

ХАРЬКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ

На правах рукописи

Панасенко Станислав Максимович

ВЛИЯНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ КАЧЕСТВ  
ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА ХОДОВОЙ ЧАСТИ ТРАКТОРА  
НА ТЯГОВЫЕ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ

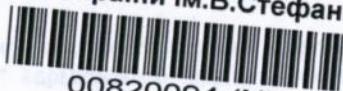
05.05.03 - автомобили и тракторы

Автореферат диссертации на соискание ученой  
степени кандидата технических наук

Харьков-1992

Работа выполнена на У  
шасси и кафедре "Тракторос  
института им. В.И. Ленина.

ЛНБ України ім.В.Стефаника



00820094 (N)

Научный руководитель:  
доктор технических наук, профессор

Коденко М.Н.

Официальные оппоненты:

Заслуженный деятель науки и техники Украины,  
доктор технических наук, профессор

Лебедев А.Т.

кандидат технических наук, доцент

Шепеленко И.Г.

Ведущая организация - Украинский научно-иссле-  
довательский институт сельскохозяйственного  
машиностроения (УкрНИИСХОМ).

Защита диссертации состоится "15" апреля 1993 г.  
в 14-00 на заседании специализированного Совета К 068.12.01 по  
присуждению ученой степени кандидата технических наук Харьковского  
автомобильно-дорожного института по адресу: 310078, г. Харьков,  
ул. Петровского, 25.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ХАДИ.

Автореферат разослан "26" февраля 1993 г.

Ученый секретарь  
специализированного совета,  
кандидат технических наук, доцент

И.В. Дощечкина

ЛНБ ім. В. Стефаника  
АН України

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Одним из перспективных направлений совершенствования конструкций тракторов, создания высокоэффективной техники и новых видов транспортных средств является применение объемных гидроприводов (ОП) в качестве привода ведущих колес ходовой системы. Для создания средств малой механизации в настоящее время проводятся работы по освоению гибких производственных систем на основе модульных энергетических средств (МЭС) мощностью 18...24 кВт, которые используются для механизации работ в овощеводстве, животноводстве, селекции, перевозке сельскохозяйственных (СХ) грузов и др. Такие жестко соединяемые энергетические и технологические модули найдут широкое применение при использовании ОП ведущих колес.

В последние годы в стране и за рубежом уже выявлена техническая и экономическая целесообразность применения ОП. Вместе с тем, при испытаниях тракторов и самоходных машин по различным схемам ОП ходовой части в сравнении с механическим приводом наблюдаются случаи ухудшения тягово-сцепных показателей. Поэтому к числу основных проблем изучения динамики ЭС можно отнести вопросы исследования тягово-сцепных качеств МТА при использовании гидропривода в трансмиссии, определения влияния неустановившихся нагрузок и крутильных колебаний на процесс взаимодействия колесного двигателя с грунтом.

Теоретические вопросы взаимодействия колесного двигателя с грунтом при динамических нагрузках мало исследованы, а работ по исследованию влияния кинематических и динамических качеств ОП на тяговые и эксплуатационные показатели трактора вообще не имеется.

Актуальность исследования определяется тематикой отрасли в соответствии с программными документами и комплексным прогнозом развития тракторного машиностроения на 1991-2010 годы.

Целью работы является повышение производительности тракторного агрегата путем выбора типа гидромашин, динамических показателей объемного гидропривода к двигателям ведущих колес и улучшения тягово-

цепных качеств.

Объект исследования. Опытные самоходные шасси: Ш-104М с полнопоточным объемным гидроприводом и встроенными в движители высокомоментными гидромоторами с редукцией момента; СШ-28Г с полнопоточным ОП и низкомоментным гидромотором с последующей редукцией момента посредством механической передачи; самоходное шасси Ш-06 (СШ-28) с механической трансмиссией; а также ОП трансмиссий и их гидромашины.

Методика исследования. Определение тягово-цепных качеств колесного трактора с ОП на основе изучения его динамики и физической сущности взаимодействия колеса с грунтом при приложении динамической нагрузки на криве и динамических возмущений трансмиссии и контроля углового ускорения движителей. Разработанная методика вибрационных испытаний, имитирующих взаимодействие ведущих колес с грунтом, позволила исследовать характер сдвигающих усилий.

При разработке вопросов влияния кинематических и динамических качеств ОП ходовой системы трактора на тяговые и эксплуатационные показатели использованы математические методы дифференциального, интегрального и операционного исчисления для решения дифференциальных уравнений в общем виде.

Выполнено моделирование переходных процессов с учетом системы нелинейных дифференциальных уравнений; экспериментальные исследования в лабораторных и полевых условиях проведены с использованием современной измерительной и вычислительной техники. Исследование теоретических вопросов динамики взаимодействия ведущего колеса с грунтом базировалось на основе положений теоретической механики, методов теории автомобиля и трактора, автоматического регулирования и основ гидравлики.

Научная новизна работы заключается в том, что: получено изменение буксования ведущих колес от вибродинамического воздействия нагрузки на МТА и его составные элементы в виде переменной нагрузки на криве, кинематического возмущения гидропривода и свободных колебаний

масс; установлено, что величина углового ускорения ведущего колеса трактора при неустановившемся характере нагрузки является определяющей в изменении буксования и зависит от типа и конструктивных особенностей гидропередачи; разработана математическая модель исследования тягово-сцепных качеств тракторов, методика и измерительный комплекс для лабораторно-полевых исследований тракторов, позволяющих выявить совершенство трансмиссии и оценить эксплуатационные показатели; получены основные тягово-динамические и эксплуатационные показатели СХ колесных тракторов с ОП на стадиях проектирования и проведения хозяйственных испытаний; предложена конструкция датчика углового ускорения катящегося колеса для оценки тягово-сцепных качеств и созданы опытные образцы самоходных шасси класса 0,6 с различными типами ОП тракторных трансмиссий.

Практическая ценность и реализация результатов работы. Проведенные исследования являются составной частью комплексной программы научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ отрасли по созданию самоходных шасси, его модификаций и модульных энергетических средств. Получена теоретическая зависимость изменения буксования от амплитудных значений ускорений грунтозацепов. Разработаны инженерные методы и средства теоретических и экспериментальных исследований определения влияния кинематических и динамических качеств ОП ходовой части трактора на тяговые и эксплуатационные показатели, позволяющие на всех этапах создания и освоения машин оценить эти качества, определять их влияние на тяговые свойства двигателей, сократить сроки исследований путем решения задач на моделях.

Разработан, изготовлен и внедрен на Харьковском заводе тракторных самоходных шасси (ХЗТСШ) комплекс стендов для всесторонних исследований полнопоточных объемных гидропередач. Результаты конструкторских, научно-исследовательских и экспериментальных работ использованы другими производственными объединениями, а также в трудах советских и зарубежных исследователей. Отдельные конструктивные элементы защи-

щены авторскими свидетельствами и реализованы в народном хозяйстве:

- по а.с. № 21567I на Уфимском моторостроительном заводе (Минавтопром СССР); в тресте "Татбурнефть" (Миннефтепром СССР); Красноуральском медекомбинате, Днепропетровском титано-магниеком заводе (Минцветмет СССР); Таллинском фанерном заводе, Нарвской мебельной фабрике (Минлесбумпром ЭССР); Рижском лакокрасочном заводе (Минлакропром Латв. ССР); Кировском заводе (Миноборонпром); объединении "Красный треугольник" (Миннефтехимпром); организации п/я (Минрадиопром);
- по а.с. № 300697 на предприятии п/я Г-4807 г. Новосибирска;
- конструктивные решения по а.с. № 2243II, 21567I, 300697, 1304509 внедрены на ХЗТСШ в тракторах с ОП и в гидравлических схемах испытательных стендов. Организации указаны в структурах бывшего СССР.

