

ТАБРИЧЕСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ АГРОТЕХНИЧЕСКАЯ АКАДЕМИЯ

На правах рукописи

МЕЛЬНИКОВ ПЕТР ТИМОФЕЕВИЧ



УДК 631.35.01-82:004.67

ВЫБОР КОНТРОЛИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ ТЕХНИЧЕСКОГО
СОСТОЯНИЯ ГИДРОПРИВОДА ТРАНСМИССИИ КОМБАЙНОВ И ИХ
НОРМИРОВАНИЕ (НА ПРИМЕРЕ КОМБАЙНА ИСК-100)

Специальность 05.20.03 - Эксплуатация, восстановление и
ремонт сельскохозяйственной техники

Автореферат диссертации на соискание ученой
степени кандидата технических наук

Мелитополь, 1995



00778328 (Z)

Диссертацией является рукопись
Работа выполнена в Государственном
технологическом институте ремонта и эксплуатации машинно -
тракторного парка (ГОСНТИ), г. Москва

Научный руководитель - доктор технических наук, профессор
Черепанов Сергей Семенович

Научный консультант - кандидат технических наук, старший
научный сотрудник Черейский Павел
Николаевич

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Топилин Геннадий Евгеньевич;
кандидат технических наук
Новачек Виталий Федорович

Ведущая организация Государственное конструкторское бюро
по свеклоуборочным машинам Днепропетровского комбайнового
завода, г. Днепропетровск

Защита состоится "26 сентября" 1995 г., в 10 часов на
заседании специализированного ученого совета К 33.01.01
по присуждению ученой степени кандидата технических наук
при Таврической государственной агротехнической академии
(352339 г. Мелитополь, пр-т. Б. Хмельницкого 18, ТГАТА).
С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ТГАТА.

Автореферат разослан "23 августа" 1995 г.

Ученый секретарь
специализированного ученого совета

191
Черкуш В.В.

ЛНБ ім. В. Стефаника
АН України

АВ - 32.000
1

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Технический уровень современных машин сельскохозяйственного назначения постоянно возрастает. В значительной степени это обусловлено продолжающимся процессом их гидрофикации. Существенно повысились эксплуатационные характеристики самоходных комбайнов в следствии замены у них клиноременной передачи трансмиссии объемным гидроприводом ГСТ-90. Отличительная особенность гидрофицированной трансмиссии - возможность повысить производительность комбайна на 10..15% за счет бесступенчатого регулирования во всем диапазоне передач скорости движения и силы тяги.

Однако поставляемые промышленностью гидромашин в настоящее время имеют недостаточную надежность. Опыт эксплуатации кормоуборочных машин, оснащенных ГСТ-90 показывает, что около 27% всех отказов приходится на долю гидропривода трансмиссии.

Предотвратить издержки, связанные с устранением сложных отказов, можно путем своевременного контроля технического состояния гидропривода с использованием диагностических средств. Однако, несмотря на широкое распространение гидропривода в трансмиссии сельскохозяйственной техники, до настоящего времени отсутствует достаточно эффективные методы и средства его диагностирования.

Такое положение во многом предопределяется отсутствием обоснованной номенклатуры параметров технического состояния, подлежащих контролю при оценке работоспособности гидропривода.

Целью работы является обоснование параметров технического состояния гидропривода трансмиссии (ГСТ-90) комбайнов, снижение издержек на его техническое обслуживание и ремонт, а также более полное использование технического ресурса.

Научная новизна заключается в разработке причинно-следственной модели потери работоспособности гидропривода, позволяющей определить взаимосвязь между структурными параметрами технического состояния и

выходными рабочими параметрами гидропривода. Аналитически выявлены источники объемных и механических потерь, возникающие по мере износа сопряжений основных составных частей гидропривода. Обоснована рациональная номенклатура параметров технического состояния (ПТС), подлежащих контролю в процессе эксплуатации.

