар, Летурно-Вестинггауз и др.) имеет независимый привод ВОМ, а другая (фирмы Аллис Чалмерс, Эймко и др.) прогрессивный привод ВОМ.

Вопросам работы трактора, имеющего ГМП, в агрегате с орудием, имеющим активный рабочий орган, до последнего времени не уделялось достаточного внимания, и они пока не получили необходимого освещения в работах по теории и конструированию таких тракторных агрегатов.

На основании изложенного задачи настоящей работы сводятся к следующим:

1. Установить количественный критерий для сравнения по производительности различных силовых установок трактора, состоящих из ДВС и ГТКМ.

2. Разработать методику оптимального совмещения характеристик ДВС и ГТКМ трактора, работающего в режиме тяговой машины.

3. Провести анализ совместной работы ДВС и ГТКМ при различных структурных схемах привода ВОМ и различных значениях ротационного момента M_p .

4. На основе решения изложенных выше теоретических вопросов совместной работы ДВС и ГТКМ и анализа составленных автором кинематических схем трансмиссий современных тракторов и погрузчиков разработать основные предпосылки (схему и параметры передачи) для создания опытного образца ГМП трактора класса 6 тонн.

5. Провести комплексное исследование спроектированного, на основании разработанных предпосылок, и изготовленного опытного образца ГМП.

Оптимальное совмещение характеристик ДВС и ГТКМ

Методика оптимального совмещения характеристик ДВС и ГТКМ изложена во II главе. Этому вопросу должно уделяться особое внимание, так как правильное совмещение во многом определяет производительность, маневренность и экономичность трактора.

Объективным критерием для сравнения силовых установок трактора по производительности может быть суммарная средняя мощность силовой установки \bar{N} , определенная с учетом закона распределения сопротивлений трактора по времени, которое может быть заменено распределением оборотов турбины по времени, что более удобно для дальнейшего рассмотрения.

В каждом отдельном случае выходная характеристика ГТКМ (крутящий момент на турбине ГТКМ) прямо пропорциональна моменту ДВС, передаточному числу и КПД согласующего редуктора, который обеспечивает нужное совмещение характеристик данных ДВС и ГТКМ, а также силовому передаточному отношению ГТКМ.

$$M_i = M_{\text{двс}} \cdot K_i \cdot i_p \cdot \eta_p \quad (1)$$

Момент на турбине зависит от большого числа параметров и протекание его представляет кривую, трудно описываемую аналитическими функциями. Поэтому необходимо произвести аппроксимацию кривой протекания момента на турбине с помощью удобных для использования функций, дающих достаточную точность.

Анализ выходных характеристик большого числа различных ГТКМ при различных совмещениях показал, что поставленным условиям удовлетворяет аппроксимация кривой протекания момента на турбине квадратичной параболой, построенной по трем точкам (погрешность при аппроксимации не превышает 0,5%).

$$M_i = a n_i^2 + b n_i + c \quad (2)$$

Для однозначного определения коэффициентов a , b и c необходимо для каждого рассматриваемого совмещения решить систему трех уравнений:

$$\begin{aligned} M_1 &= an_1^2 + bn_1 + c \\ M_2 &= an_2^2 + bn_2 + c \\ M_3 &= an_3^2 + bn_3 + c \end{aligned} \quad (2)$$

Значения M_i и n_i для 1 и 3 точек соответствуют крайним точкам рабочего диапазона оборотов турбины, определяемым минимальным и максимальным рабочим скольжением ГТКМ. Точка 2 расположена примерно посередине между точками 1 и 3. Этих трех точек достаточно для проведения дальнейшего анализа.

В общем виде средняя мощность на турбине ГТКМ может быть определена как математическое ожидание функции, для которой известен закон распределения аргумента:

$$\bar{N} = M[\varphi(n)] = \int_{-\infty}^{\infty} \varphi(n) f(n) dn \quad (3)$$

В отдельных работах, например, М. С. Мезенцева, В. И. Харланова и др. принимается равномерная по времени загрузка трактора, а в работах Е. Д. Львова, В. И. Анохина, Н. Н. Велева принято, что загрузка трактора подчиняется закону нормального распределения.

Поскольку действительные законы распределения оборотов турбины по времени для различных видов работ неизвестны, в дальнейшем рассматриваются нормальный и равномерный закон распределения оборотов турбины по времени, т. е.

$$\varphi(n) = \frac{1}{n_3 - n_1} \quad \text{и} \quad f(n) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{(n - n_{cp})^2}{2\sigma^2}\right] \quad (3)$$

Конечные формулы для определения средней мощности силовой установки трактора за рабочий цикл с учетом закона

распределения оборотов турбины по времени могут быть записаны в следующем виде:

$$\bar{N} = a(2n_{cp}^3 - n_{cp}n_1n_3) + \frac{b}{3}(4n_{cp}^2 - n_1n_3) + cn_{cp} \quad (4)$$

— равномерный закон распределения н.

$$\bar{N} = [an_{cp}^3 + bn_{cp}^2 + cn_{cp} + \epsilon^2(3an_{cp} + b)] \Phi\left(\frac{n_3 - n_1}{2\sigma}\right) \quad (5)$$

— нормальный закон распределения н.

