

05.05.03 ЭЛ С
Г 597

ЧЕЛЯБИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
имени ЛЕНИНСКОГО КОМСОМОЛА

На правах рукописи

ГОДДО Максим Ефимович

УДК 629.114.2-82

ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ
ГИДРОПРИВОДА РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ
ТРАКТОРА ПРОМЫШЛЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Специальность 05.05.03 - "Автомобили
и тракторы"

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Челябинск - 1983

Читательный зал
«Профессиональный»

Работа выполнена в Челябинском политехническом институте имени Ленинского комсомола.

Научный руководитель - кандидат технических наук,
доцент Палей Г. Э.

Официальные спонсоры: доктор технических наук,
профессор Куликов Н. К.;
кандидат технических наук,
доцент Ефимов М. А.

Ведущая организация - Научно-производственное объединение
по тракторостроению "НАТИ"

Защита состоится 27 апреля 1983 г., в 15 часов, на заседании
специализированного совета К 053.13.02 в Челябинском политехни-
ческом институте имени Ленинского комсомола по адресу: 454044,
г. Челябинск-44, пр. им. В. И. Ленина, 76.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Автореферат разослан "___" марта 1983 г.

Ученый секретарь
специализированного совета
К 053.13.02,
кандидат технических наук,
доцент

Савельев

Савельев Г. В.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

АКТУАЛЬНОСТЬ ТЕМЫ. Основными направлениями экономического и социального развития СССР на 1981-1985 годы и на период до 1990 года, принятymi на XXVI съезде КПСС, предусматривается выполнение больших объемов работ в области гражданского, промышленного, дорожного, гидротехнического и мелиоративного строительства, лесозаготовительной и горнодобывающей отраслей промышленности. Производство значительной части этих работ предполагает широкое использование агрегатов на базе тракторов промышленного назначения (ТПН). Управление агрегатируемыми с тракторами машинами и орудиями осуществляется с помощью объемного гидропривода, являющегося неотъемлемой частью промышленного тракторного агрегата.

Технологические процессы наиболее распространенных промышленных тракторных агрегатов (бульдозеров, рыхлителей, погрузчиков) требуют постоянного управления рабочим органом. От совершенства управления рабочим орудием во многом зависит степень использования тягово-цепных качеств трактора, реализация потенциальных возможностей агрегата в целом. В свою очередь качество управления рабочим орудием тесно взаимосвязано с характеристиками системы управления, одним из основных компонентов которой является гидропривод. Двигатель трактора работает на два параллельных потребителя энергии: механизм передвижения и гидропривод рабочего оборудования (ГРО). Отбор мощности на ГРО приводит к уменьшению доли мощности двигателя, идущей на преодоление технологических сопротивлений и определяющей в большинстве случаев производительность тракторного агрегата. В связи с этим актуальной является задача выбора схемы и параметров гидропривода ТПН таким образом, чтобы ГРО обеспечивал возможность регулирования технологического процесса, выполняемого тракторным агрегатом, при минимальном значении потребляемой мощности.

Существует достаточно большое количество научных трудов, посвященных изучению работы тракторов. Тем не менее, отсутствуют рекомендации, позволяющие осуществлять выбор подачи насоса гидропривода рабочего оборудования ТПН с учетом комплекса характеристик тракторного агрегата и режима его работы. Не исчерпаны резервы повышения эффективности использования установочной мощности ГРО трактора путем совершенствования его конструкции.

Так, практически не проводилось исследований, касающихся обоснования выбора схемы включения гидроцилиндров ГРО трактора.

Настоящее исследование выполнено в связи с проведением в ПО "Челябинский тракторный завод имени В.И.Ленина" (ЧТЗ) научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ по поисковым темам 50-70 (1969-1975 гг.) и 154-75 (1976-1980 гг.) отраслевого координационного плаща НИР и ОКР Минсельхозмаша и по заданию 0.20.01.06 научно-технической программы ГКНТ и Госплана СССР на 1981-1985 годы, направленных на совершенствование систем управления рабочим оборудованием тракторов.

ЦЕЛЬ ИССЛЕДОВАНИЯ состоит в создании научно обоснованной методики выбора подачи насоса гидропривода рабочего оборудования трактора промышленного назначения и в определении условий, при выполнении которых потребные выходные характеристики гидропривода обеспечиваются при минимальном значении его установочной мощности.

Достижение поставленной цели предполагает решение следующих основных задач.

1. Выбор критерия оптимальности подачи насоса гидропривода рабочего оборудования трактора промышленного назначения. Получение выражения для определения оптимального по принятому критерию значения подачи насоса ГРО.

2. Анализ зависимости оптимального значения подачи насоса ГРО от характеристик режима работы гидропривода и тракторного агрегата в целом.

3. Исследование влияния схемы включения гидроцилиндров ГРО трактора на характеристики и работу гидропривода.

4. Разработка методики выбора подачи насоса ГРО трактора промышленного назначения.

5. Исследование работы трактора в агрегате с бульдозерным отвалом в полевых условиях при различных вариантах включения гидроцилиндров и ряде значений подачи насоса.

Работа проводилась на основе физических и математических моделей переходных процессов, протекающих в тракторном агрегате после включения гидропривода, с привлечением экспериментов для проверки корректности основных положений теории и получения исходных данных для расчетов.