Разработанные в диссертации рекомендации и методические положения, а также результаты исследований использованы ХЗТСШ и УкрНИИСХОМ.

Апробация работы. Основные положения работы и отдельные её разделы докладывались на научно-технической конференции профессорско-преподавательского состава, сотрудников и аспирантов на кафедрах гидромашин и тракторостроения ХПИ; на научно-техническом совещании "Гидравлический привод и гидравлическая система управления тракторов и СХ машин" (г. Москва, 1970г.); на научно-технических семинарах: "Перспективы гидропривода на самоходном шасси" (г. Харьков, 1978г.), "Пути создания специализированных конструкций тракторов на базе СХ трактора ТП-28 и самоходного шасси СШ-28" (г. Харьков, 1981г.); научно-технических конференциях: "Перспективы развития тракторных самоходных шасси в XI пятилетке" (г. Харьков, 1980г.); "Перспективы развития тракторных самоходных шасси и повышение эффективности использования их в сельском хозяйстве" (г. Харьков, 1982г.); "Перспективы развития тракторных самоходных шасси с целью дальнейшего повышения их технического уровня и эффективности использования в сельском хозяйстве" (1984г.) др.

Диссертационная работа также заслушивалась на заседаниях кафедр "Тракторостроение" ХПИ им. В.И. Ленина (1991г.), "Автомобили" ХАДИ

им. Комсомола Украины (1992г.), обсуждалась на кафедре "Тракторы и автомобили" ХИМЭСХ (1991г.).

Публикации. Основные положения диссертации опубликованы в 19 печатных работах, в числе которых 4 а.с. на изобретение, а также две научные работы, находящиеся в печати.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, выводов, списка использованной литературы и приложений. Содержит 236 страниц машинописного текста, 75 страниц с рисунками, таблицами, графиками. В списке использованной литературы приведено 137 наименований.

#### СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе рассмотрено применение ОПП на тракторах, самоходных шасси и СХ машинах, их преимущество и недостатки при использовании в силовом приводе двигателей, рассмотрены типовые схемы отечественных и зарубежных ОПП трансмиссий и применяемые гидромашинны. Литературный обзор включает также изучение состояния вопроса, экспериментальные работы и теоретические исследования тягово-сцепных свойств тракторов с ОПП в трансмиссии при воздействии статической и динамической нагрузок с учетом кинематических возмущений в силовой цепи.

Исследованию динамических качеств тракторов и агрегатов посвящены работы В.П. Аврамова, В.Я. Аниловича, И.Б. Барского, Н.Ф. Бочарова, Н.А. Забавникова, Г.М. Кутькова, В.Ф. Платонова, Я.Е. Фаробина и др. Оптимизация параметров и режимов работы энергетических средств рассмотрена в работах А.Б. Гредескула, В.В. Гуськова, С.С. Дмитриченко, М.Н. Коденко, В.И. Красненькова и др.

Достоинства полнопоточного ОПП применительно к тракторам общего назначения раскрываются в работах Ю.А. Беленкова, В.В. Гуськова, К.И. Городецкого, Л.И. Гром-Мазничевского, А.Т. Лебедева, В.Н. Прокофьева, И.Н. Серебрякова и др., а также изложены в трудах НАТИ, ВИМ, ВИСХОМ, ХИИ и др. Показано, что достоинства ОПП в наиболее полном виде реализуются в случае применения гидромоторов, встроженных в движи-

тели трактора.

Проведенные лабораторно-полевые испытания экспериментальных тракторов НАТИ, ЛТЗ, ХЗТСШ, УНИИМЭСХ, института СХ техники (Англия) показали повышенное буксование колес тракторов с ОПП в сравнении с механическим. В то же время институтом СХ техники в Лейпциге (Германия) и МТЗ отмечается снижение буксования, что подтверждает мнение о влиянии типа и параметров трансмиссии, гидромашин и характеристик рабочих жидкостей на тяговые свойства самоходных машин.

Исследованию динамических качеств ОПП общего назначения посвящены работы В.Н. Прокофьева, Т.М. Башты, Н.С. Гамынина, В.А.Хохлова, М.Гийона, Э.Льжиса, Х.Стерна, Дж.Л.Шерера и др.

Анализ работ по взаимодействию ведущих колес с поверхностью показывает, что многие исследователи устанавливают функциональную зависимость между деформациями грунта и действующими силами. Такие исследования проведены Я.С.Агейкиным, В.Ф.Бабковым, М.Г.Беккером, В.В.Гуськовым, В.В.Кацгиним, Е.Д.Львовым, Г.И. Пекровским и др.

Однако в указанных работах не учитывается динамическое воздействие нагрузки на ведущее колесо. Так, например, определяющим параметром изменения показателей тягово-сцепных качеств трактора с ОПП является передаточное число, изменение которого вызвано кинематическими параметрами гидромашин в следующем виде:

$$i = F \sum_0^{\theta} v_{\varphi} / R f \sin \gamma \sum_{\kappa=0}^{m-1} \sin(\varphi + \kappa \beta) \quad (I)$$

где  $f$ ,  $F$  - площади поршней насоса и гидромотора;  $R$  - радиус расположения поршней в роторе насоса;  $\sum_0^{\theta} v_{\varphi}$  и  $\sum_{\kappa=0}^{m-1} \sin(\varphi + \kappa \beta)$  - параметры, влияющие на угловые колебания колеса;  $\gamma$  - угол наклона шайбы насоса.

Теоретические исследования по оценке тягово-сцепных свойств движителей при динамическом воздействии неустановившейся нагрузки проводились А.Т.Болговым, В.А.Ворониным, Г.И.Кобелевым, И.Рогом, А.К.Тургиевым и др. Опыты в строительной механике Д.Д.Баркана, И.А. Савченко, В.А.Ершова, Н.Д.Красникова, Н.А.Цытовича подтвердили преимущественное снижение прочностных свойств грунтов при переменной

нагрузке.

Основным обобщающим параметром вибрационного характера воздействия на грузы со стороны двигателя машины на грунт, характеризующим влияние нагрузки на грунт, принята величина ускорения  $j = A \omega^2 \sin \omega t$ , зависящая от частоты  $\omega$  и амплитуды  $A$  колебаний. Исходя из наших исследований, выполнена теоретическая работа чехословацкого ученого Й.Рога, в которой отмечается, что такие исследования проводились лишь в СССР. В работе Й.Рога не рассматривался процесс взаимодействия колеса с грунтом нарушенной структуры, отсутствует описание характера движения колеса и др.

Анализ работ многих исследователей показывает перспективность применения ОП на тракторах, однако это требует повышения КПД силовой передачи и снижения буксования двигателей. На тягово-сцепные показатели влияют амплитуда и частота колебаний нагрузки и кинематика движения колеса, характеризующаяся неравномерным его вращением.