В уравнениях (4) и (5)

$$n_{cp} = \frac{n_1 + n_3}{2} \quad \text{и} \quad \epsilon = \frac{n_3 - n_1}{6}$$

Уравнения (4) и (5) являются результатом решения выражений:

$$\bar{N} = \frac{1}{n_3 - n_1} \int_{n_1}^{n_3} (an^3 + bn^2 + cn) dn \quad (4')$$

$$\bar{N} = \frac{1}{\epsilon\sqrt{2\pi}} \int_{n_1}^{n_3} (an^3 + bn^2 + cn) \exp\left[-\frac{(n - n_{cp})^2}{2\epsilon^2}\right] dn \quad (5')$$

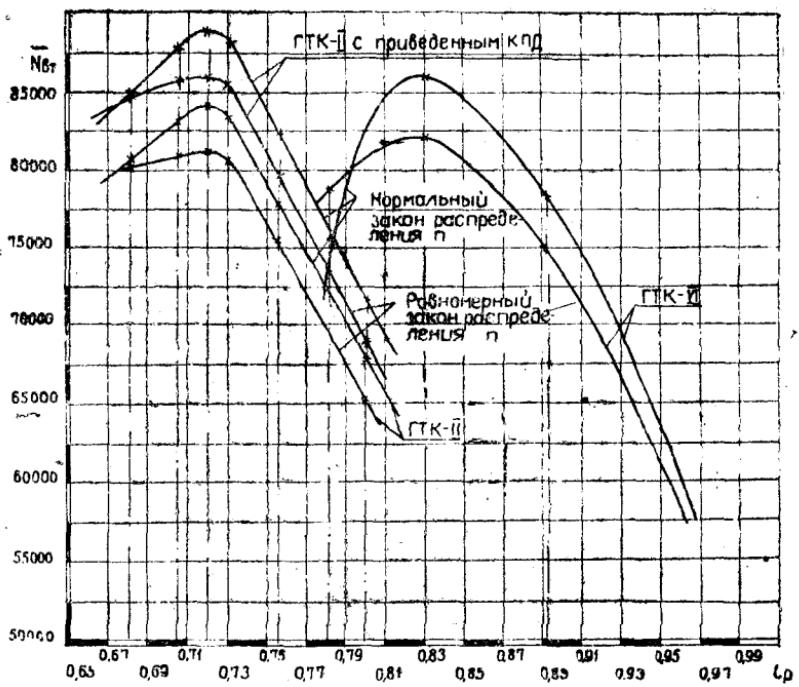
Оптимальное передаточное число согласующего редуктора определяется из уравнения (6), в которое подставляются значения ндв и Мдв, соответствующие максимальному значению \bar{N} .

Максимальное значение \bar{N} определяется методом проб по 3-4 точкам.

$$i_p = \sqrt[3]{\frac{\gamma_{\lambda_1} n_{\infty}^2 D_{\infty}^5}{M_{\infty} \eta_p}} \quad (6)$$

При определении i_p для прозрачного ГТКМ в уравнение (6) нужно подставить значение γ_{λ_1} , соответствующее скольжению при максимальном КПД ГТКМ.

По разработанной методике, принятой в отделе Главного конструктора ЧТЗ за типовую, используя формулы (4), (5) и



Фиг. 1. Средняя выходная мощность силовой установки трактора Т-130 на турбине ГТКМ при различных передаточных числах согласующего редуктора (график оптимального совмещения)

(6), были проведены расчеты двух вариантов силовой установки трактора Т-130: а) состоящей из ДВС Д-130 и ГТКМ ГТК-II и б) состоящей из ДВС Т-130 и ГТКМ ГТК-VI. Результаты расчетов показаны в виде графиков на фиг. 1, из которой следует:

Оптимальное передаточное число согласующего редуктора равно для малопрозрачного ГТКМ ГТК-II $i_{\text{р опт.}} = 0,72$ и для прозрачного ГТКМ ГТК-VI $i_{\text{р опт.}} = 0,83$.

Оптимальное передаточное число согласующего редуктора для каждого ГТКМ обеспечивает максимальное значение \bar{N} одновременно для нормального и равномерного законов распределения оборотов турбины по времени.

Оптимальное совмещение для каждого ГТКМ обеспечивается сравнительно в узких пределах изменения $i_{\text{р}}$. Так, снижение максимальной величины \bar{N} на 5% наблюдается уже при изменении величины $i_{\text{р}}$ на 3%.

При прочих равных условиях малопрозрачный ГТКМ ГТК-II обеспечивает большее значение \bar{N} , чем прозрачный ГТКМ ГТК-VI.

Анализ работы силовой установки трактора при различных схемах привода ВОМ

Для привода активных рабочих органов орудий, агрегатируемых с трактором, требуется ротационная мощность N_p , которая составляет долю развиваемой ДВС мощности.

Суммарная средняя мощность силовой установки \bar{N}_c складывается из средней выходной тяговой мощности на турбине ГТКМ— \bar{N}_t , идущей на создание тягового усилия трактора, и ротационной мощности N_p .