НАУЧНАЯ НОВИЗНА РАБОТЫ. Предложено в качестве критерия при выборе подачи насоса гидропривода рабочего оборудования трактора промышленного назначения с механической ступенчатой трансмиссией (МСТ) использовать минимальное значение скорости вращения вала двигателя в переходном процессе, следующем за включением гидропривода для уменьшения преодолеваемого тракторным агрегатом внешнего сопротивления. Получена расчетная зависимость для выбора подачи насоса с учетом комплекса основных характеристик тракторного агрегата и режима его работы. Проведен анализ влияния характеристик режима работы гидропривода и тракторного агрегата в целом на величину оптимального по принятому критерию значения подачи насоса. Выявлена зависимость величины потребной установочной мощности ГРО трактора от соотношения диаметров штока и поршня и от схемы включения гидроцилиндров.

ПРАКТИЧЕСКАЯ ЦЕННОСТЬ. Разработана методика выбора подачи насоса гидропривода рабочего оборудования трактора промышленного назначения с МСТ. Получены выражения для определения потребной установочной мощности гидропривода трактора, позволяющие обоснованно подходить к выбору схемы включения гидроцилиндров и соотношения диаметров их штока и поршня. Показано, что при применении дифференциального включения гидроцилиндров установочная мощность гидропривода бульдозерного отвала используется более эффективно. Разработаны конструкции распределительных устройств для тракторных гидроприводов, обеспечивающие включение гидроцилиндров по дифференциальной схеме. Предложена конструкция полужесткой подвески трактора, позволяющая повысить точность управления рабочим орудием.

РЕАЛИЗАЦИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ РАБОТЫ. Разработанная автором методика выбора подачи насоса принята на ЧТЗ и на Челябинском ордена Ленина заводе дорожных машин имени Колющенко для использования при назначении параметров гидропривода рабочего оборудования тракторов и дорожных машин с МСТ. На основании рекомендаций и конструкторских разработок автора на ЧТЗ изготовлен и испытан на тракторах Т-130 гидропривод с включением гидроцилиндров передней навесной системы по дифференциальной схеме. Экономический эффект от применения на тракторах Т-130 указанного гидропривода, по данным завода, составляет 383 руб. на один трактор. Внедрение на ЧТЗ подвески трактора по авторскому свидетельству

№ 742173 находится в стадии конструкторской проработки. Материалы диссертационной работы используются в Головном специальном конструкторском бюро по автопогрузчикам (г. Львов) и применяются при курсовом и дипломном проектировании студентами Челябинского политехнического института имени Ленинского комсомола (ЧПИ).

АПРОБАЦИЯ РАБОТЫ. Основные положения и результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на XXIV, XXVI-XXX, XXXII-XXXI научно-технических конференциях ЧПИ (1971-1981 гг.), на первой и второй научно-технических конференциях молодых ученых и специалистов ЧПИ (1977, 1979 гг.), на второй и третьей научно-технических конференциях молодых ученых Челябинского филиала НАТИ (1975, 1976 гг.), на заседании научно-технического совета ГСКБ по промышленным тракторам ЧТЗ (1977 г.), на XXXII-XXXVI научных конференциях Сибирского автомобильно-дорожного института имени В.В.Куйбышева (г. Омск, 1974-1976 гг.), на совместном заседании секций тракторостроения и гидропривода научно-технического совета НАТИ (г. Москва, 1979 г.).

ПУБЛИКАЦИИ. По теме диссертации опубликовано 14 статей, получено пять авторских свидетельств на изобретения, издано учебное пособие.

СТРУКТУРА И ОБЪЕМ РАБОТЫ. Диссертация состоит из введения, четырех разделов, основных выводов, списка литературы из 147 наименований и приложений. Она содержит 140 страниц машинописного текста, пять таблиц и 63 рисунка. В приложениях представлены акты внедрения и материалы справочного характера. Общий объем работы - 258 страниц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении дается общая характеристика работы.

ПЕРВЫЙ РАЗДЕЛ посвящен оценке состояния вопроса. Отмечается, что для работы тракторов промышленного назначения характерен ряд особенностей, которые сказываются на требованиях, предъявляемых к основным узлам трактора. В соответствии с этими требованиями необходимо, чтобы гидропривод рабочего оборудования обеспечивал возможность регулирования технологического процесса, выполняемого тракторным агрегатом, при минимальном значении потребляемой мощности. Для этого выбор принципиальной схемы и основных

параметров ГРО должен выполняться с учетом комплекса характеристик тракторного агрегата и режима его работы. Последнее особенно важно при выборе параметров гидропривода тракторов с МСТ, которые являются массовыми в нашей стране. Известно, что на наиболее распространенных промышленных тракторных агрегатах (бульдозерах, рыхлителях, скреперах, погрузчиках) с МСТ двигатель работает в неблагоприятных условиях неустановившегося нагружения.

Наиболее сложным вопросом, решаемым при проектировании ГРО тракторов промышленного назначения, является вопрос обоснования выбора скоростных параметров гидропривода (скорости относительного движения рабочего орудия, скорости движения поршня гидроцилиндра, подачи насоса). Этому вопросу посвящено достаточно большое количество работ. Тем не менее, в настоящее время отсутствуют расчетные зависимости, позволяющие осуществлять выбор скоростных параметров гидропривода с учетом комплекса характеристик тракторного агрегата и режима его работы.

Во время рабочего хода землеройного тракторного агрегата с МСТ включения гидропривода для подъема рабочего орудия производится преимущественно при перегрузке агрегата, в период торможения двигателя, и в течение некоторого промежутка времени сопровождается снижением скорости вращения вала двигателя.

Допустимое снижение угловой скорости вала ограничено условием обеспечения устойчивой работы двигателя. Поэтому при выборе подачи насоса ГРО трактора в качестве критерия целесообразно принять снижение угловой скорости вращения вала двигателя за время включения гидропривода.