На основании анализа литературных источников по результатам теоретических и экспериментальных исследований тягово-сцепных качеств энергетических средств с ОП при неустановившейся нагрузке, типовых схем, применяемых гидромашин и силовых передач предусматривается решение следующих основных задач данного исследования:

- проведение теоретических исследований по выявлению основных закономерностей, описывающих взаимодействие ведущих колес трактора с грунтом при неустановившихся нагрузках;

- разработка математической модели МТА, позволяющей имитировать работу на различных режимах загрузки. При разработке математической модели учесть многомассовую систему, крутильную жесткость, демпфирование деталей и узлов силовой передачи и особенности гидропривода;

- исследование на математической модели колебательных процессов двигателей на установившемся и неустановившемся режимах работы трактора, с учетом взаимодействия ведущих колес с грунтом при вибродинамическом силовом воздействии;

- исследование динамической системы трактора с объемным гидроприводом ходовой части;

- определение необходимых параметров динамической системы для теоретических и экспериментальных исследований, создание измерительного комплекса для выявления совершенства тракторов с ОПД движителей;

- экспериментальные исследования тягово-сцепных качеств тракторов с целью подтверждения теоретических предпосылок и получения данных для оценки достоверности математической модели;

- на основании проведенных исследований выработать рекомендации обоснованного выбора рациональных параметров элементов гидроприводов трансмиссии, обеспечивающих снижение потерь, динамических нагрузок и улучшение тяговых и эксплуатационных показателей трактора.

Во второй главе определена эквивалентная динамическая модель трактора с ОПД и составлена расчетная схема, изложена методика, результаты моделирования и исследований на АБМ процессов взаимодействия движителей трактора с грунтом при установившемся движении и неустановившемся характере нагрузок внутренних возмущений и изменений тягового сопротивления. Изучены амплитудно-частотные характеристики угловых ускорений движителей и их влияние на тягово-сцепные показатели.

Структура динамической схемы несвободной механической системы устанавливается на основе анализа дифференциальных уравнений, описывающих поведение системы и её элементов в зависимых обобщенных координатах. Для исследования процессов, происходящих в тракторных агрегатах в условиях эксплуатации, и определения влияния кинематических параметров и динамических качеств ОПД трансмиссии на тяговые и эксплуатационные показатели представляем трактор в виде многомассовой динамической системы с безынерционными упругими связями. На рис. I показана расчетная схема с гидравлическими связями двухпоточной силовой передачи тракторной трансмиссии.

При составлении уравнений движения масс принятой динамической системы сделаны допущения, что упругие связи в элементах силовой пе-

редачи линейные, зазоры в шлицевых соединениях отсутствуют, связи системы стационарны и голономны.

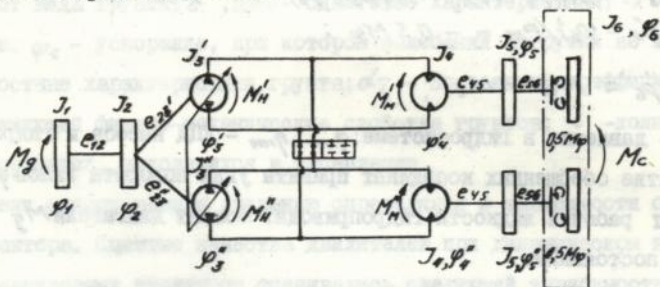


Рис. 1. Расчетная схема силовой передачи тракторного агрегата:  $M_g, M_H, M_N, M_F, M_C$  - моменты двигателя, гидронасоса, гидромотора, сцепления движителя трактора с грунтом, сопротивления;  $J_1, J_2, J'_3, J''_3, J_4, J_5, J_6$  - приведенные моменты инерции сосредоточенных масс двигателя, вспомогательных гидроагрегатов, насосов и гидромоторов, ведущих колес, поступательных масс трактора и МТА;  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi'_3, \varphi''_3, \varphi_4, \varphi''_4, \varphi_5, \varphi_6$  - угловые перемещения сосредоточенных масс;  $e_{12}, e'_{23}, e''_{23}, e_{45}, e_{56}$  - податливости участков валопроводов;  $K_i$  - коэффициенты демпфирования участков.

В общем случае движение масс принятой динамической системы описывается следующей системой дифференциальных уравнений:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + K_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + (\varphi_1 - \varphi_2)/e_{12} = M_g; \quad (2)$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 + K'_{23}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}'_3) + K''_{23}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}''_3) - K_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + (\varphi_2 - \varphi'_3)/e'_{23} + (\varphi_2 - \varphi''_3)/e''_{23} - (\varphi_1 - \varphi_2)/e_{12} = 0; \quad (3)$$

$$J'_3 \ddot{\varphi}'_3 - K'_{23}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}'_3) - (\varphi_2 - \varphi'_3)/e'_{23} = -r_1 R f \sin \gamma \sum_{k=0}^{m-1} \sin(\varphi'_3 + k\beta) / \eta_{HM}; \quad (4)$$

$$J''_3 \ddot{\varphi}''_3 - K''_{23}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}''_3) - (\varphi_2 - \varphi''_3)/e''_{23} = -r_2 R f \sin \gamma \sum_{k=0}^{m-1} \sin(\varphi''_3 + k\beta) / \eta_{HM}; \quad (5)$$

$$r_1 R f \sin \gamma \sum_{k=0}^{m-1} \sin(\varphi'_3 + k\beta) = \varphi'_4 F \sum_0^0 v \varphi + r_2 z + r_1 W/E; \quad (6)$$

$$\varphi''_3 R f \sin \gamma \sum_{k=0}^{m-1} \sin(\varphi''_3 + k\beta) = \varphi''_4 F \sum_0^0 v \varphi + r_2 z + r_2 W/E; \quad (7)$$

$$J_4 \ddot{\varphi}'_4 + K_{45}(\dot{\varphi}'_4 - \dot{\varphi}'_5) + (\varphi'_4 - \varphi'_5)/e_{45} = r_1 F \eta_{HM} \sum_0^0 v \varphi; \quad (8)$$

$$J_4 \ddot{\varphi}''_4 + K_{45}(\dot{\varphi}''_4 - \dot{\varphi}''_5) + (\varphi''_4 - \varphi''_5)/e_{45} = r_2 F \eta_{HM} \sum_0^0 v \varphi; \quad (9)$$

$$J_5 \ddot{\varphi}'_5 - K_{45}(\dot{\varphi}'_4 - \dot{\varphi}'_5) + K_{56}(\dot{\varphi}'_5 - \dot{\varphi}_6) - (\varphi'_4 - \varphi'_5)/e_{45} + (\varphi'_5 - \varphi_6)/e_{56} = -0,5 M \varphi; \quad (10)$$

$$J_3 \ddot{\varphi}_3 - k_{45}(\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_3) + k_{56}(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_6) - (\varphi_4 - \varphi_3)/e_{45} + (\varphi_5 - \varphi_6)/e_{56} = -0,5 M \varphi ; \quad (11)$$

$$J_6 \ddot{\varphi}_6 = M \varphi - M_c , \quad (12)$$

где  $p$  - давление в гидросистеме;  $\eta_{HM}, \eta_{MH}$  - КПД насоса и гидромотора. В качестве обобщенных координат приняты углы поворота валов  $\varphi_i$  и давление  $p$  рабочей жидкости гидропривода. Момент двигателя  $M_d$  принимается постоянным.