Передача ротационной мощности от ДВС к ВОМ и далее на активный рабочий орган орудия может происходить различными путями.

При анализе работы силовой установки трактора рассмотрены три основные структурные схемы привода ВОМ.

Схема, при которой обеспечивается независимый привод ВОМ непосредственно от ДВС, минуя трансмиссию трактора, обозначена в диссертации индексом «А».

Совместная работа ДВС и ГТКМ при независимом приводе ВОМ имеет ряд особенностей.

Каждому расчетному значению ротационного момента M_p соответствует только одно оптимальное совмещение характеристик ДВС и ГТКМ. Отклонение ротационного момента от расчетного значения в сторону увеличения или уменьшения приводит к рассогласованной работе ДВС и ГТКМ, которая

сопровождается резким уменьшением суммарной выходной мощности силовой установки \bar{N}_c , причем уменьшение \bar{N}_c тем больше, чем больше расчетное значение M_p . Каждая силовая установка трактора сохраняет работоспособность, пока значение ротационного момента не превышает предельного значения $M_{p\text{ пред}}$. Способность силовой установки к перегрузкам уменьшается по мере роста значения M_p и прозрачности ГТКМ. Так силовая установка трактора Т-130 с прозрачным ГТКМ ГТК-VI обладает уменьшенной на 30,5% способностью к перегрузкам по сравнению с малопрозрачным ГТКМ ГТК-II.

В таблице № 1 приведены некоторые данные расчета силовой установки трактора Т-130, состоящей из ДВС Д-130 и ГТКМ-II.

Таблица № 1

M_p	$M_{p\text{ пред}}$	$M_{p\text{ пред}} - M_p$	Падение \bar{N}_c при уменьшении M_p до 0	Падение N_c при увеличении M_p до M_p пред.
0	40,5	40,5	—	20%
13,5	48,5	35,0	10,0%	24,7%
37,0	64,5	27,5	40,0%	36,3%
59,0	78,5	19,5	59,0%	51,5%

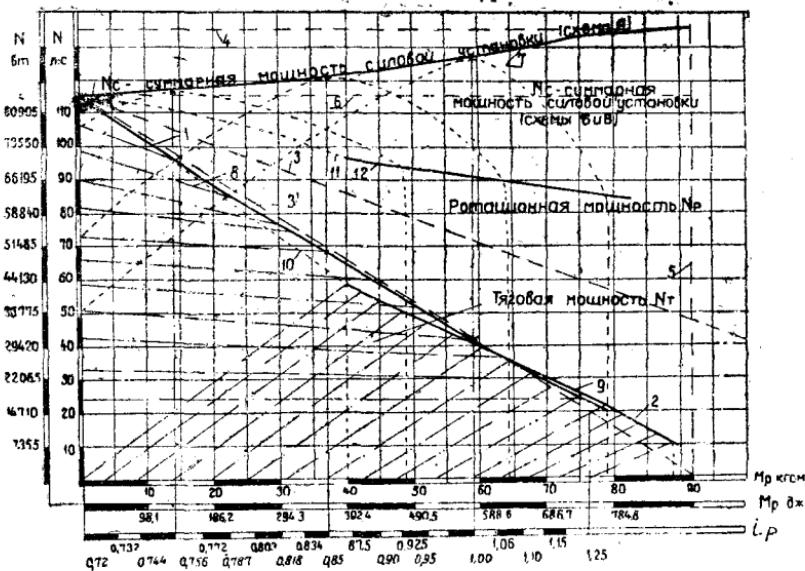
Поскольку на привод активных рабочих органов требуется значительный ротационный момент, для обеспечения достаточно высоких технико-экономических показателей тракторного агрегата необходимо корректировать передаточное число согласующего редуктора по уравнению (7) в зависимости от значения M_p .

$$i_{p_{opt}} = \frac{i_{p_{opt}}}{\sqrt{1 - \alpha}}, \quad (7) \quad \text{где} \quad \alpha = \frac{M_p}{M_{\text{двс}}} \quad (7')$$

Оптимальное совмещение характеристик данных ДВС и ГТКМ для любых соотношений M_p и M_t и разных структурных схемах привода ВОМ производится по универсальной выходной характеристике силовой установки, которая строится при помощи указанных выше уравнений и разработанной методики.

На фиг. 2 показана универсальная характеристика силовой установки.

По оси ординат отложены значения \bar{N} ; по оси абсцисс—расчетные значения M_p и $i_{p \text{ опт.}}$, подсчитанное по уравнению (7).



Фиг. 2. Универсальная выходная характеристика силовой установки трактора Т-130, состоящей из двигателя Д-130 и гидротрансформатора ГТК-II

Таким образом, каждому значению M_p соответствует оптимальное значение $\dot{\gamma}$ опт. В общем случае шкала $\dot{\gamma}$ опт. может быть заменена шкалой Дак или γ_1 .