Проведена экспериментальная оценка взаимосвязей, характера и величины износа структурных параметров и параметров рабочих процессов изменения давления в магистралях гидропривода.

Выбраны диагностические параметры, которые позволяют контролировать техническое состояние качающих узлов гидромашин.

Практическая значимость исследования состоит в обосновании номенклатуры контролируемых параметров технического состояния и их нормативных значений, позволяющих при значительном снижении трудозатрат (в 2...3 раза), получить достоверную информацию о работоспособности гидропривода и необходимом объеме технического обслуживания и ремонта.

Разработаны эффективные алгоритмы диагностирования гидропривода при техническом обслуживании и поиске неисправностей.

Реализация результатов исследования. Предложенная номенклатура структурных ПТС использована в нормативной документации по технологическим процессам технического обслуживания и ремонта.

Разработанные алгоритмы диагностирования гидропривода использованы в разработанных технологиях по диагностированию машин в условиях эксплуатации.

Выявленные взаимосвязи между структурными параметрами и диагностическими параметрами использованы при разработке диагностических методов и приборов.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы докладывались на I-й Московской городской конференции по проблемам ремонта и обслуживания сельскохозяйственной техники ГОСНИИ (г. Москва).

1987 г.), на ежегодных научно-технических конференциях МИМСХ (г. Мелитополь, 1985-87 г.г.), на технических совещаниях лаборатории "Разработка методов и средств диагностирования машин" ГОСНИТИ (г. Москва, 1985-87 г.г.), на научно-технической конференции Днепропетровского аграрного университета (г. Днепропетровск, 1992 г.).

Публикации. Основное содержание диссертационной работы опубликовано в 5-ти печатных работах: в четырех статьях и одной брошюре.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, выводов и рекомендаций, списка использованной литературы и приложения. Изложена на 189 страницах машинописного текста, содержит 62 рисунка, 14 таблиц. Библиография включает 85 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В введении обоснована актуальность выбранной темы и сформулирована цель исследований.

Первая глава посвящена изучению состояния вопроса и задач исследования. Анализ тенденций развития сельскохозяйственной техники, главным образом зерноуборочных и кормоуборочных комбайнов, оснащенных агрегатами объемной гидротрансмиссии, показал, что наибольшее распространение имеет аксиально-плунжерные регулируемые насосы и гидромоторы постоянного расхода.

Исследованием кинематики и динамики аксиальных объемных гидромашин, а также их надежности занимались (Т.М.Башта, В.Н.Прокофьев, Г.П.Кальбус, И.А.Немировский, Г.А.Сырины, Д.А.Бутаев, В.А.Дидур, Ф.Г.Ворончихин, В.Г.Хуранов, В.Е.Черкун, П.М.Черевский, А.Ф.Детина, А.А.Кемаров, Г.И. Кириллов, В.Н.Лозовский, А.Э.Аксенов, А.М.Харзов и др.).

На основании общего анализа проведенных исследований удалось установить, что изменение технического состояния гидроагрегатов трансмиссии в условиях эксплуатации существенно увеличивает

издержки на эксплуатацию, техническое обслуживание и ремонт комбайнов. При этом особое внимание уделяется параметрам технического состояния качающих узлов (КУ) гидромашин ("распределитель - приставное дно", "штулка блока-плунжер", "пятка-опора", "пятка-наклонная шайба"), которые оказывают определяющее влияние на работоспособность гидропривода трансмиссии (ГТ).

Результаты анализа показывают, что в настоящее время недостаточно исследованы закономерности влияния износа деталей основных трущихся пар КУ на работоспособность ГТ, а также не в полной мере установлены предельные значения основных структурных параметров. В значительной мере это объясняется недостатком данных по величине и характеру износа основных деталей КУ гидромашин, а также динамике износа в условиях эксплуатации.

Существующая система безразборной оценки технического состояния ГТ характеризуется рядом простых проверок давления в нескольких контрольных точках. При этом получаемая информация явно недостаточна. До настоящего времени отсутствуют рациональные алгоритмы диагностирования ГТ как при проведении плановых работ, так и при поиске неисправностей (при внезапном отказе).