Гидроприводы рабочего оборудования промышленных тракторов в основном имеют сходную структуру. Известны предложения использовать на ТИИ дифференциальную схему включения гидроцилиндров ГРО. Однако исследования, посвященные оценке целесообразности этого, практически отсутствуют. В связи с необходимостью проведения технологического процесса, выполняемого тракторным агрегатом, при минимальных потерях мощности, актуальным является вопрос о влиянии схемы включения гидроцилиндров, используемой для выдвижения штока, на характеристики и работу ГРО трактора.

В конце первого раздела сформулированы цель и основные задачи исследования.

ВТОРОЙ РАЗДЕЛ посвящен выбору подачи насоса гидропривода рабочего оборудования трактора. Решение этой задачи проводилось на основе уравнений движения тракторного агрегата после включения гидропривода для уменьшения внешнего сопротивления. Тракторный агрегат с МСТ рассматривался как двухмассовая система. При ряде допущений безразмерные уравнения его движения получены в виде (в предположении, что $\delta \neq 1$)

$$\frac{d^2\bar{\Psi}}{dt^2} + (\bar{m}_o + \bar{k}_{\Delta M_{np}}) \frac{d^2\bar{x}}{dt^2} + \bar{k}_{\Delta M_{np}} \frac{d\bar{x}}{dt} + \bar{\alpha} \frac{d\bar{\Psi}}{dt} - k_{jan} \bar{q}' (\bar{\Psi} - \bar{\Psi}_r) + \Delta M_{np} = I + \bar{m}_o \left(\frac{d^2\bar{x}}{dt^2} \right)_o + \left(\frac{d\bar{m}}{dt} \right) \left(\frac{d\bar{x}}{dt} \right)_o + \bar{\alpha} - u \bar{q}'; \quad (1)$$

$$\frac{d\bar{x}}{dt} = (1-\delta) \frac{d\bar{\Psi}}{dt}; \quad (2)$$

$$(1-\delta) \exp(\omega \delta) = (1-\delta_o) \exp(\omega \delta_o) + \bar{k}_{nep} \left[\bar{m}_o \left(\frac{d^2\bar{x}}{dt^2} \right)_o - (\bar{m}_o + \bar{k}_{\Delta M_{np}}) \times \frac{d^2\bar{x}}{dt^2} + \left(\frac{d\bar{m}}{dt} \right) \left(\frac{d\bar{x}}{dt} \right)_o - \bar{k}_{\Delta M_{np}} \frac{d\bar{x}}{dt} + k_{jan} \bar{q}' (\bar{\Psi} - \bar{\Psi}_r) - \Delta M_{np} \right], \quad (3)$$

где $\Delta M_{np} = k_{np} \left[\bar{k}_{d'} (\bar{x} - \bar{x}_o) - k_{jan} \bar{k}_c \int_{\bar{x}_r}^{\bar{x}} (\bar{\Psi} - \bar{\Psi}_r) d\bar{x} \right]$;

$$\frac{d\Delta M_{np}}{dt} = k_{np} \left[\bar{k}_{d'} - k_{jan} \bar{k}_c \bar{q}' (\bar{\Psi} - \bar{\Psi}_r) \right] \frac{d\bar{x}}{dt};$$

$$\bar{t} = t \varepsilon_o / \omega_o; \quad \bar{\Psi} = \Psi \varepsilon_o / \omega_o^2; \quad \bar{x} = x i_{tp} \varepsilon_o / (\tau_k \omega_o^2);$$

$$\bar{q}' = \frac{k_g \omega_o^2}{(J_{bp} - \xi) \varepsilon_o^2} q; \quad u = \frac{\Delta P \varepsilon_o}{\eta_{tr} \eta_{in} k_g \omega_o^2}; \quad k_a = \frac{\bar{k}_z k_{nog} K L \tau_k}{i_{tp} i_{tr} n S}$$

Здесь: Ψ , ω , ε - соответственно угол поворота и угловые скорость и ускорение вала двигателя; ξ - коэффициент, учитывающий влияние неустановившегося режима работы двигателя на развиваемый им крутящий момент; δ - коэффициент буксования; x - перемещение агрегата; t - время; i_{tp} , η_{tr} - соответственно передаточное число и КПД трансмиссии трактора на рабочей передаче;

r_k - радиус качения ведущего колеса трактора; L - ширина рабочего органа; K - удельное сопротивление грунта лобовому резанию; k_z - коэффициент, устанавливающий связь между соответствующими перемещениями поршня гидроцилиндра и режущей кромки рабочего органа; $k_{под}$ - коэффициент, учитывающий влияние подвески на обусловленное работой гидропривода изменение положения рабочего органа; $\eta_{пр}$ - КПД привода насоса; η_n - КПД насоса; Q - объем рабочей жидкости, подаваемой насосом при повороте вала двигателя на один радиан (относительная подача насоса); ΔP - приращение давления насоса при включении гидропривода для подъема рабочего органа; T - время запаздывания в начале отработки гидроприводом управляющего сигнала; n - количество гидроцилиндров привода рабочего органа; S - рабочая площадь поршня гидроцилиндра. Нерасшифрованные обозначения соответствуют прочим характеристикам разрабатываемого грунта, тракторного агрегата и режима его работы. Подстрочным индексом "о" помечены значения, которые соответствующие переменные имели в момент времени, предшествующий включению гидропривода.