При оптимальном совмещении характеристик ДВС и ГТКМ для известного значения M_p , ордината от оси абсцисс до кривой «1» определяет значение тяговой мощности N_t , ордината до кривой «7» — суммарное значение выходной мощности силовой установки N_c . Ординаты между кривыми «1» и «7» дают значения ротационной мощности N_p . Значения M_p пред. для каждой расчетной величины M_p определяются при помощи вспомогательной сетки (линий «9»), идущей от расчетного значения M_p до кривой «2». Перпендикуляр, проведенный из точки пересечения линий «2» и «9» вверх и вниз дает на оси абсцисс значение M_p пред. и соответствующее ему значение N_c (кривая «12»).

Уменьшение расчетной величины M_p до нуля вызывает незначительное увеличение N_t (кривая «8») и резкое уменьшение значений N_c (кривая «11»).

Таким образом, универсальная выходная характеристика дает полное представление о возможностях силовой установки трактора. При построении универсальной характеристики отпадает необходимость в построении выходной характеристики ГТКМ.

Схема, при которой обеспечивается параллельный привод ВОМ и ведущих колес трактора через соответствующие ГТКМ, обозначена индексом «Б».

Для нормальной работы ДВС необходимо, чтобы сумма крутящих моментов насосов обоих ГТКМ, приведенная к коленчатому валу ДВС, была всегда меньше или равна его крутящему моменту.

По уравнению (6) определяются передаточные числа согласующих редукторов i_{pp} и i_{pt} , обеспечивающие выполнение поставленного условия, если $M_p = \alpha M_{дв} \text{ и } M_t = (1 - \alpha) M_{дв}$.

Средняя выходная мощность силовой установки трактора определяется как сумма средних выходных мощностей на турбинах обоих ГТКМ. Значения N_p и N_t определяются отдельно, так как законы распределения оборотов турбины по времени для каждого ГТКМ могут быть различными.

Схема, при которой обеспечивается параллельный прогрессивный привод ВОМ и ведущих колес трактора от турбины ГТКМ, обозначена индексом «В».

При использовании этой схемы привода ВОМ первонаучальное совмещение характеристик ДВС и ГТКМ не нарушается при любых соотношениях ротационного и тягового мо-

ментов. Крутящий момент на турбине ГТКМ равен сумме крутящих моментов, передаваемых на ВОМ и ведущие колеса трактора. Соотношение между этими моментами характеризуется линией «З» на фиг. 2, а значение N определяется так же, как и при отсутствии отбора мощности (линия «б» на фиг. 2).

Крутящий момент, используемый на создание тяги, при наличии отбора, уменьшается. Поэтому для возможности более полного использования веса трактора при приемлемых значениях КПД ГТКМ необходимо увеличить передаточное число в коробке передач в раз, где

$$\xi = 1 + \alpha, \text{ т.е. } i'_{\text{трмакс}} = \xi i_{\text{трмакс}} \quad (8)$$

При перегрузках в любой из двух силовых цепей ГТКМ увеличивает скольжение и силовое передаточное отношение. После преодоления сопротивлений первоначальное скольжение в ГТКМ восстанавливается.

Диапазон изменения рабочих оборотов ВОМ при применении схем «Б» и «В» может оказаться выше, чем при применении схемы «А».

Анализ построенных универсальных выходных характеристик силовой установки трактора Т-130 с различными ГТКМ и при разных законах распределения оборотов турбины по времени показал, что средняя выходная мощность силовой установки при приводе ВОМ по схеме «А» всегда выше, чем при приводе ВОМ по схеме «В» или «Б». Разница в выходных мощностях тем выше, чем больше абсолютное значение M_p , определяемое величиной α (см. уравнение 7').

α	0,2	0,4	0,6	0,8	1
$\frac{N_A}{N_B}$	1,02	1,05	1,09	1,15	1,17

Таблица построена для силовой установки, состоящей из ДВС Д-130 и ГТКМ ГТК-II.

Конструкция ГМП трактора класса 6 тонн

На основе проведенных работ были разработаны основные предпосылки, изложенные в IV главе, которые легли в основу проектирования тракторной ГМП. Таким образом, впервые в

стране была построена ГМП для трактора класса 6 тонн, обладающая рядом прогрессивных элементов.

Проведенный в диссертации анализ позволяет сделать вывод, что при прочих равных условиях малопрозрачный ГТКМ обеспечивает большее значение средней выходной мощности силовой установки за рабочий цикл, чем прозрачный, при работе трактора в режиме тяговой машины и с отбором мощности.

Е. М. Харитончиком было показано теоретически, что малопрозрачный ГТКМ обладает лучшей защитной способностью, чем прозрачный.

Влияние бесступенчатой передачи на динамику ДВС и других механизмов трактора при переменных режимах его загрузки может быть описано преобразованным уравнением Лагранжа второго рода:

$$M_{\text{дв}} - M_t = J \frac{d\omega}{dt} + 2 \frac{g z_k}{g i'} \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad (9)$$

В этом уравнении второй член правой части характеризует влияние ГТКМ на динамику агрегата. Из анализа этого уравнения следует, что применение ГТКМ в трансмиссии должно дать следующие преимущества по сравнению с обычными ступенчатыми трансмиссиями:

снижение динамических нагрузок на детали и механизмы двигателя и тракторного агрегата;

повышение экономичности машин, вследствие возможности длительной работы ДВС на режиме повышенной экономичности;

повышение производительности тракторных агрегатов вследствие лучшего использования мощности ДВС;

возможность плавного разгона тракторного агрегата до любых скоростей без дополнительного резерва мощности ДВС.