Тяговый баланс изменяемой части сил колесного трактора с учетом неустановившегося характера тяговой нагрузки рассматриваем в виде

$$dP_k = dP_{kp} \pm \frac{G}{g} \frac{dV}{dt} \pm \frac{J_k d\omega}{z_k dt} , \quad (13)$$

где  $P_k$  - касательная сила;  $P_{kp}$  - сила тягового сопротивления;  $G$  - вес трактора;  $J_k$  - приведенный момент инерции вращающихся деталей к оси ведущего колеса;  $V$  - скорость трактора;  $\omega$  - угловая скорость колеса.

Анализ указанного уравнения показывает, что при воздействии вынужденных колебаний тяговой нагрузки происходит колебание касательной силы тяги и возникают касательные силы инерции движителей и силы инерции поступательно движущихся масс трактора. С другой стороны, изменение касательной силы тяги под действием вынужденных колебаний привода ходовой части приводит к возникновению инерционных сил и колебаний тяговой нагрузки.

Изменяемая часть касательной силы тяги зависит от следующих показателей  $dP_k = f(A, \omega, \sum \dot{\varphi}_i, \sum_{k=0}^{m-1} \sin(\varphi + k\beta), \frac{d\omega_k}{dt}, \frac{dV}{dt})$  и пропорциональна изменению угловой скорости ведущего колеса  $\omega$ .

$$\frac{dP_k}{P_k} \approx \frac{d\omega_k}{\omega_k} \text{ при условии } N_k = P_k \omega_k z_k = const .$$

Момент сцепления движителей с грунтом определяется с учетом вибродинамического воздействия возмущающих нагрузок и изменяемой скорости вращения колеса по формуле

$$M\varphi = [m q \varphi_p + (1-m)(c + q t g \varphi)] F_0 z_k \sqrt{\frac{E}{5 m a x}} \cdot \sum_{i=1}^n \sqrt{l_i} \times x \exp[-\alpha \tau (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_c)] z_k , \quad (14)$$

где  $m$  - коэффициент насыщенности рисунка протектора шины;  $q$  - нормальное давление шины на грунт;  $c$  - связность грунта;  $\varphi$  - угол

внутреннего трения грунта;  $F_0$  - площадь контакта;  $\alpha$  - показатель, зависящий от вида грунта;  $\delta$ ,  $\delta_{\text{тех}}$  - сдвиговые характеристики;  $r_k$  - радиус колеса;  $\ddot{\varphi}_c$  - ускорение, при котором колебания нагрузки не влияют на прочностные характеристики грунта;  $\alpha_2$  - постоянный коэффициент, характеризующий физико-механические свойства грунтов;  $i$  - количество грунтозацепов, находящихся в зацеплении.

Момент сопротивления движению определялся в зависимости от скорости трактора. Сцепные качества движителей при динамическом нагружении сравниваемых тракторов оценивались следующей зависимостью

$$b_2 = b_1 \exp(\alpha_2 \Delta j), \quad \Delta j = j_2 - j_1, \quad j_1 \geq j_c, \quad j_2 \geq j_c. \quad (15)$$

При составлении уравнений движения объемного гидропривода ходовой системы трактора учитываются параметры гидромашин, влияющие на силовые показатели взаимодействия колеса с грунтом, сжимаемость рабочей жидкости с учетом деформации гидролиний и наличия газовоздушной смеси в ней, утечки, вязкость, объемы гидролиний и КПД гидромашин, скорость изменения давления, а также конструктивные элементы. Кинематические возмущения гидропривода оценивались степенью неравномерности подачи гидромашин и крутящего момента гидромоторов. Получены составляющие дифференциальных уравнений для гидронасоса НАР-53 в виде  $\sum_{k=0}^{n-1} \sin(\varphi + k\beta) = 0,5 \sin \varphi + 2,83 \cos \varphi$ ,  $-20^\circ \leq \varphi \leq 20^\circ$ ; гидромотора МГ-265Т  $\sum_0^R U \varphi = a + v \varphi = 18,55 + 3,044 \varphi$ . В аксиально-поршневом насосе исключена неравномерность от силового шарнира. Автором разработан и установлен в конструкции гидромашин гиперболический шарнир равных угловых скоростей.

В лабораторных условиях определялись объемы гидролиний нагнетания  $V$ , объемный модуль упругости рабочей жидкости  $E$ , коэффициент пропорциональности утечек  $Z$ , а также определялись частоты колебаний внешнего сопротивления и кинематических возмущений гидропривода от тягового усилия  $P_{kp}$  и величины буксования ведущих колес  $\delta$ .

На рис. 2 представлен график изменения частот вынужденных колебаний разных гармоник в соответствии с выражением

$$\omega = 30 \lambda_0 N_e \eta_f \eta_{гм} (1 - \delta) / \pi P_{кр} \tau_{кр} \theta, \quad (16)$$

где  $\lambda_0$  — коэффициент, зависящий от конструктивных особенностей гидромашин;  $\eta_{гм}$  — КПД привода;  $\rho^*$  — частота свободных колебаний, и график частот неустановившейся тяговой нагрузки

$$m^* = N_e \eta_f \eta_{гм} (1 - \delta) / P_{кр} S, \quad (17)$$

где  $S$  — длина волны переменного сопротивления нагрузки.

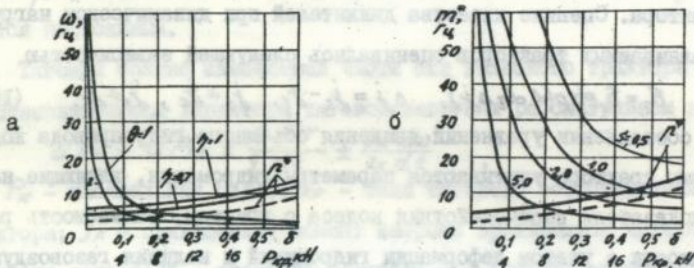


Рис. 2. Изменение частоты колебаний ведущих колес самоходного шасси от тягового усилия и буксования ведущих колес:  
а — кинематические воздействия гидромотора;  
б — внешние гармонические колебания

Моделирование динамики тракторного самоходного шасси и решение системы дифференциальных уравнений осуществлялось на аналоговом вычислительном комплексе, состоящем из 2-х связанных между собой аналоговых ЭВМ типа МН-1СМ. В результате решения получены амплитудно-частотные характеристики в различных режимах работы и изменяемых параметрах трактора углового ускорения ведущих колес. Используя динамическую модель в заданном нагрузочном режиме, отрабатывалось определение влияния качеств ОП на колебательные процессы и характер изменения углового ускорения движителей при неустановившейся нагрузке.