В результате решения уравнений (1) и (2) для случая $\delta = const$ [при этом уравнение (3) не имеет смысла] получены выражения для определения: минимального значения $\bar{\omega}_{min}$ безразмерной угловой скорости вращения вала двигателя в переходном процессе, следующем за включением гидропривода; безразмерного промежутка времени \bar{t}_M с момента начала подъема рабочего органа до момента достижения скоростью вращения вала двигателя значения $\bar{\omega}_{min}$; значения $\bar{\omega}_n$ безразмерной угловой скорости вала двигателя в момент времени, соответствующий устранению перегрузки двигателя, связанной с превышением силами внешнего сопротивления определенного уровня. Исследование функций $\bar{\omega}_{min}(\bar{q})$, $\bar{\omega}_n(\bar{q})$ и $\bar{t}_M(\bar{q})$ на экстремум позволило получить расчетные зависимости для нахождения значений безразмерной подачи \bar{q} насоса, при которых функции $\bar{\omega}_{min}(\bar{q})$ и $\bar{\omega}_n(\bar{q})$ при прочих равных условиях имеют максимум, а функция $\bar{t}_M(\bar{q})$ - минимум. Анализ, выполненный с использованием этих зависимостей, показал, что при выборе подачи насоса гидропривода рабочего оборудования трактора промышленного назначения с МСТ в качестве критерия наиболее целесообразно использовать величину $\bar{\omega}_{min}$.

Согласно результатам исследования, проведенного как без учета, так и с учетом изменений буксования трактора, при фиксированных параметрах тракторного агрегата и характеристиках разрабатываемого грунта, оптимальное по критерию ω_{min} значение q_p относительной подачи насоса $[d\omega_{min}/dq|_{q=q_p}=0]$ существенно зависит от величин: ε_o , Δp и τ . При определении потребной подачи насоса ГРД трактора расчеты следует вести при наиболее вероятном среднем значении времени запаздывания и величинах модуля отрицательного углового ускорения вращения вала двигателя и приращения давления насоса, превышение которых в типовых условиях эксплуатации тракторного агрегата обладает заданной малой вероятностью (например, пятипроцентной).

Безразмерная подача насоса

$$\bar{q}_p = q_p k_z k_{под} KL \tau_k \omega_0^2 [i_{tp} \eta_{tp} n S \varepsilon_o^2 (J - \xi)]^{-1}$$

может рассматриваться как функция трех безразмерных параметров:

$$b = \frac{a \omega_0}{2(J - \xi) \varepsilon_o}; \quad u = \frac{i_{tp} \eta_{tp} n S \varepsilon_o \Delta p}{k_z k_{под} \eta_{ph} \eta_h K L \tau_k \omega_0^2}; \quad \bar{\tau} = \frac{\varepsilon_o}{\omega_0} \tau,$$

где a - коэффициент крутизны (жесткости) корректорного участка характеристики двигателя;

J - момент инерции агрегата, приведенный к валу двигателя.

Результаты расчета зависимости $\bar{q}_p(b, u, \bar{\tau})$ для реальных диапазонов значений параметров представлены в диссертации в виде графиков. Такие графики (образец показан на рисунке) при решении вопроса о выборе подачи насоса ГРД трактора могут использоваться как номограммы.

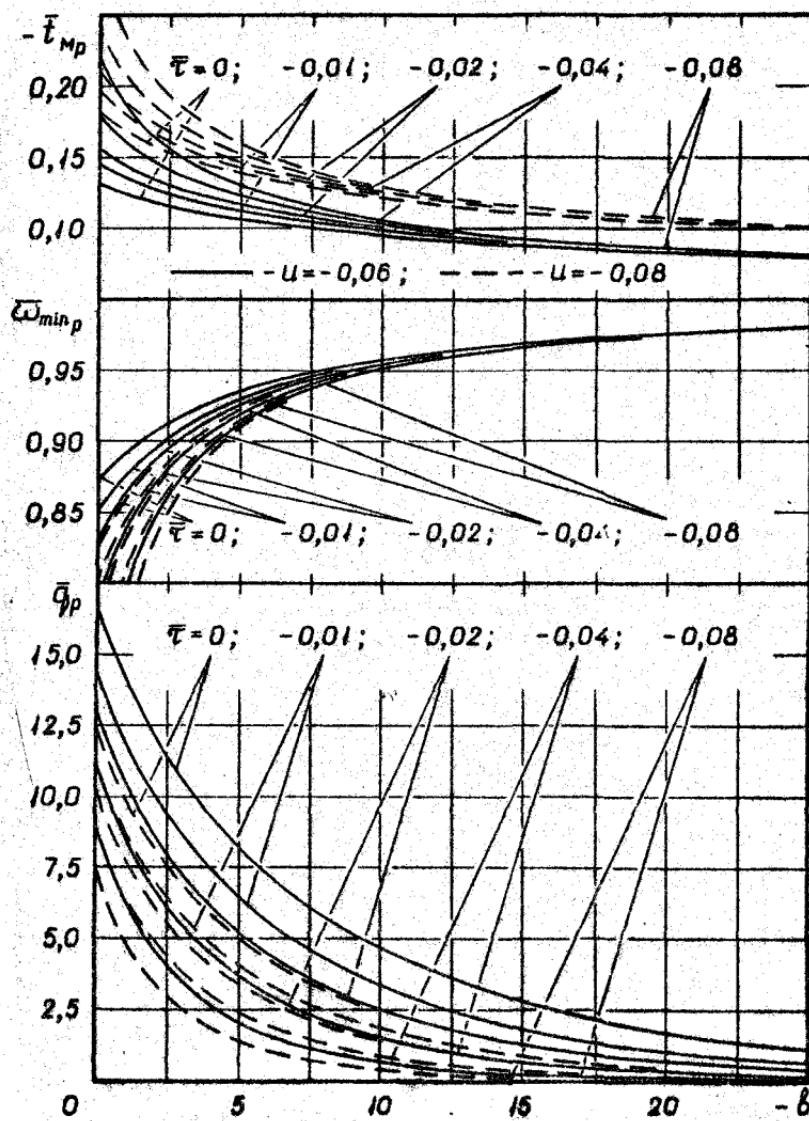
С помощью метода ротатабельного центрального композиционного планирования получены уравнения регрессии, устанавливающие связь между величинами \bar{q}_p , $\bar{\omega}_{min,p}$ и \bar{t}_{mp} и параметрами b , u и $\bar{\tau}$ в области наиболее вероятных значений последних.