В. И. Анохиным было установлено теоретически и подтверждено экспериментально, что возможность повышения долговечности элементов трансмиссии гусеничного трактора в 2—3 раза в случае применения ГТКМ, по сравнению с механической передачей, можно считать обоснованной. Далее, им же было показано, что с точки зрения обеспечения высоких экономических показателей и наилучших разгонных свойств трактора целесообразно использование непрозрачного ГТКМ.

Подробное описание конструкции ГМП изложено в

Челябинский
Государственный институт
БИБЛИОТЕКА
Инв. № 520495

ГМП представляет собой единый силовой блок, состоящий из комплексного блокируемого малопрозрачного ГТКМ и двухскоростной коробки передач. ГМП является отдельным монтажным узлом, взаимозаменяемым с механической ступенчатой коробкой, который может изготавливаться, собираться и испытываться под нагрузкой на специализированном предприятии.

Перед ГТКМ установлен согласующий редуктор, состоящий из пары смennых шестерен, который позволяет при массовом производстве тракторов более полно (при минимальных затратах) удовлетворять разноречивым требованиям потребителей и обеспечивать по универсальной выходной характеристике силовой установки трактора оптимальное совмещение характеристик ДВС и ГТКМ для заранее заданных условий работы тракторного агрегата.

Коробка передач выполнена с неподвижными валами и шестернями постоянного зацепления.

Включение передач в коробке осуществляется фрикционными муфтами с металлокерамическими дисками трения, которые управляются электрогидравлическим дистанционным устройством.

В работе показано, что когда время переключения передач блоками шестерен соизмеримо с временем рабочего хода при циклической работе на длине 5—10¹ м, то переключение передач фрикционными муфтами обеспечивает увеличение производительности в 1,8+2,5 раза по сравнению с переключением блоками шестерен и в 1,29+1,53 раза — при переключении зубчатыми муфтами.

При увеличении длины хода трактора до 50—70 метров указанные цифры снижаются до 1,11+1,16 и 1,05+1,06 соответственно.

На наружные поверхности корпуса ГМП крепятся детали и узлы системы управления, питания и смазки.

ГМП имеет ВОМ с независимым приводом, который может быть легко переделан на прогрессивный.

Лабораторно-полевые комплексные исследования опытного образца ГМП трактора класса 6 тонн

Методика и результаты лабораторно-полевых исследований изложены в VI главе диссертации, которая состоит из трех разделов.

Раздел I. Методика лабораторно-полевых исследований опытного образца ГМП трактора Т-130

В разделе подробно изложены методики: обкатки без нагрузки и доводки ГМП на специально спроектированном и построенном стенде, обкатки ГМП без нагрузки на тракторе, обкатки ГМП на тракторе под нагрузкой, сравнительных тяговых испытаний гусеничного трактора с механической и гидромеханической передачами; подбора и исследований опоражнивающего устройства вращающейся фрикционной муфты на специально спроектированном и изготовленном стенде.

Каждая методика содержит в себе перечень измеряемых параметров, порядок проведения работы, форму записи результатов исследования и места замеров параметров. Приведено описание оригинальных устройств и стендов.

При исследованиях применялись соответствующие комплексы приборов, позволяющие решить поставленные в методиках задачи. Так, например, при проведении сравнительных тяговых испытаниях загрузка трактора производилась динамометрической тележкой конструкции ЧТЗ. Для получения стопового режима ГТКМ к динамометрической тележке дополнительно подсоединялся трактор С-100.

При исследовании опоражнивающих устройств вращающейся фрикционной при различных оборотах, производительности и давлениях насоса использовался осциллограф МПО-2, усилитель ТА-5 и отметчик времени П-104. Одновременно на пленку или бумагу записывались: время, обороты вращающейся фрикционной муфты, давление в гидравлическом бустере и ход поршня.

Раздел II. Результаты лабораторно-полевых исследований опытного образца ГМП трактора Т-130

Во время обкатки ГМП без нагрузки и под нагрузкой были устранены отдельные недостатки, выявленные в процессе работы. ГМП была доведена до работоспособного состояния и трактор Т-130 № 6 с ГМП был обкатан по специальной программе и подготовлен вместе с трактором Т-130 № 13 к сравнительным тяговым испытаниям. До и после тяговых испытаний были сняты характеристики ДВС обоих тракторов.

Экспериментальная тяговая характеристика трактора Т-130 № 6 с ГМП показана на фиг. 3, а результаты сравнительных тяговых испытаний приведены в таблице № 2.