В связи с вышеизложенным в работе были поставлены следующие задачи:

1. Теоретически и экспериментально определить влияние износов основных составных частей ГТ на его работоспособность.
2. Обосновать совокупность параметров технического состояния подлежащих контролю, определить в условиях эксплуатации их динамику и обосновать предельные значения.
3. Определить диагностические параметры технического состояния гидропривода трансмиссии и разработать алгоритмы оценки его технического состояния при плановом и заявочном диагностировании.

4. Произвести технико-экономическую оценку результатов исследования.

Во второй главе дано теоретическое обоснование номенклатуры контролируемых параметров технического состояния. Проведенный анализ литературных источников не позволяет однозначно определить параметры технического состояния (ПТС), которые необходимо контролировать как при техническом обслуживании, так и при ремонте. В этой связи нами были проведены теоретические исследования по обоснованию такой номенклатуры ПТС.

Для этого была разработана причинно-следственная модель потери работоспособности ГТ. Анализ модели показал, что изменение технического состояния подавляющего большинства составных частей оказывает влияние на утечки рабочей жидкости и рабочий объем гидронасоса, а через них на обобщенный параметр — коэффициент подачи и выходные параметры ГТ крутящий момент на валу гидромотора и его частота вращения. При этом было установлено, что объемные потери обуславливаются главным образом состоянием сопряжений "распределитель — приставное дно", "штулка блока — плунжер", а также от подачи насоса подпитки (НП) и утечками в клапанной коробке (КК). Механические потери в свою очередь обуславливаются состоянием сопряжений "пятя плунжера — опора лемьки", "пятя плунжера — наклонная шайба", а также разрушением шлицевых соединений и опорных подшипников валов.

Исследования по выявлению взаимосвязи между объемными потерями, рабочим объемом гидронасоса и работоспособностью ГТ проводились при двух возможных ситуациях:

— насос подпитки полностью компенсирует утечки РН, переливной клапан КК открыт, а в магистрали низкого давления поддерживается постоянное давление $P = \text{const}$;

— объем РН от насоса подпитки полностью поступает в магистраль низкого давления, переливной клапан закрыт.

Проведенные аналитически исследования для первой ситуации позволили выявить следующую зависимость:

$$Q_{\text{н}} F_{\text{н}} = \frac{n^2 Q_{\text{м}} + (\Sigma L_1 + \Sigma L_2)(N_{\text{т}} + \Delta P_2 \cdot \Pi_{\text{м}} Q_{\text{м}})}{Q_{\text{м}} \cdot \Pi_{\text{м}} \cdot \Pi_{\text{н}}} \quad (I)$$

где $Q_{\text{н}} F_{\text{н}}$ — рабочий объем гидронасоса, см³

$\Pi_{\text{н}}$ — частота вращения вала насоса, мин⁻¹;

$\Pi_{\text{м}}$ — частота вращения вала мотора, мин⁻¹;

$Q_{\text{м}}$ — рабочий объем гидромотора, см³

ΔP_2 — перепад давления РД между магистралью низкого давления и дренажной магистралью, МПа;

$N_{\text{т}}$ — мощность гидромотора кВт/мин;

$\Sigma L_1 + \Sigma L_2$ — объемная проводимость, обусловленная геометрическими размерами зазоров (длина, высота, ширина, средний диаметр) в трущихся парах ДУ соответственно для насоса ΣL_1 и мотора ΣL_2 , а также состоянием РД, см³/с.

Выражение (I) показывает взаимосвязь рабочего объема гидронасоса с суммарными утечками РД (при заданных $N_{\text{т}}$ и $\Pi_{\text{м}}$) и позволяет оценить возможность достижения мотором заданной мощности и оборотов его вала при наличии объемных потерь. Удалось установить, что ГТ в состоянии работать в номинальном режиме ($\Pi_{\text{н}} = 1450$ мин⁻¹, $\Pi_{\text{м}} = 1500$ мин⁻¹, $P_{\text{н}} = 21$ МПа, $N_{\text{т}} = 254520$ кВт/мин.) при суммарных утечках РД, достигающих 225 см³/с. При дальнейшем увеличении утечек РД ГТ не в состоянии поддерживать номинальный режим, а следовательно это значение является предельным (рис. I).