Так, при $b \in [-2,5, 0]$, $u \in [-0,07, -0,02]$ и

$\bar{\tau} \in [-0,034, 0]$ имеем

$$\begin{aligned} \bar{q}_p = & 58,1 + 3,33b + 1096,8u + 749\bar{\tau} + 11,28bu + 0,25b\bar{\tau} + \\ & + 7867,5u\bar{\tau} + 0,189b^2 + 6682,4u^2 + 4260,6\bar{\tau}^2. \end{aligned}$$

При наличии ограничений, наложенных на скорости подъема и принудительного опускания рабочего орудия, окончательное решение о выборе подачи насоса ГРД трактора принимается с учетом этих ограничений.



Зависимости величин \bar{q}_p , ω_{min_p} и $-t_{M_p}$ от параметра δ

ТРЕТИЙ РАЗДЕЛ посвящен исследованию влияния схемы включения гидроцилиндров на характеристики и работу гидропривода рабочего оборудования трактора.

Гидропривод ТН должен обеспечивать создание усилий, позволяющих максимально использовать массу агрегата при подъеме и опускании рабочего орудия. На скорости подъема и опускания рабочего орудия в общем случае могут быть наложены ограничения по минимуму. С учетом этих положений получены выражения для определения потребной установочной мощности ГРО трактора

$$\bar{N} = (1 + \Delta \bar{P}_{n.m}) \max(\kappa_v, \kappa_{v_c}') \quad \text{при } \kappa_{v_c} \geq \kappa_{v_c}^* ; \quad (4)$$

$$\bar{N} = (\kappa_p / \kappa_{v_c} + \Delta \bar{P}_{n.o.m}) \max(\kappa_v, \kappa_{v_c}') \quad \text{при } \kappa_{v_c}^* \geq \kappa_{v_c} ; \quad (5)$$

где $\bar{N} = N / (P_{n.m} U_{n.m})$; $\Delta \bar{P} = n S_{w.t} \Delta p / P_{n.m}$; $\kappa_p = P_{o.m} / P_{n.m}$

$$\kappa_{v_c}' = \kappa_{c.k} \kappa_{v_c}; \quad \kappa_{v_c} = \kappa_{v_t} - \kappa_{g.c}; \quad \kappa_{v_t} = S_{p.w} / S_{w.t}$$

$$\kappa_{c.k} = \max(U_{o.m} / U_{n.m}, 1 / \kappa_{v_c}); \quad \kappa_v = \max(U_g / U_{n.m}, 1)$$

$$U_g = i_{tr} n_{tr} (J - \frac{S}{2}) \varepsilon_o^2 \omega_h \bar{\varphi}_p / (\kappa_z \kappa_{\text{подж}} K L \eta_k \omega_o^2)$$

$$\kappa_{g.c} = \begin{cases} 1 & \text{для гидропривода с применением дифференциального включения гидроцилиндров (поршневая и штоковая полости гидроцилиндра соединяются между собой и с напорной гидролинией насоса);} \\ 0 & \text{для гидропривода с применением простого включения гидроцилиндров для выдвижения штока;} \end{cases}$$

$\kappa_{v_c}^*$ - решение уравнения

$$1 + \Delta \bar{P}_{n.m} = \kappa_p / \kappa_{v_c}' + \Delta \bar{P}_{n.o.m}$$

Здесь: $P_{n.m}$, $P_{o.m}$ - максимальные усилия, которые требуется обеспечить на штоках гидроцилиндров соответственно при втягивании и при выдвижении штоков; $U_{n.m}$, $U_{o.m}$ - скорости движения поршня в гидроцилиндре соответственно при втягивании и при выдвижении штока, определяемые из условия подъема и принудительного опускания рабочего органа с заданными предельными скоростями (в данном случае предполагается, что подъем рабочего органа происходит при втягивании штока гидроцилиндра; если ограничения по скоростям отсутствуют

то принимаем $U_{n_M} = U_\phi$; S_{nw} , S_{wt} - рабочие площади поршня гидроцилиндра соответственно со стороны поршневой и штоковой полостей; ΔP_{n_M} , ΔP_{o_M} - потери давления в гидроприводе при втягивании и выдвижении штоков гидроцилиндров при нагрузках на них, равных соответственно P_{n_M} и P_{o_M} , и подаче насоса

$$Q = n S_{wt} U_{n_M} \max(\dot{h}_v, \dot{h}_{v_c}^*) . \quad (6)$$

Формула (6) позволяет определить потребную подачу насоса с учетом ограничений.

Из выражений (4) и (5) следует, что величина потребной установочной мощности ГРО трактора в общем случае зависит от соотношения рабочих площадей поршня и от схемы включения гидроцилиндра.

Для гидропривода регулирования положения бульдозерного отвала $\dot{h}_p < 1$. Если при этом для гидропривода с использованием только простой схемы включения гидроцилиндров $\dot{h}_v > \dot{h}_v / \dot{h}_{ck}$ (для ГРО бульдозера желательно иметь $\dot{h}_{ck} = 1$), то при применении дифференциального включения гидроцилиндров потребные выходные характеристики гидропривода могут быть обеспечены при меньшем значении его установочной мощности. Вероятность достижения указанного эффекта является наибольшей, если для гидропривода с применением дифференциального включения гидроцилиндров $\dot{h}_{v_2} \in [\dot{h}_{v_1}^*, \dot{h}_v / \dot{h}_{ck}]$ или $\dot{h}_{v_2} \in [\dot{h}_v / \dot{h}_{ck}, \dot{h}_{v_2}^*]$, где $\dot{h}_{v_2} = \dot{h}_{v_1} - 1$, и рабочие площади поршня используемых в нем гидроцилиндров не превышают соответствующие параметры гидроцилиндров исходного гидропривода. Снижение потребной установочной мощности гидропривода в отмеченном случае возможно не только за счет ее более полного использования при выдвижении штоков, но и за счет уменьшения потерь мощности.