Таблица № 2

Трактор передача параметр	T-130 № 6 с ГМП		T-130 № 13 с МСКГ		
	I	II	I	II	III
N кр. л. с	95,5	94	105	103	100,8
Pкр, кгс	8600	6000	9600	8000	6800
V, км/час	3,0	4,10	2,96	3,48	4,00
δ, %	3,0	2,0	4,55	4,35	4,15
Vхх, км/час	6,36	9,93	3,32	3,96	4,61
Pкр max, кгс	13000		10650	8660	7600
	14025	10850			
Коэффи. использования веса при Pкр max	1,023	—	0,889	—	—
Коэффи. запаса тягового усилия	1,517	—	1,12	—	—
Максим. тяговый КПД трактора	0,707	0,698	0,77	0,755	0,728
Вес трактора, кгс					
без бульдозера	12169			12062	
с бульдозером	13669			13562	

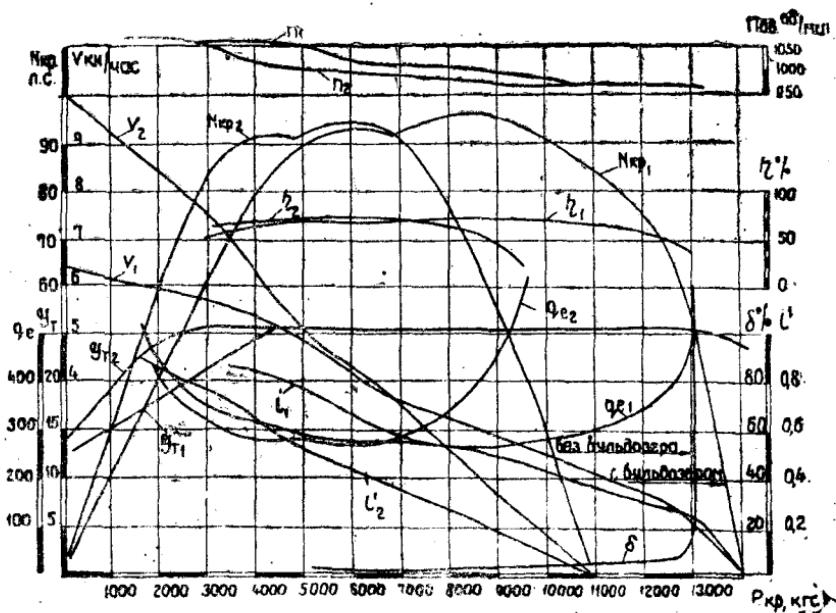
Кривые тяговой характеристики построены по 36 опытам на I передаче и по 28 опытам — на II передаче.

Выше было отмечено, что переключение передач в коробке осуществляется фрикционными муфтами, работоспособность которых во многом определяется знанием времени включения и, особенно, выключения. Вращающийся фрикцион явился принципиально новым конструктивным элементом в тракторной передаче, предназначенным для весьма частой работы, и обеспечение его работоспособности потребовало проведение специальных теоретических и экспериментальных исследований, поскольку вопросы опорожнения вращающегося фрикциона промышленного трактора не получили достаточного освещения в технической литературе.

За время выключения вращающегося фрикциона принят промежуток времени от снятия статического давления насоса до полного перемещения поршня в исходное положение. Время выключения и включения определялось путем обработки осциллограмм.

При обработке осциллограмм определялись следующие параметры:

время запаздывания начала включения, время хода поршня при включении, время включения фрикциона, время запаздывания начала выключения, время хода поршня при выключении, время выключения фрикциона, давление в бустере и обороты фрикциона.



Фиг. 3. Экспериментальная тяговая характеристика трактора Т-130 с гидромеханической передачей

Необходимое время опорожнения и заполнения гидравлического бустера фрикционной муфты обеспечивается специальным опоражнивающим устройством.

Исследование процесса опорожнения вращающегося фрикциона проводилось в два этапа: 1) из 10 предварительно сконструированных и изготовленных опоражнивающих устройств было выбрано одно, обеспечивающее оптимальное время заполнения и опорожнения бустера фрикциона, 2) выбранное устройство, состоящее из специального клапана и отверстия диам. 2 мм, дополнительно исследовалось при различных оборотах (500 ± 3500 об/мин.), производительностях (46, 66 и 85 л/мин.) и давлениях насоса (8 и 12 кгс/см²).

Сводные результаты исследования по второму этапу при оборотах от 500 до 3500 об/мин. приведены в таблице № 3.

Таблица № 3

параметр ＼ производит. насоса, л/мин.	46	66	85
время включения, сек.	$0,35 \div 1,39$	$0,4 \div 0,52$	$0,4 \div 0,5$
время запаздывания начала включения, сек.	$0,12 \div 0,4$	$0,07 \div 0,175$	$0,07 \div 0,17$
время выключения, сек.	$0,5 \div 1,25$	$0,5 \div 1,20$	$0,4 \div 1,45$
время запаздывания начала выключения, сек.	$0,06 \div 0,27$	$0,12 \div 0,15$	$0,12 \div 0,2$

Установлено, что оптимальными для работы вращающегося фрикциона с принятой системой опорожнения являются обороты до 2000 об/мин.

Раздел III. Результаты обработки экспериментальных данных

Проведенные комплексные исследования трактора Т-130 № 6 с ГМП подтвердили, что машина обладает рядом прогрессивных элементов, ставящих ее на уровень современных образцов. Трактор с ГМП обладает высокой маневренностью, тяговым КПД и тяговым усилием при высокой загрузке ДВС, легкостью управления и малым временем переключения передач (не более 0,5 сек)..