Анализ полученных результатов позволяет сделать следующие выводы: — частоты колебательных нагрузок свыше 8...12 Гц не влияют на тягово-сцепные свойства колесных тракторов. При указанных частотах и выше крутящий момент  $M_k$  на колесе остается постоянным, отсутствует угловое ускорение движителей при установившемся движении трактора;

- снижение частоты колебаний момента сопротивления  $M_c$  приводит к возникновению колебаний крутящего момента  $M_k$  на ведущем колесе, его неравномерному вращению и угловому ускорению  $\ddot{\varphi}_5$ . Колебания углового ускорения  $\ddot{\varphi}_5$  имеют линейный характер от амплитуды колебаний момента сопротивления. Изменение амплитуды колебаний момента в пределах 70...350 Н.м приводит к росту углового ускорения от 0,05 до 0,25 с<sup>-2</sup>. С приближением частоты колебаний нагрузки к резонансному режиму амплитуда колебаний момента  $M_k$  на ведущем колесе увеличивается, что приводит к повышению углового ускорения  $\ddot{\varphi}_5$  и колебаниям давления рабочей жидкости  $p$  и её скорости  $v$ . В области резонансных частот изменение углового ускорения ведущих колес  $\ddot{\varphi}_5$  от амплитуды тяговой нагрузки носит также линейный характер в пределах  $\ddot{\varphi}_5 = 1...4$  с<sup>-2</sup>,  $A_{M_c} = 10...50$  Н.м;

- изменение параметров  $E/V$  на колебательные процессы и характер изменения углового ускорения ведущего колеса при неустановившейся нагрузке, когда  $E/V = 0,8...0,9$  ( $E = 500$  МПа,  $V = 619$  см<sup>3</sup>), с. снижение утечек в 7 раз приводит к росту углового ускорения в 1,4 раза; снижение модуля объемной упругости  $E$  или увеличение  $V$  объема магистрали нагнетания в 6,65 раза снижает величину углового ускорения до значений  $\ddot{\varphi}_5 = 1,14...1,16$  с<sup>-2</sup> и почти не зависит от утечек рабочей жидкости ( $Z = 0,5...3,5$  см<sup>3</sup>/МПа.с). Изменение частоты колебаний тяговой нагрузки свыше 6,8 Гц ( $E/V = 0,9$  МПа/см<sup>3</sup>) утечки рабочей жидкости не влияют на колебательный процесс, а угловое ускорение  $\ddot{\varphi}_5 = 0,25...0,26$  с<sup>-2</sup>;

- совпадение свободных и вынужденных (внешних и внутренних) частот колебаний сопротивления и возмущений приводит к росту углового ускорения ведущих колес  $\ddot{\varphi}_5$  и снижению тягово-сцепных качеств ходовой системы трактора.

На осциллограммах записывались угловое ускорение двигателей  $\ddot{\varphi}_5$ , момент сопротивления трактора  $M_c$  и момент на колесе  $M_k$ , частота колебаний, величина давления  $p$  и скорость его изменения в нагнетательной линии гидросистемы. С целью снижения угловых колебаний колеса  $\ddot{\varphi}_5$

производилась оценка возможности снижения или изоляции внешних возмущающих сил и устранения внутренних возмущений, газовой смеси в рабочей жидкости, соотношения утечек и влияния типа гидropередачи.

В третьей главе представлена расчетная схема динамической системы с целью проведения всесторонних исследований полнопоточного ОП. Степень упрощения динамической системы базируется на анализе моделирования, осциллографических записей колебательных процессов в тракторном агрегате, полученных при предварительных испытаниях, сравнении моментов инерции масс и жесткостей упругих связей. В данном упрощении основным являлось условие, что жесткость гидравлического звена значительно ниже (более  $10^2$  раз), чем механических связей.

Представим МТА в виде двухмассовой системы, приведенной к ведущему колесу трактора (рис. 3).

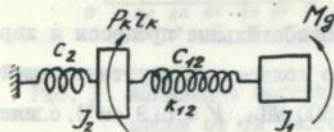


Рис. 3. Упрощенная расчетная динамическая схема трактора

В общем случае движение масс динамической системы принято от установившегося статического движения и описывается уравнениями

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + K_{12} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + C_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) &= 0; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - K_{12} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - C_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) + C_2 \varphi_2 &= \Delta M(t), \end{aligned} \quad (18)$$

где  $\varphi_i$  — угловые отклонения масс от установившегося движения;  $K_{12}$  — коэффициент демпфирования привода;  $\Delta M(t) = dP_k z_k$  — амплитуда колебаний момента на ведущих колесах, вызванная колебательным характером нагрузки;  $C_{12}$ ,  $C_2$  — жесткости гидропривода и связи ведущее колесо — грунт. Расчетная схема состоит из приведенных к ведущим колесам масс вращающихся и поступательно движущихся масс двигателя, механического привода, насосов  $J_1$  и масс  $J_2$ , расположенных после жидкостного звена, а также масс трактора и навесной машины с учетом буксования двигателей.

В результате решения дифференциальных уравнений получена относительная амплитуда колебаний ведущего колеса трактора

$$\frac{\varphi_2}{\varphi_{\text{ст}}} = C_2 \sqrt{\frac{(C_{12} - J_1 \omega^2)^2 + \kappa \frac{C_2^2}{J_2^2} \omega^2}{\{J_1 J_2 \omega^4 - [(J_1 + J_2) C_{12} + J_1 C_2] \omega^2 + C_{12} C_2\}^2 + \kappa \frac{C_2^2}{J_2^2} \omega^2 [C_2 - (J_1 + J_2) \omega^2]^2}}$$

Характер зависимости  $P_{\kappa}(\delta)$  позволяет на любом бесконечно малом отрезке времени считать касательную силу  $P_{\kappa}$  или силу нагрузки  $P_{\kappa 0}$  прямо пропорциональной деформации грунта (буксованию) и условно имитировать её на эквивалентной схеме в виде дополнительного упругого элемента, жесткость  $C_2$  которого является функцией буксования. Производная  $\frac{dP}{d\delta} = f'(\delta)$  есть мера скорости изменения  $P_{\kappa}$  относительно  $\delta$ . Производная  $f'(\delta)$  - угловой коэффициент касательной к графику функции  $P_{\kappa} = f(\delta)$  в точке  $\delta$ .

Недемпфированная система в зависимости от жесткости  $C_{12}$  имеет две или одну резонансную частоту колебаний. Зная функцию  $P_{\kappa 0} = f(\delta)$  в некоторой окрестности точки  $\delta$ , определяем дифференциал переменной буксования  $\delta$ , который является условной жесткостью связи ведущее колесо-грунт  $C_2 = dP_{\kappa 0}/d\delta = f'(\delta)$ .

Жесткость привода принималась в виде

$$C_{12} = \sum C_i + \prod_{i=1}^n C_i / \sum_{j=1}^n \prod_{i=1}^n C_i / C_j = \sum C_i + \frac{q_m E (V_1 + V_2)}{4 \pi^2 V_1 V_2}; \quad (19)$$

$V_1 = 0,619 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ ;  $V_2 = 0,592 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ ;  $C_{12} = 5,4 \cdot 10^4 \text{ Нм/рад}$ ; а жесткость грунта и шины определялась зависимостью

$$C_2 = C_r \cdot C_w / (C_r + C_w) = P_{\kappa 0} z_k^2 / L \delta; \quad C_2 = (P_{\kappa 0} - P_0) z_k^2 / L \delta. \quad (20)$$

Передаточное число гидропривода ведущих колес имеет переменный характер в зависимости от показателей трансмиссии и определяется формулой

$$i_{TP} = \frac{q_m \prod_{i=1}^n i_k}{\sum_{m=1}^n q_m / [2\kappa(1 - \delta_m) \eta_{\text{гв.с.}} - (z_H + z_m)(\eta_H / \eta_m - \beta_m / \eta_m)],} \quad (21)$$

а моменты инерции приведенных масс

$$J_1 = \sum_1^n J_n i_n^2 / \eta_n; \quad J_2 = \sum_2^m J_m i_m^2 / \eta_m + (m_T + m_m) [(1 - \delta) z_k]^2,$$

где  $J_1, J_2$  - моменты инерции вращающихся деталей;  $i$  - передаточные числа к звену приведения;  $n$  - частоты вращения;  $\eta$  - КПД звена приведения. Крутящий момент на ведущих колесах является изменяемой величиной, зависящей от кинематических качеств гидромашин

$$M_k = \frac{F \Sigma \sigma \varphi_{mm} M g}{R f \sin \theta \sum_{k=0}^m \sin(\varphi + k\beta)} \quad (22)$$

Из теории колебаний известно, что амплитуда свободных затухающих колебаний изменяется по закону  $\varphi(t) = \varphi_0 e^{-\xi \tau}$ , где  $\tau$  - безразмерное время. Анализ типов приводов ходовой части трактора на различных режимах работы оценивался относительным коэффициентом демпфирования  $\xi = 0,5 \frac{\kappa}{J} \sqrt{\frac{C}{E}}$ , где  $\kappa$  - коэффициент демпфирования;  $C$  - жесткость привода;  $J$  - приведенный момент инерции.