Если при фиксированной подаче насоса $\dot{h}_{v_2} > \dot{h}_{v_2}^*$, то, как следует из выражения (4), применение дифференциальной схемы включения гидроцилиндров при любом значении нагрузки на штоках вплоть до величины P_{o_M} позволяет без изменения установочной мощности гидропривода увеличить скорость выдвижения штоков в $\dot{h}_{v_1} / \dot{h}_{v_2}$ раз по сравнению со случаем использования для выдвижения штоков простой схемы включения гидроцилиндров.

В диссертации показано, что применение дифференциального включения гидроцилиндров позволяет при фиксированных максимальных нагрузках повысить в $1 < \dot{h}_p < \dot{h}_{p_{\max}}$ раз, с целью снижения расхода рабочей жидкости и металлоемкости гидропривода, уровень

максимального рабочего давления по сравнению со случаем использования для выдвижения штока простого включения гидроцилиндров, сохраняя неизменным соотношение скоростей движения поршня гидроцилиндра в обе стороны.

При оценке влияния схемы включения гидроцилиндров на характеристики процесса разгона гидропривода расчеты проводились для двух вариантов исполнения ГРО трактора Т-130. При проведении исследования варьировались значения коэффициента объемного содержания газа в рабочей жидкости и приведенных к поршням гидроцилиндров массы и усилия. Согласно полученным результатам, переходные процессы, следующие за перемещением золотника распределителя из нейтрального положения в позиции, соответствующую выдвижению штоков, для гидропривода трактора с использованием дифференциального включения гидроцилиндров характеризуются более низкими значениями перерегулирований по скорости движения поршней и по давлению на выходе из насоса и более высокими значениями логарифмического демпфента, чем для гидропривода трактора серийного исполнения.

Для случая движения поршней гидроцилиндров ГРО трактора под действием попутной нагрузки получены выражения, описывающие изменение скорости и координаты поршня, а также давления в напорной полости гидроцилиндра во времени. Выведенные формулы применимы и при простом, и при дифференциальном включении гидроцилиндров. В каждом конкретном случае с их помощью можно оценить эффективность перехода к дифференциальному включению гидроцилиндров с точки зрения устранения кавитационных явлений в поршневых полостях при работе гидропривода с тянущей нагрузкой на штоках. Полученные выражения позволяют также установить необходимость в принятии каких-либо дополнительных мер для предотвращения указанных явлений в процессе работы трактора.

ЧЕТВЕРЫЙ РАЗДЕЛ посвящен результатам экспериментальных исследований. Экспериментальные исследования в полевых условиях проводились на базе трактора Т-130 с МСТ, агрегатированного с бульдозерным оборудованием, при разработке грунта траншейным способом. В процессе проведения исследований трактор работал с серийным ГРО и с экспериментальным гидроприводом (ЭГП). Основной особенностью ЭГП является применение дифференциального включения гидроцилиндров. Гидроцилиндры ЭГП имеют диаметры штока и поршня соответственно 70 и 100 мм. Расчетные скорости подъема и принудительного спуска-

ния рабочего орудия, обеспечиваемые ЭГП, при фиксированном значении подачи насоса являются практически одинаковыми. Питание ЭГП осуществлялось от штатного насоса НШ-98К трактора в сочетании с одним из поочередно устанавливаемых на вал отбора мощности трактора насосов НШ-67К и НШ-98К, а также от каждого из указанных насосов в отдельности. Давление открытия предохранительного клапана ЭГП составляло 14 МПа.

При проведении экспериментальных исследований в полевых условиях использовалась типовая самоходная тензометрическая лаборатория. В процессе выполнения опытов регистрировались следующие параметры: скорость вращения вала двигателя трактора, давление рабочей жидкости в напорной гидролинии насоса и в полостях левого гидроцилиндра, выход штока гидроцилиндра, перемещение рычага управления распределителя, положение подпрессоренной части трактора и толкающего бруса бульдозерного оборудования относительно рамы левой гусеничной тележки, положение рамы левой гусеничной тележки относительно горизонта в продольно-вертикальной плоскости трактора, время.

Экспериментальная проверка достоверности определяемых по полученным в диссертации выражениям характеристик переходного процесса угловой скорости вращения вала двигателя выполнялась автором на стенде.

Полевые и стендовые исследования подтвердили правомерность основных положений теоретического анализа и позволили получить данные, необходимые для выполнения расчетов.

Установлено, что использование в гидроприводе бульдозерного отвала насосов с различными значениями рабочего объема Φ_H приводит к соответствующим изменениям оценки среднего квадратического отклонения углового ускорения вращения вала двигателя $\sigma[\varepsilon]$ за время рабочего хода трактора. Вместе с тем изменения распределения вероятностей углового ускорения вращения вала двигателя невелики по сравнению с обусловливающими их явление изменениями рабочего объема насоса $[d\sigma[\varepsilon]/d\Phi_H] \approx 7442 \text{ рад}/(\text{с}^2 \cdot \text{м}^3)$ и при решении вопроса о выборе подачи насоса трактора в первом приближении могут не учитываться.