Когда объем РД от насоса подпитки полностью поступает в магистраль низкого давления, переливной клапан закрыт и мощность, развиваемая ГТ, зависит от объемных утечек РД с учетом производительности насоса подпитки. Для данной ситуации получена зависимость:

$$Q_{\text{нп}} = \left(\frac{N_{\text{т}}}{Q_{\text{м}} \cdot \Pi_{\text{м}}} + \Delta P_2 \right) (\Sigma L_1 + \Sigma L_2) \quad (2)$$

Это выражение можно использовать для того, чтобы дать заключение о допустимости использования комбайна для конкретной сельскохозяйственной работы при наличии информации о необходимой мощности гидромотора для ее выполнения.

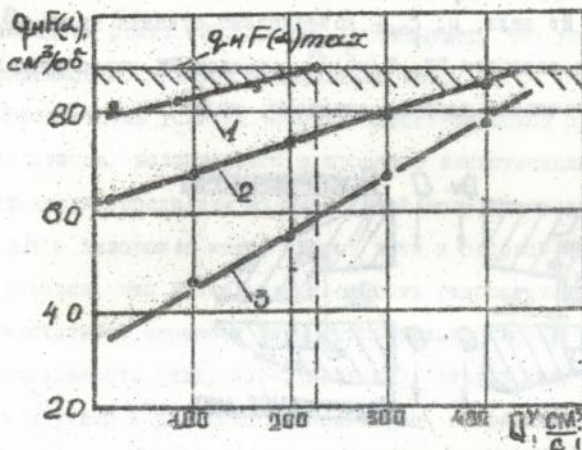


рис.1. Зависимость рабочего объема гидронасоса $Q_{н(ε)}$ от суммарных утечек РЖ для заданных показателей гидронасоса и гидромотора: $n_{и} = 1450 \text{ мин.}^{-1}$, $N_{т} = 254520 \text{ к}^{\ast}\text{м/мин}$, $1. n_{м} = 1500 \text{ мин.}^{-1}$; $2. n_{м} = 1000 \text{ мин.}^{-1}$; $3. n_{м} = 500 \text{ мин.}^{-1}$

Для определения степени влияния износа трущихся пар КУ гидромашин на суммарные объемные потери аналитически были определены взаимосвязи между износом сопряжений "распределитель - приставное дно", "втулка блока - плунжер", "кольцевая опора пятн - опора лельки" и утечками РЖ в дренажную магистраль.

Выявлено, что в сопряжении "распределитель - приставное дно" следует контролировать зазор на входе и выходе из торцевой щели (рис.2).

Аналитически получено выражение (3), позволяющее определить расход РЖ через реальный щелевой канал сопряжения "распределитель-приставное дно", с учетом потери в нем давления, вызванного его

уменьшением с B_1 на B_2 :

$$Q^2 + \frac{24 \cdot B_2^2 \cdot W \cdot \nu \cdot L}{B_1^3 \cdot \xi_{\text{суж}} \cdot \rho} \cdot Q = \frac{2 \cdot B_2^2 \cdot W \cdot \Delta P}{\rho \cdot \xi_{\text{суж}}} \quad (3)$$

где W - ширина щели, м; L - длина щели, м; ν - кинематическая вязкость РЖ, м²/с; B_1 и B_2 - соответственно зазор на входе и выходе из щели, м; $\xi_{\text{суж}}$ - коэффициент сужения щели; ΔP - перепад давления РЖ, Н/м²; Q - расход РЖ через щель м³/с.; ρ - плотность рабочей жидкости, кг/м³.