Обработка экспериментальных данных показала, что действительная тяговая характеристика трактора соответствует расчетной (погрешность не превышает 5,5%). Из фиг. 3 следует, что максимальный тяговый КПД трактора на I передаче равен 0,707 и на II передаче — 0,698. Тяговый КПД тракто-

ра изменяется по весьма пологим кривым, поэтому зона высокого тягового КПД ($0,65 \pm 0,707$) охватывает широкий диапазон тяговых усилий: от 5000 до 10800 кгс на I и от 4000 до 7000 кгс на II передаче.

Кроме того, тяговые испытания показали, что при установке ГМП значительно увеличивается загрузка ДВС. Так, загрузка ДВС выше 90% обеспечивается в диапазоне тяг 4600 ± 10700 кгс на I передаче и 3140 ± 7440 кгс на II передаче.

При МСКП загрузка ДВС на 90% обеспечивается только в диапазоне 2200 кгс, т. е. в $1,95 \pm 2,75$ раз меньше.

Необходимо отметить, что диапазоны тяг при максимальном тяговом КПД и максимальной загрузке ДВС практически совпали, что подтверждает правильность заложенных при конструировании параметров.

Теоретический анализ процесса опорожнения вращающегося фрикциона показал, что в зависимости от соотношения боковой силы масла $P_{ц}$ и усилия выключающих пружин $P_{пр\min}$, действующих на поршень, процесс опорожнения вращающегося фрикциона происходит по-разному.

Когда $P_{пр\min} > P_{ц}$, поршень начинает перемещение сразу, как только снимается давление насоса. При этом время опорожнения оказывается минимальным, так как запаздывание отсутствует и истекает только тот объем масла, который находится в бустере. Когда $P_{пр} \ll P_{ц}$, поршень начинает движение только тогда, когда восстановится условие $P_{пр\min} > P_{ц}$ и истекает объем масла, находящийся в бустере и подводящей системе. Величина запаздывания начала движения поршня при прочих равных условиях зависит от угловой скорости фрикциона. При заданном усилии пружин $P_{пр\min}$ можно определить критическую угловую скорость $\omega_{крI}$, при которой всегда $P_{пр\min} < P_{ц}$.

$$\omega_{крI} > \sqrt{\frac{P_{пр\min} 4g}{\pi \gamma [z_3^4 - z_4^4 - 2z_0^2(z_1^2 - z_4^2)]}} \quad (10)$$

Если принять

$$P_{пр} = \frac{P_{пр\max} + P_{пр\min}}{2}, \text{ то}$$

$$t = \frac{\pi B}{M F} \cdot \frac{z_1^2 - z_4^2}{\sqrt{\omega^2(z_3^2 - \frac{z_1^2 + z_4^2}{2})} + \frac{P_{пр} 2g}{\pi \gamma (z_1^2 - z_4^2)}} \quad (11)$$

Результаты обработки экспериментальных данных способом наименьших квадратов по 56 точкам показали, что разница времен подсчитанных по соответствующим уравнениям, когда

$$P_{\text{пр}} = \frac{P_{\text{пр, макс}} + P_{\text{пр, мин}}}{2} \quad \text{и} \quad P_{\text{пр}} = P_{\text{пр, макс}} - K \delta$$

не превышает 1%, поэтому при определении t достаточно знать среднее усилие выключающих пружин.

Коэффициент расхода масла для рассмотренного варианта опоражнивающего устройства по экспериментальным данным принят $\mu = 0,87$. При этом среднее квадратичное отклонение действительного и теоретического времен опорожнения врачающегося фрикциона не превышает 0,086 сек.

Зная μ можно определить время опорожнения фрикциона при любых значениях внутреннего и наружного радиусов поршня (r_4 и r_1) радиуса расположения опоражнивающих устройств (r_3) и хода поршня « b ».

В работе также приведены выведенные формулы для определения t , когда $P_{\text{ц}} > P_{\text{пр}}$ при различных способах опорожнения врачающегося фрикциона и результаты экспериментальных исследований.

Основные выводы

Изложенные в работе материалы позволяют сделать следующие основные выводы:

1. Силовая установка трактора в зависимости от соотношения тяговой и ротационной мощности и схемы привода ВОМ может иметь только одно оптимальное совмещение характеристик ДВС и ГТКМ.

2. Объективным критерием сравнения силовых установок трактора по производительности может служить суммарная средняя выходная мощность силовой установки, определенная с учетом закона распределения оборотов турбины по времени.

3. Оптимальное совмещение характеристик ДВС и ГТКМ для трактора, работающего в режиме тяговой машины, по разработанной методике обеспечивает увеличение средней выходной мощности силовой установки на 1% при малопрозрачном и до 4% — при прозрачном ГТКМ, по сравнению с ранее принятой на ЧТЗ методикой.

4. При независимом приводе ВОМ отклонение значений ротационного момента от расчетной величины приводит к несогласованной работе элементов силовой установки, сопровождающейся падением мощности, резким изменением расчетных оборотов и увеличением расхода топлива.

5. Оптимальное совмещение характеристик ДВС и ГТКМ для трактора, работающего с независимым отбором мощности, по универсальной выходной характеристике обеспечивает увеличение средней выходной мощности силовой установки до 30 %.