Выполнен анализ внутренней структуры случайных процессов изменения некоторых параметров, служащих для оператора информационными при осуществлении им контроля за ходом выполняемого бульдозером технологического процесса, а именно: скорости вращения вала двигателя, углового положения трактора относительно разрабатываемого

грунта и положения подпрессоренной части трактора относительно гусеничных тележек. Основные изменения перечисленных параметров происходит с частотами, лежащими в диапазоне от 0 до 1 Гц, т.е. в области низких частот. Распределения вероятностей скоростей продольно-угловых колебаний подпрессоренной части трактора относительно рам гусеничных тележек и самих тележек относительно горизонта имеют практически симметричный характер при оценках математических ожиданий, близких к нулю. Это является аргументом в пользу положения о том, что максимальные расчетные скорости подъема и принудительного опускания отвала бульдозера целесообразно иметь одинаковыми.

Согласно результатам проведенного исследования, при использовании на тракторе Т-130 разработанного гидропривода с включением гидроцилиндров по дифференциальной схеме установочная мощность гидропривода бульдозерного отвала может быть уменьшена в 1,58 раза по сравнению с принятой в настоящее время. При питании ЭГП от насоса с приведенным рабочим объемом $Q_H = 48,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ оператор успешно справляется с регулированием процессакопания грунта бульдозерным агрегатом. Время работы ЭГП под нагрузкой, отнесенное к времени рабочего хода агрегата, при этом в среднем составляет 37 % при числе включений гидрораспределителя порядка 47 в минуту и средней продолжительности одного включения (выброса давления в напорной гидролинии насоса) 0,47 с. Эти данные близки к аналогичным показателям, относящимся к случаю работы бульдозерного агрегата с серийным гидроприводом. Потребляемая ЭГП средняя за рабочий ход бульдозерного агрегата мощность составляет около 2,8 кВт, что примерно в 1,3 раза меньше по сравнению с аналогичной характеристикой работы серийного гидропривода трактора в сходных условиях эксплуатации.

Установлено, что "свободные" угловые перемещения подпрессоренной части трактора относительно гусеничных тележек не позволяют на некоторой части хода штоков гидроцилиндров целиком использовать массу трактора для заглубления рабочего органа и представляют собой один из источников неуправляемых перемещений отвала. Вследствие вывешивания подпрессоренной части трактора на гидроцилиндрах, предшествующего включению гидропривода для подъема отвала, при отработке указанного сигнала появляется дополнительное запаздывание и может нарушаться сплошность потока рабочей жидкости

в напорных полостях гидроцилиндров. "Свободные" угловые перемещения подпрессоренной части трактора относительно гусеничных тележек и, соответственно, обусловленные их существованием нежелательные явления могут быть устранены путем осуществления безотрывного крепления концов балансирного устройства полужесткой подвески трактора к рамам гусеничных тележек.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. В качестве критерия при выборе подачи насоса гидропривода рабочего оборудования трактора промышленного назначения с механической ступенчатой трансмиссией (исходя из условия обеспечения устойчивой работы двигателя в период устранения перегрузки тракторного агрегата) предлагается использовать минимальное значение угловой скорости вращения вала двигателя в переходном процессе, следующем за включением гидропривода.

2. При фиксированных параметрах тракторного агрегата и характеристиках разрабатываемого грунта, значение подачи насоса, оптимальное по снижению скорости вращения вала двигателя, существенно зависит от приращения давления насоса при включении гидропривода, времени запаздывания в начале отработки гидроприводом управляющего сигнала и углового ускорения вращения вала двигателя в момент времени, предшествующий включению гидропривода. Выработаны рекомендации по формированию блока исходных данных для определения потребной подачи насоса гидропривода рабочего оборудования трактора.

3. На основании уравнений движения тракторного агрегата, записанных в безразмерном виде, получены удобные для практического использования графики и уравнения регрессии, устанавливающие зависимость подачи насоса, оптимальной по принятому критерию, от трех безразмерных параметров, в которые сведены основные характеристики разрабатываемого грунта, тракторного агрегата и режима его работы.

4. Величина потребной установочной мощности гидропривода рабочего оборудования трактора в общем случае зависит от соотношения диаметров штока и поршня и от схемы включения гидроцилиндров. Определены условия, при выполнении которых применение дифференциального включения гидроцилиндров увеличивает степень использования установочной мощности и коэффициент полезного действия

гидропривода трактора, снижает величину потребной установочной мощности гидропривода.

5. Использование на тракторе Т-130 гидропривода с включением гидроцилиндров по дифференциальной схеме, разработанного с применением полученных зависимостей, позволило уменьшить установочную мощность гидропривода бульдозерного отвала в 1,58 раза по сравнению с принятой в настоящее время. Потребляемая разработанным гидроприводом средняя за рабочий ход бульдозерного агрегата мощность примерно в 1,3 раза меньше по сравнению с аналогичным параметром работы серийного гидропривода трактора в сходных условиях эксплуатации.

6. Для улучшения показателей работы системы управления отвалом бульдозера на базе гусеничного трактора с полужесткой подвеской необходимо безотрывное крепление концов балансирного устройства подвески к рамам гусеничных тележек. Разработана оригинальная конструкция такого крепления.

7. Результаты выполненной работы внедрены в производственном объединении "Челябинский тракторный завод имени В.И.Ленина", на Челябинском ордена Ленина заводе дорожных машин имени Колющенко, в Головном специальном конструкторском бюро по автогрузчикам (г. Львов), а также используются в учебном процессе в Челябинском политехническом институте имени Ленинского комсомола.

Экономический эффект от применения на тракторах Т-130 гидропривода с включением гидроцилиндров по дифференциальной схеме, по данным ЧТЗ, составляет 383 руб. на один трактор.