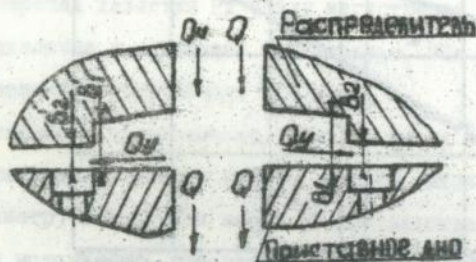


Рис.2. Щелевой канал, сформировавшийся износом деталей сопряжения "распределитель - приставное дно" с переменным сечением на выходе (уменьшается $B_1 - B_2$).

Утечки РЖ, обусловленные износом сопряжения "штулка блока - плунжер", определяются из выражения:

$$Q^y = \frac{25 \cdot D \cdot \delta^3}{12 \cdot \ell \cdot \nu \cdot g} (\Delta P_1 \cdot Z_1 + \Delta P_2 \cdot Z_2) \quad (4)$$

где D - средний диаметр сопряжения, м; δ - зазор в сопряжении, м; Z_1 и Z_2 - соответственно число плунжеров в магистрали высокого и низкого давления; ΔP_1 - перепад давления РЖ в магистрали высокого давления, Н/м²; ΔP_2 - перепад давления РЖ в магистрали низкого давления, Н/м²; ℓ - длина участка на котором определяются утечки рабочей жидкости, м.

В результате проведенных расчетов была получена зависимость утечек РД, от износа сопряжения "штулка блока-плунжер". Ее анализ в диапазоне рабочих износов сопряжения (24...25 мкм) показал, что реальные утечки через сопряжение равны $35 \text{ см}^3/\text{с}$.

Сопоставление полученного значения утечек РД с предельным, обоснованным ранее ($225 \text{ см}^3/\text{с}$), показывает, что утечки через рассматриваемое сопряжение значительно ниже.

Рассмотрены условия работы гидростатической опоры пяты с учетом ее износа, возникающего в процессе эксплуатации. В этой связи аналитически определена взаимосвязь износа кольцевой опоры по высоте Δh с зазором $\Delta \delta$ между опорой пяты и опорной поверхностью (при условии, что аксиальная жесткость гидростатического подшипника препятствует перекосу пяты относительно опоры, т.е. обеспечивает параллельность между поверхностями). Анализ сил, действующих на пяту и плунжер и ряд преобразований над составляющими уравнения баланса сил позволили получить выражение (5), связывающее изменение высоты кольцевой опоры с величиной зазора между ней и опорной поверхностью лельки:

$$\Delta \delta = - \frac{S_4 \cdot \lambda \cdot S_1 (\rho_3 - \rho_2) \cdot K \cdot \Delta h}{l_4 \cdot \sigma \cdot D [(S_5 \cdot \rho_5 + F_{\text{пр}} + \rho_2 (S_2 - S_4))]} \quad (5)$$

где S_4 - площадь сечения отверстия плунжера, мм^2 ; S_1 - площадь пяты, ограниченной кольцевой опорой, мм^2 ; λ - длина пояска, на котором происходит утечка РД, мм ; S_2 - площадь плунжера, на которую действует давление ρ_3 , мм^2 ; ρ_2 - давление РД в дренажной магистрали, МПа ; K - коэффициент жесткости пружины; S_5 - площадь пяты плунжера, мм^2 ; l_4 - длина канала в плунжере, мм ; ρ_3 - давление РД на плунжер, МПа ; $F_{\text{пр}}$ - усилие раздвигаемое пружиной, Н ; S_2 - площадь пяты, на которую действует давление ρ_2 , мм^2 ; D - диаметр, на котором происходит перепад давления ρ_3 на ρ_2 , мм .

Графически эта зависимость представлена на рис.3. Из ее анализа видно, что износ кольцевой опоры приводит к увеличению зазора между кольцевой опорой и опорой лопатки, а также росту утечек РЧ.