Для снижения колебательности привода в консервативной системе требуется введение демпферов с целью гашения вынужденных колебаний. Таким гасителем является объемный гидропривод двигателей трактора.

Оценивая параметр  $C/J$ , когда жесткость  $C_{12}$  механической передачи на два порядка выше, чем гидропривода, получим для ОП

$C_{\varphi}/J = E q_m^2 / 4\pi^2 V J$ , а постоянная времени  $T$  и относительный коэффициент демпфирования соответственно равны  $T = (2\pi/q_m) \sqrt{J V / E}$  ;

$\xi = (\pi \tau / q_m) \sqrt{J E / V}$ . ОП трансмиссии обладает более высокими показателями вязкого трения и меньшей жесткостью в сравнении с механической трансмиссией, а следовательно, имеет более высокий коэффициент  $\xi$ .

Высокие свойства диссипации ОП и принятие мер по снижению внешних нагрузок и кинематических несоответствий позволяют снизить динамические нагрузки на ведущие колеса и повысить тягово-сцепные качества. Следовательно,  $\varphi_2 / \varphi_{2cr} = \exp(-0,5 \frac{\kappa}{J} \sqrt{\frac{C}{E}} \tau) = \exp(-\frac{\pi \tau}{q_m} \sqrt{\frac{J E}{V}} \tau)$ .

На основании дифференциальных уравнений представлены структурные схемы и передаточные функции регулируемого объекта по задающему и возмущающему воздействиям. Увеличение вибрационной нагрузки, зависящее от возмущений, приводит к увеличению углового ускорения колеса и снижению сцепления двигателей с грунтом и определяется в виде

$$b = \frac{b_0 \max}{L} \left\{ \frac{M \varphi \exp(\alpha \xi \Delta \varphi \tau_k)}{[m q \varphi + (1-m)(C + q_1 q \varphi)] b_0 \tau_k \frac{\xi}{\sqrt{E}} \sqrt{V}} \right\}^2 \quad (23)$$

В результате анализа зависимостей  $C_{\varphi}$ ,  $T$ ,  $\xi = f(q_m, V, E, J, \tau)$ , которые в свою очередь зависят от конструкции гидромашин и их соединений, температуры и давления рабочей жидкости, подтверждается целе-

сообразность применения ОПХ ходовой части. С этой целью также необходимо предусматривать высокомоментные ГМК с приведенной скоростью  $\Sigma \omega_{\text{пр}} \rightarrow 0$  или высокооборотные гидромоторы. Одноходовые ГМК не найдут применения в СХ тракторах из-за их высокой неравномерности.

Наиболее рационально использование гидропривода движителей при применении высокооборотных гидромоторов с последующей механической КП и редукцией момента к движителям. Моменты инерции вращающихся элементов гидромотора с использованием КП благоприятно влияют на гашение возмущающих нагрузок.

Частота пульсации насоса 480...600 Гц при частоте вращения 26,7...33,3 с<sup>-1</sup>, частота гидромотора  $\omega = \pi n = 1,1 n$  (0...88 Гц), от беговых дорожек  $\omega = \pi n = 0,1 n$  (0...8 Гц). Анализ полученных результатов позволяет сделать следующие выводы:

Для улучшения тягово-сцепных и эксплуатационных качеств тракторов необходимо снижать жесткость  $C_{\varphi}$ , постоянную времени  $T$  и повышать относительный коэффициент демпфирования  $\xi \geq 1$  посредством снижения объема гидролиний нагнетания до возможных минимальных значений, выбора утечек и оптимального объемного КПД гидромашин, а также объемного модуля упругости. Проведенные исследования двухмассовой динамической системы трактора с ОПХ ходовой части позволили сравнить с механическим приводом и дополнить исследования многомассовой системы.

В четвертой главе изложены программа, методика и результаты экспериментальных исследований.

В соответствии с программой производилась проверка мощностно-экономических показателей на стационарном стенде по ГОСТ 7057-81; определялись универсальные характеристики гидромашин, а также определялась неравномерность вращения вала высокомоментного гидромотора. Характеристики снимались при частоте вращения вала гидронасоса 26,7 с<sup>-1</sup> и рабочих объемах в диапазоне 5,3...56,0 · 10<sup>-6</sup> м<sup>3</sup>, рабочих давлениях от  $n = n_{\text{min}}$  до 21 МПа с интервалом 2,5 МПа. Максимальная мощность ограничивалась 14,7 кВт. При этом измерялись давление, подача

насоса, частота вращения, показания весового устройства балансирующей машины, температура и утечки рабочей жидкости, время опыта.

При испытаниях гидромотора дополнительно определялась подача рабочей жидкости, крутящий момент и угловое ускорение вала гидромотора. С целью определения влияния неустановившейся нагрузки на изменение углового ускорения вала гидромотора проводились исследования с переменной нагрузкой на валу. На ленту осциллографа записывались давления в магистралях гидросистемы, частота вращения и угловое ускорение вала гидромотора и рамы балансирующего устройства, частота нагружения, время.

При исследованиях вращение насоса осуществлялось балансирующей машиной МПБ<sub>Н</sub> 24,5/22, момент регистрировался весовым устройством ВКМ-32, регистрация оборотов производилась импульсным счетчиком СБ<sub>М</sub>/100. К нагнетательной и сливной гидролиниям насоса были подключены манометры для визуального наблюдения за давлением. Кроме того, подключались тензометрические датчики давления, сигналы которых усиливались при помощи усилителя ТА-5 и подавались на осциллограф Н-700.

Тарировка датчиков и проверка манометров производилась на грузопоршневых манометрах МП-60 и МП-600. Одновременно с определением давления осуществлялся замер температуры рабочей жидкости при помощи термометров и термоэлемента ММТ-12 в силовой гидролинии и утечка рабочей жидкости с помощью мерного бака.

Проводились также испытания гидромоторов МГ-265Т на стенде, оборудованном специальной балансирующей рамой, ускоряющим редуктором, ленточным тормозом. Крутящий момент измерялся тензометрической балкой. Для определения углового ускорения балансирующей рамы стенда и углового ускорения вала гидромотора применялся специальный датчик, созданный на базе низкочастотной виброизмерительной аппаратуры АВ-45 с записью показаний на осциллографе.

На специально разработанном устройстве получены экспериментальные данные по определению влияния колебательных процессов, возникающих

ших в гидроприводе, на прочностные свойства грунтов. В процессе опытов на ленту осциллографа фиксировались: сопротивление сдвигу, удельное давление, ход подвижной каретки, частота и величина ускорения каретки с моделью грунтозацепа, время.