6. Для тракторов специального назначения (когда известна величина $M_p \pm \Delta M_p$) наиболее целесообразным является независимый привод ВОМ, который обеспечивает получение максимальной суммарной мощности силовой установки при соответствующей корректировке совмещения характеристики ДВС и ГТКМ.

Для трактора общего назначения наиболее целесообразным является привод ВОМ от турбины ГТКМ.

Для привода активных рабочих органов желательно иметь привод ВОМ, который имеет возможность переключаться с независимого на прогрессивный.

7. Проведенный теоретический анализ процесса опорожнения и экспериментально определенный коэффициент расхода масла позволяет по выведенным формулам рассчитать время опорожнения вращающегося фрикциона с любыми параметрами, при принятой оптимальной системе опорожнения.

8. На основе решения некоторых теоретических вопросов совместной работы ДВС и ГТКМ и анализа составленных автором кинематических схем трансмиссий тракторов и погрузчиков разработаны основные предпосылки для создания опытного образца ГМП трактора класса 6 тонн.

9. Установка на трактор Т-130 вместо механической коробки передач гидромеханической позволяет значительно увеличить загрузку ДВС. Так диапазон тяг при загрузке ДВС выше 90% у трактора с ГМП оказался больше в 1,95+2,75 раза.

10. Тяговый КПД трактора Т-130 с ГМП изменяется по весьма пологим кривым, поэтому зона высокого тягового КПД от 0,65 до 0,707 охватывает широкий диапазон тяговых усилий от 4000 до 10800 кгс.

11. Лабораторные и полевые исследования опытных образцов спроектированной и доведенной до работоспособного состояния гидромеханической передачи трактора класса

6 тонн, обладающей рядом прогрессивных элементов, подтвердили правильность разработанных предпосылок.

12. Экономический эффект от установки на 30% выпускаемых ЧТЗ тракторов Т-130 гидромеханической передачи составляет по данным бюро технико-экономических исследований ОГК ЧТЗ 561 тыс. рублей в год.

Основные материалы диссертации опубликованы в следующих печатных работах автора:

1. Злотник М. И. «Работа двигателя Д-130 с гидротрансформатором силовой передачи при различных схемах привода ВОМ». Тракторы и сельхозмашины, № 12, 1963 г.

2. Злотник М. И. «Выбор оптимального передаточного числа трансмиссии гусеничного трактора при работе ВОМ». Тракторы и сельхозмашины, № 11, 1964 г.

3. Злотник М. И. (руководитель темы). Технический отчет (предварительный) по результатам заводских испытаний гидромеханической трансмиссии для трактора Т-130. ЧТЗ, 1963 г.

4. Злотник М. И. «Применение ходоуменьшителей на зарубежных тракторах». Строительные и дорожные машины, № 6, 1963 г.

5. Злотник М. И. «Ходоуменьшитель для снижения рабочих скоростей тракторов класса 6 т». Строительные и дорожные машины, № 7, 1962 г.

6. Злотник М. И., Кавьяров И. С. «Кинематические схемы трансмиссий современных тракторов». ЦИНТИМАШ, Москва, 1961 г.

7. Злотник М. И., Вулах Г. Я., Кавьяров И. С., Магарилло Б. Л. «Гидравлические трансмиссии современных зарубежных тракторов». ЦИНТИАМ, Москва, 1962 г.

8. Злотник М. И., Кавьяров И. С., Магарилло Б. Л. «Шасси современных зарубежных тракторов большой мощности». ЦИНТИАМ, Москва, 1963 г.

9. Злотник М. И., Иночкин В. М. «Мощные зарубежные тракторы промышленного назначения». НИИНавтосельмаш, Москва, 1965 г.

10. Злотник М. И., Вулах Г. Я., Иночкина Л. Р., Сюткин А. И. «Дополнительный зубчатый редуктор к трансмиссии трактора». Авторское свидетельство № 158809 от 12.XII.1961 г.

11. Злотник М. И. «Результаты сравнительных тяговых испытаний трактора Т-130 с гидромеханической передачей». (Готовится к печати в сборнике НИИНавтосельмаш, № 6, 1966 г.).

12. Злотник М. И. «Разработка основных предпосылок, создание и исследование гидромеханической передачи для трактора класса 6 тонн». (Готовится к печати в сборнике трудов ЧИМЭСХ, № 26, 1966 г.).

Результаты работы доложены на:

1. Всесоюзном семинаре «Конструктивные особенности трансмиссий гусеничных и колесных тракторов» 18—22 июня 1963 г.

2. Научно-технических конференциях по итогам научно-исследовательских работ ЧИМЭСХа — в 1963, 1965 гг., ЧПИ — в 1965 г.

3. I научно-технической конференции молодых ученых и инженеров г. Челябинска, 1963 г.

Сдано в набор 4.IV.66 г. Подписано к печати 28.IV.66 г. ФБ13911.
Формат бумаги 60×90/16. Объем 1,7 печ. л. Тираж 250. Заказ 2002.

Челябинская гор. типография № 1 обл. управления по печати.