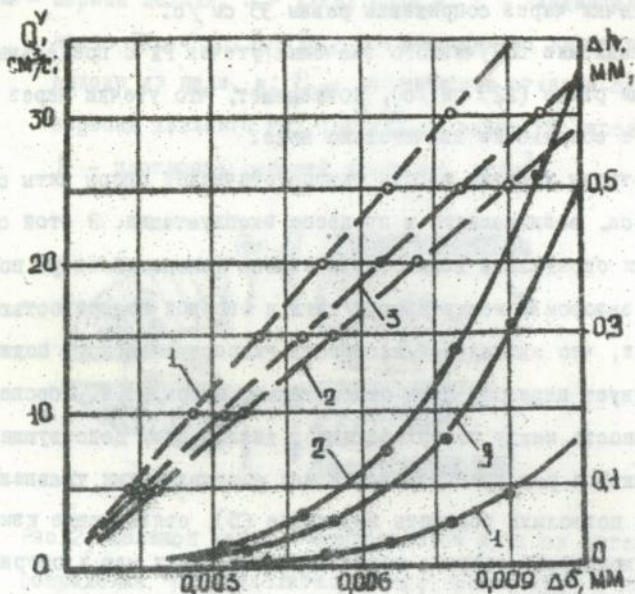


Рис.3. Зависимость зазора $\Delta\delta$ в сопряжении "кольцевая опора пята - опора лопатки" от износа кольцевой опоры по высоте Δh (—○—) и его влияние на утечки РЧ (—) при различных давлениях РЧ: 1. $P_3 = 3.5$ МПа; 2. $P_3 = 15.0$ МПа; 3. $P_3 = 21.0$ МПа.

Полученные результаты показали, что при полностью изношенной кольцевой опоре пята $\Delta h = 0.7$ мм и номинальном рабочем давлении $P_{\text{н}} = 21$ МПа утечки РЧ достигают 38.6 см³/с, что на порядок ниже утечек в сопряжении "распределитель - приставное дно". Это подтверждает, что износ пята не оказывает существенного влияния на объемные потери.

В то же время исследования показали, что износ кольцевой опо-

ры пята по мере его увеличения нарушает аксиальную жесткость подшипника, что сопровождается непараллельностью между пятой и опорой.

При значениях Δh близких к 0,7 мм возникает процесс завальцовывания выходного канала, подводящего РЖ под пята. В этих условиях развивается ускоренный переход от жидкостного трения через граничное к сухому. Изменение условия работы сопряжения приводит к увеличению силы трения и росту опрокидывающего момента, являющегося основной причиной, приводящей к разрушению заделки пята. Вырыв пята из заделки плунжера приводит к внезапному отказу гидропривода, т.к. непосредственный контакт сферической поверхности плунжера с наклонной поверхностью лопатки или наклонной шайбы приводит к схватыванию металлов.

Таким образом, структурным параметром технического состояния пята плунжера, подлежащим контролю, является высота кольцевой опоры.

В третьей главе изложена методика экспериментальных исследований. Экспериментальными исследованиями на первом этапе была собрана информация о техническом состоянии составных частей гидромашин, поступающих в ремонт. Исследования проводились непосредственно в хозяйствах и специализированных мастерских по ремонту ГСТ-90 (Клинском РТП, Московской обл., Веселовском РТП, Запорожской обл.). Пришедшие в ремонт гидромашин разбирались. Часть узлов (клапанная коробка, насос подпитки, гидрораспределитель управления) проверялись на стенде ДИ-4815 М с применением специальных устройств. Износ трущихся пар определялся при помощи микрометрирования и профилографирования на приборе Talysurf F-4 фирмы Taylor-Hobson (Англия).

Анализ загрязненности РЖ проводился всеобщим методом согласно ГОСТ 6370-80.