Проводились также тяговые испытания трех самоходных шасси с различными типами приводов ходовой части с целью определения тягово-экономических показателей и зависимости изменения буксования от тягового усилия и углового ускорения ведущих колес. Тяговые испытания проводились по ускоренной методике на двух фонах: стерне и поле, подготовленном под посев, на четырех условных передачах. При проведении тяговых испытаний дополнительно применялся усилитель 8АНЧ-7М, датчики углового ускорения устанавливались на движителях шасси, а измерение момента осуществлялось тензоступицами.

В результате стендовых испытаний гидронасосов установлено, что область наибольших значений КПД (0,92) соответствует режимам  $p = 7,5 \dots 8,9$  МПа,  $Q = 1,10 \dots 1,31 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с, мощности 9,55 кВт. Зона КПД 0,925...0,930 ограничена мощностью приводного двигателя. При постоянной подаче общий КПД насоса возрастает с увеличением давления. Наибольший КПД при давлении  $p = 15$  МПа.

Область наибольших значений КПД гидромоторов (0,88) соответствует крутящему моменту 1,56...2,06 кН.м при частоте вращения 0,876...0,663 с<sup>-1</sup>. Оптимальные значения полного КПД имеют место при частоте вала 0,667...0,915 с<sup>-1</sup> и перепаде давления 9,5...14,5 МПа.

Испытания ОПИ показали, что ведущие колеса имеют частоту неравномерного вращения за оборот 66 Гц и при нагрузке возникает дополнительная частота 6 Гц, а ускорение в точках на радиусе 0,592 м изменяется в пределах 0,665 g. При неустановившемся режиме тангенциальное ускорение вала гидромотора на отдельных участках нагружения значительно увеличивается.

Анализ графиков изменения буксования движителей трактора показал, что, несмотря на практически одинаковый сцепной вес в диапазоне

нагрузок, буксование трактора с гидроприводом и высокомоментными гидромоторами превышает до 25...40% в сравнении с механическим приводом. Например, при тяге 6 кН разница в буксовании 3,5%, а при тяге 11,2 кН составляет 9%. На поле, подготовленном под посев, при тяге 6 кН - 4,5%, 11,2 кН - 13%. На песчаном грунте разница в буксовании 10% при тяговом усилии 6 кН, а с увеличением до 6,5 кН - 19%.

На рис. 4 приведены графики зависимости  $j_k^{\xi}$  от тягового усилия для различных типов приводов двигателей.

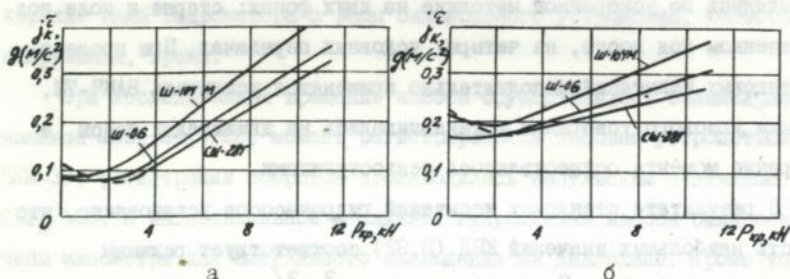


Рис. 4. Изменение ускорения грунтозацепа от тягового усилия: а) стерня; б) поле, подготовленное под посев

Из графиков видно, что с увеличением тягового сопротивления до определенных значений ( $P_{кД} = 2,0...2,5$  кН) ускорение грунтозацепа снижается, а затем пропорционально увеличивается в зависимости от типа привода ходовой части и колебаний двигателей трактора.

Анализ испытаний по определению прочностных свойств грунтов и сравнении их с тяговыми испытаниями показал, что увеличение вибрационной нагрузки, выраженное суммарной величиной ускорения грунтозацепа ведущего колеса, приводит к снижению сцепления колеса с контактируемой поверхностью в результате снижения сил трения и прочности грунтов. Величина ускорения грунтозацепов двигателей влияет на буксование колес. Среднее значение усилий сдвига (рис. 5) определялось из условия равенства площадей А и В, т.е. при равенстве произведенной удельной работы. Силовые показатели буксования ведущих колес и сдвиговые ха -

характеристики модели определялись формулой  $\delta_0 = \delta L / 100$ .

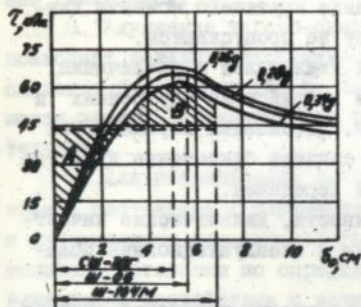


Рис.5. Зависимость удельного сопротивления грунта сдвигу от ускорения  $j$ .

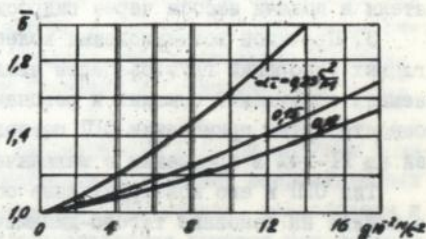


Рис.6. Изменение относительного буксования  $\bar{\delta}$  от ускорения  $j$  грунтозацепов

Полученные динамические характеристики (рис.6) подтвердили закономерность влияния вибрационной нагрузки двигателя на снижение сцепных свойств вследствие уменьшения сил трения и прочности грунтов ( $\sigma_r = 0,15; 0,25; 0,12 \text{ с}^2/\text{м}$  соответственно для грунта нарушенной структуры, песка и стерни). Проведенные испытания тракторов в полевых условиях и эксперименты на сдвиговом устройстве подтверждают правильность теоретических исследований с точностью до 15%.

#### ОБЩИЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Разработанная математическая модель динамической системы позволяет на этапе проектирования различных типов приводов двигателей при создании ОПХ ходовой части трактора исследовать динамические процессы и выбрать рациональные параметры жесткости гидравлического привода  $C$ , постоянной времени  $T$  и повышения относительного коэффициента демпфирования, которые являются изменяемыми посредством выбора рабочей жидкости, кинематических и динамических параметров: рабочего объема гидромоторов  $q_m$ , объемного модуля упругости  $E$ , объема нагнетательной гидролинии  $V$  и коэффициента утечек  $z$  рабочей жидкости, а также приведенных масс инерции  $J$ .

2. Исследованиями модели и тракторного агрегата установлено, что частотные колебания выше 12 Гц не влияют на буксование двигателей. Внутренние кинематические возмущения гидропривода, свободные коле-

бания динамической системы и колебания внешних нагрузок, влияющие на режим работы двигателей энергетического средства, ограничиваются частотами в пределах 0,1–12,0 Гц. Колебания крутящего момента двигателя и подачи насоса через гидросистему не пропускаются.

3. Причиной возникновения колебаний двигателей и увеличения угловых ускорений грунтозацепов является воздействие внутренних и внешних возмущений близких к резонансным. Диссипация передаваемой мощности путем применения ОП позволяет снизить буксование двигателей на II–14% в сравнении с механической передачей.

Тип ОП и его конструктивные особенности, динамические качества влияют на основные тягово-динамические и эксплуатационные показатели трактора.

4. Анализ амплитудно-частотных характеристик ускорений ведущих колес при действии на них неустановившейся нагрузки показал, что с ростом амплитуды колебаний в пределах 0,15...0,50 кН.м увеличивается угловое ускорение  $\ddot{\varphi}_r$  колеса по линейной зависимости от  $I$  до  $4 \text{ с}^{-2}$ ; увеличение ускорений на грунтозацепах ведущих колес до  $0,4...0,5 g$  приводит к снижению тягового усилия до  $0,5...1,5 \text{ кН}$  при одинаковом буксовании сравниваемых тракторов.