Основные положения диссертации отражены в следующих работах:

1. Гайдо М.Е., Вулах Г.Я. Определение рабочего объема насоса гидропривода промышленного трактора. - В кн.: Вопросы конструирования и исследования тракторов и тракторных двигателей. Челябинск: Юж.-Уральск. кн. изд-во, 1974, с. 58-69.

2. Вулах Г.Я., Гайдо М.Е. О выборе рабочего объема насоса гидропривода бульдозера. - Тракторы и сельхозмашины, 1978, № 6, с. 15-18.

3. Гайдо М.Е. О влиянии буксования промышленного трактора на выбор подачи насоса гидропривода его рабочего органа. - В кн.: Динамика гидропневматических систем: Темат. об. науч.тр.ЧПИ № 267. Челябинск, 1981, с. 9-17.

4. Вулах Г.Я., Гойдо М.Е. Применение дифференциальной схемы включения гидроцилиндров привода рабочего органа трактора. - В кн.: Динамика гидравлических систем: Сб. науч.тр. ЧПИ № 115. Челябинск, 1972, с. 64-70.

5. Вулах Г.Я., Гойдо М.Е. Об эффективности применения дифференциальной схемы включения гидроцилиндров привода бульдозера. - В кн.: Гидропривод и системы управления землеройно-транспортных машин: Сб. науч. работ СибАДИ, вып. I. Омск, 1973, с. 81-84.

6. Гойдо М.Е. Влияние схемы включения цилиндров на энергетические характеристики гидропривода. - В кн.: Динамика гидропневматических систем: Темат. сб. науч. тр. ЧПИ № 267. Челябинск, 1981, с. 17-23.

7. Вулах Г.Я., Гойдо М.Е. К вопросу о целесообразности включения гидроцилиндров привода бульдозера по дифференциальной схеме. - Тракторы и сельхозмашины, 1980, № I, с. 7-8.

8. Гойдо М.Е., Вулах Г.Я. Влияние схемы включения гидроцилиндров на динамику их разгона. - В кн.: Динамика гидропневматических систем: Темат. сб. науч. тр. ЧПИ № 197. Челябинск, 1978, с. 71-77.

9. Вулах Г.Я., Гойдо М.Е. Основные кинематические зависимости бульдозерного агрегата. - В кн.: Динамика гидропневматических систем: Темат. сб. науч. тр. ЧПИ № 197. Челябинск, 1978, с. 128-133.

10. Алексеева Т.В., Вулах Г.Я., Гойдо М.Е. Сравнительная оценка процесса наполнения гидроцилиндров привода бульдозера при опускании рабочего органа. - В кн.: Динамика машин и рабочих процессов: Темат. сб. науч. тр. ЧПИ № 162. Челябинск, 1975, с. 146-152.

11. Гойдо М.Е. Программы расчетов по гидроприводу на ЭЦВМ. - Челябинск: ЧПИ, 1982. - 49 с.

12. А.с. 556246 (СССР). Гидравлическое распределительное устройство/М.Е.Гойдо, Г.Я.Вулах. - Опубл. в Б.И., 1977, № 16.

13. А.с. 846803 (СССР). Дифференциальный гидроцилиндр/М.Е. Гойдо, Г.Я.Вулах. - Опубл. в Б.И., 1981, № 26.

14. А.с. 883578 (СССР). Гидрораспределитель управления дифференциальным гидроцилиндром/М.Е.Гойдо. - Опубл. в Б.И., 1981, № 43.

15. Гидропривод бульдозера с включением цилиндров по дифференциальной схеме /Г.Я.Вулах, М.Е.Гойдо, Г.А.Коршунов, Г.Э.Палей. - В кн.: Гидропривод и автоматика в тракторостроении. М.: ЦНИИТЭтракторсельхозмаш, 1976, вып. 7, с. 7-14.

16. Гойдо М.Е., Ложкин А.И., Коршунов Г.А. Экспериментальное исследование работы двигателя бульдозера при включении гидропривода. - В кн.: Динамика гидропневматических систем: Темат. сб. науч. тр. ЧПИ № 197. Челябинск, 1978, с. 122-128.
17. Гойдо М.Е., Болдырев А.М. Стенд для исследования систем управления рабочим органом бульдозерного агрегата. - В кн.: Динамика машин и рабочих процессов: Темат. сб. науч. тр. ЧПИ № 162. Челябинск, 1975, с. 164-168.
18. А.с. 523160 (СССР). Нагружающее устройство стенда для испытания систем управления рабочими органами землеройных машин/ М.Е.Гойдо, М.А.Хамидуллин. - Опубл. в Б.И., 1976, № 28.
19. Вулах Г.Я., Гойдо М.Е. О влиянии полужесткой подвески промышленного трактора на работу гидропривода бульдозера. - В кн.: Гидропривод и системы управления (строительных, тяговых и дорожных машин): Межвуз. сб. I. Новосибирск, СибАДИ, ИМСИ, 1976, с. 201-212.
20. А.с. 742173 (СССР). Подвеска трактора/ Г.Я.Вулах, М.Е. Гойдо, И.С.Кавьяров; Ю.П.Саматов. - Опубл. в Б.И., 1980, № 23.

Гайдо Максим Ефимович

ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ
ГИДРОПРИВОДА РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ
ТРАКТОРА ПРОМЫШЛЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Специальность 05.06.03 – "Автомобили и тракторы"

Подписано в печать 11/III-83 г. ФБ 00027. Формат 60x90 1/16. Печ.л. 1,25. Уч.-изд. л. 1. Тираж 100 экз. Заказ № 114/364.

УМП ЧПИ. 454044, г. Челябинск, пр. им. В.И.Ленина, 76.