Исследование взаимосвязи между утечками РЖ (суммарными) и рабо-

тоспособность ГТ проводилась на специально разработанном стенде имитирующем необходимые условия его работы. Моделирование суммарных утечек РЖ проводилось последовательной заменой деталей качающего узла: "распределитель - приставное дно", "штулка блока-плунжер", имеющих разную степень износа. Суммарные утечки РЖ определялись путем контроля составляющих уравнения баланса расходов:

$$\sum Q^Y = Q_c - Q_k, \quad (6)$$

где $\sum Q^Y$ - суммарные утечки РЖ в качающем узле гидромотора; Q_c - количество РЖ поступающей на слив из полости гидромотора в дренажную магистраль; Q_k - количество РЖ, проходящей через переливной клапан клапанной коробки в корпус гидромотора.

Для измерения Q_c и Q_k использовались счетчики жидкости ШУ - 40С - 16 и ШУ - 40 - 06 ГОСТ 12671-81. Счетчик ШУ-40С-16 подключался при помощи дополнительных трубопроводов параллельно заглушенному каналу "переливной клапан-корпус гидромотора" к выходу канала переливного клапана. Счетчик жидкости ШУ-40-06 (для определения Q_c) подключался в дренажную магистраль между гидромотором и гидронасосом.

Оценка влияния технического состояния ГТ на работоспособность комбайна проводилась при уборке кукурузы на силос комбайном КСК - 100. Испытания проводились при номинальной загрузке двигателя. В процессе работы контролировались: производительность комбайна и расход топлива.

Динамика основных параметров технического состояния ГТ гидромашин определялась по существующим методикам, разработанным в ГОСНИТИ.

Исследования взаимосвязи между структурными и диагностическими параметрами проводились на тестовых режимах функционирования ГТ, обеспечивавших режим "самозагрузки" гидропривода (мгновенное изме-

некие подачи гидронасоса при полностью заторможенном гидромоторе; резкое торможение гидромотора при полном значении подачи гидронасоса). Выходной координатой, показателем которой являются диагностические параметры, принималось давление в нагнетательной магистрали. Проведенные исследования позволили развить метод диагностирования ГТ по параметрам переходных процессов. Помимо нового метода диагностирования была проведена необходимая доработка применяемого традиционно статопараметрического - с целью повышения его информативности.

В четвертой главе представлены результаты экспериментальных исследований и их анализ. Анализ технического состояния агрегатов ГТ ГСТ-90, поступавших в ремонт, показал, что нарушение технического состояния их составных частей распределяется следующим образом: качающий узел насоса (КН)-45%; качающий узел мотора (КМ)-25%; клапанная коробка (КК)-14%; распределитель управления (РУ)-6.3%; насос подпитки (НП)-4.1%. Отсюда очевидно, что основная доля отказов (до 70%) приходится на износ сопряжений качающих узлов КН и КМ: "распределитель-приставное дно", "кольцевая опора пяти плунжера - опора шайбы (наклонная шайба)", "штулка блока-плунжера".

Математическая обработка результатов оценки состояния ГТ показала, что распределение проб по содержанию механических примесей подчиняется нормальному закону и может быть аппроксимировано функцией:

$$\Psi(x) = \frac{1}{0.0018 \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(x-0.0015)^2}{2 \cdot 0.0018^2}} \quad (7)$$

Содержание механических примесей по массе значительно превышает допустимое значение (0.001%), что существенно влияет на износ трущихся пар качающих узлов.

Анализ характера и величин износа деталей и соединений качающих узлов показал, что преобладающим видом износа является гидроабразивный износ. Максимальный износ деталей сопряжения "распределитель-

тель - приставное дно" наблюдается по наружному пояску, что объясняется большей окружной скоростью движения РГ по диаметру этого пояска. Среднее значение глубины износа распределителя по наружному пояску составляет 21.97 мкм при среднеквадратическом отклонении 13.14 мкм, по внутреннему пояску среднее значение равно 19.24 мкм при среднеквадратическом отклонении 10.74 мкм. Наибольшее значение износа по наружному пояску - 52 мкм, по внутреннему - 46 мкм. Среднее значение износа приставного дна по наружному пояску составляет 25.3 мкм при среднеквадратическом отклонении 15.84 мкм, по внутреннему пояску среднее значение глубины износа - 20.30 мкм при среднеквадратическом отклонении - 11.14 мкм. Наибольшее значение глубины износа по наружному пояску - 60 мкм, по внутреннему - 50 мкм.