5. Наряду с состоянием грунта и его физико-механическими свойствами ( $\alpha = 2$ ,  $\alpha_z = 0,15; 0,25; 0,12 \text{ с}^2/\text{м}$  – для поля, подготовленного под посев, песка и стерни) буксование двигателей  $\delta = f(j)$  зависит от разности амплитудных значений ускорений  $\Delta j$  сравниваемых машин  $\delta_2 = \delta \exp(\alpha \alpha_z \Delta j)$  и степени воздействия колебательных нагрузок (крутящего момента  $M_k$ ) на колесе.

6. Буксование ведущих колес самоходного шасси с ОП, имеющими высокооборотные гидромоторы, в сравнении с механическим приводом по мере увеличения нагрузки снижается на II...14% ( $\delta = 0,020...0,025$ ), при малых нагрузках до 1,5–2,0 кН у трактора с ОП буксование превышает в результате повышения углового ускорения  $\ddot{\varphi}_r$  ведущего колеса.

7. Гидропривод двигателей с высокомоментными гидромоторами (ГМК), имеющими кинематическое возмущение или неравномерность вращения, во всем диапазоне нагрузок превышает буксование трактора с механической трансмиссией; установка низкомоментных гидромоторов способствует снижению буксования при воздействии вынужденных колебаний.

Наиболее рациональные ОП ходовой части СХ тракторов характеризуются применением высокооборотных гидромоторов с последующей механической КП и редукцией момента к двигателям. Такая схема обладает более высокими свойствами диссипации, что позволяет исключить

источники возникновения колебаний, оказывающих влияние на буксование двигателей.

8. Улучшение тягово-сцепных качеств тракторов с ОПД движителей позволяет получить экономический эффект в народном хозяйстве за счет снижения буксования 146 рублей на трактор, что составляет 5% стоимости машины (экономический расчет проведен до повышения цен на СХ технику).

9. Для исследования динамики гидропривода ходовой системы трактора с постоянной и переменной нагрузками, получения энергетических и динамических показателей гидромашин созданы стенды, разработана и испытана установка по определению сопротивления грунтов при вибродинамическом воздействии с возможностью изменения амплитуды и частоты колебаний. С целью определения углового ускорения ведущего колеса трактора создан специальный датчик, позволяющий производить запись ускорения движителя при испытаниях в лабораторных условиях и в движении под нагрузкой энергетического средства.

Основные положения диссертации опубликованы в работах:

1. Влияние гидрообъемной трансмиссии на тяговые свойства самоходного шасси/ Серебряков И.Н., Крылов И.А., Адольф В.А., Панасенко С.М.//Тракторы и сельхозмашины. 1968.- № 8.- С.10-12.
2. Особенности процесса разгона самоходного шасси с гидрообъемной трансмиссией/ Серебряков И.Н., Крылов И.А., Адольф В.А., Панасенко С.М.//Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства.-1969.- № II.- С.13-15.
3. Разработка и усовершенствование самоходного шасси класса 0,6 с гидростатической трансмиссией/Лебединский Г.В., Панасенко С.М. // Гидравлический привод и гидравлические системы управления тракторов и сельскохозяйственных машин: Тезисы докладов Всесоюзного совещания.- М., 1970.- С.39-41.- (ВИМ).
4. Лебединский Г.В., Панасенко С.М. Самоходное шасси с гидростатической трансмиссией//Гидравлический привод и гидравлические системы управления тракторов и сельскохозяйственных машин: Сборник научных трудов/ВИМ.- М., 1971.- С.161-166.
5. Панасенко С.М. К вопросу о скоростном режиме трактора с гидростатической трансмиссией//Вестник Харьковского политехн. ин-та, № 57. Тракторостроение, вып.2.- 1971.- С.43-47.
6. Выбор гидропривода направляющих колес трактора/ Фрумкис И.В., Детина А.Ф., Лебединский Г.В., Панасенко С.М.//Тракторы и сельхозмашины.- 1974.- № 4.- С.5-8.
7. Панасенко С.М. Тягово-сцепные качества ведущих колес трак-

тора с гидростатической трансмиссией//Вестник Харьковского политех. ин-та, №120. Тракторостроение, вып.3.-1976.-С.58-63.

8. А.с. 215671 СССР, МПК F 06C. Присоединительное устройство для трубопроводов/С.М. Панасенко, В.А. Адольф. № 1118119/25-8; Заявлено 12.12.66; Опубликовано 03.04.68, Бюл.№ 13.

9. А.с. 224311 СССР, МПК F 05C, 59a, 14. Аксиально-поршневая гидромашинна/В.А. Адольф, С.М. Панасенко.-№ 1000359/25-8.-1968.

10. Панасенко С.М. Исследование сцепных свойств самоходного шасси с гидрообъемной трансмиссией на математической модели//Вестник Харьковского политех. ин-та, №178. Конструирование и исследование тракторов, вып.4.-1981.-С.37-41.

11. Панасенко С.М.-К вопросу определения углового ускорения катящегося колеса//ХИМЭСХ.-Харьков, 1981.- 11с.:ил.-Деп. в ЦНИИТЭИ-тракторсельхозмаше, № 232.

12. Панасенко С.М. Метод исследования тягово-сцепных качеств колесного трактора//Вестник Харьковского политех. ин-та, № 185. Конструирование и исследование тракторов, вып.5.-1982.-С.28-31.

13. А.с. 300697 СССР, МПК F 16K 15/00. Односторонний дроссель /С.М. Панасенко, В.С. Валерштейн, В.А. Адольф, Г.В. Лебедиский.- № 1328401/25-8; Заявлено 05.05.69; Опубликовано 07.04.71, Бюл.№ 13.

14. Панасенко С.М. Гиперболоидные силовые шарниры аксиально-поршневых гидромашин//ХИМЭСХ.-Харьков, 1983.- 13с.:ил.-Деп. в ЦНИИТЭИтракторсельхозмаше, № 346тс.

15. Панасенко С.М. Оценка работы трактора с гидроприводом двигателей при установившемся движении и неустановившемся характере нагрузок//Вестник Харьковского политех. ин-та, № 222. Конструирование и исследование тракторов, вып.6.-1985.-С.33-35.

16. А.с. 1304509 СССР, SU A F 04 B 1/20. Аксиально-поршневая гидромашинна/С.М. Панасенко, И.Н. Серебряков.-№ 3442432/25-06; Заявлено 21.05.82; Опубл. 15.12.86.

17. Панасенко С.М. Совершенствование аксиально-поршневых гидромашин тракторных передач//Вестник Харьковского политех. ин-та, № 254. Конструирование и исследование тракторов, вып.7.-1988.-С.26-28.

18. Панасенко С.М. Исследование приводов ходовой части перспективных энергетических средств//Вестник Харьковского политех. ин-та. Конструирование и исследование тракторов, вып.8.(в печати).

19. Панасенко С.М. Сравнение некоторых динамических качеств приводов двигателей тракторов//Вестник Харьковского политех. ин-та. Конструирование и исследование тракторов, вып.9.(в печати).

*Андрей*

Формат 60 x 84 1/16    Заказ № 8    Тираж 400 экз.

---

Ротапринт УкрНИИМЕТА, 310002, Харьков, ул. Дарвина, 20.

AB 26.861

**AB 26.861**