Плунжер и втулка изнашиваются неравномерно, что объясняется некоторым перекосом плунжера во втулке во время его движения. Максимальный износ втулки наблюдается в 1-м и 4-м сечениях и достигает 30...35 мкм. Среднее значение зазора достигает 24.48 мкм при среднеквадратическом отклонении 10.14 мкм. В качестве структурного параметра для этой пары следует брать среднее значение зазора.

Пята плунжера в основной массе имеет два технических состояния: это наличие рисок на кольцевой опоре пяты различной глубины и профиля; полный износ кольцевой опоры с разрушенной заданной пяты (около 6%). И практически отсутствуют пяты с равномерным износом, что свидетельствует о непараллельности трущихся поверхностей. Процесс перехода к полному износу пяты и ее вырыву происходит на завершающей стадии быстро и обусловлен высотой кольцевой опоры, которую можно использовать как структурный параметр.

В результате лабораторных исследований взаимосвязи между суммарными утечками РГ в КУ гидромашин и работоспособностью гидропривода установлено, что период, когда суммарные утечки РГ не превышают $225 \text{ см}^3/\text{с}$, характеризуется способностью сервопоршней управле-

ния рабочим объемом отрабатывать заданное положение, что позволяет ГТ работать в номинальном режиме (рис. 4.). Дальнейшее увеличение утечек РИ приводит к тому, что сервопоршни теряют способность управлять заданным рабочим объемом гидронасоса и ГТ не в состоянии выйти на номинальный режим работы, что свидетельствует о его предельном состоянии.

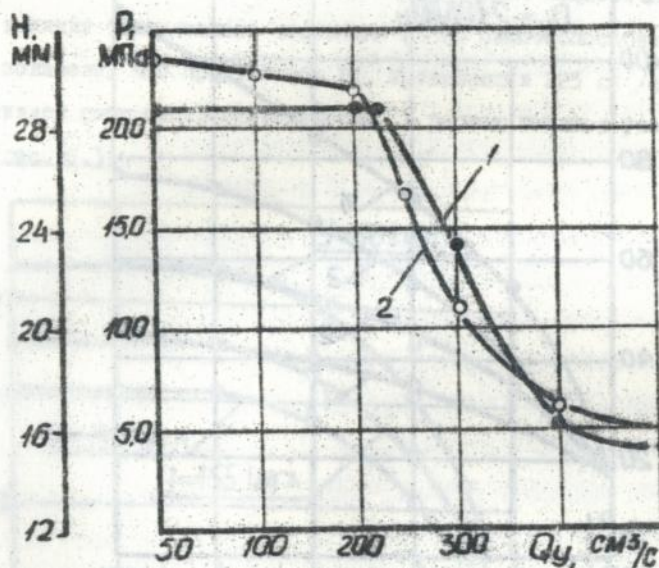


Рис. 4. Зависимость давления РИ в нагнетательной магистрали (1) и перемещения поршня сервоцилиндра управления рабочим объемом (2) от суммарных утечек РИ

Экспериментальная проверка теоретических исследований по взаимосвязи между утечками РИ и зазором в сопряжении "распределитель - приставное дно" показала, что расхождение экспериментальных значений от расчетных не превышает 15%.

Экспериментально был также подтвержден тот факт, что износ кольцевой опоры пята плунжера происходит неравномерно и обуславли-

вает возрастание механических потерь, о чем свидетельствует температурный режим работы трущихся пар "кольцевая опора пяты - наклонная шайба" (рис.5.) и практически не обуславливает объемные потери, лежащие в интервале $20...10 \text{ см}^3/\text{с}$ для данных состоянии пят.

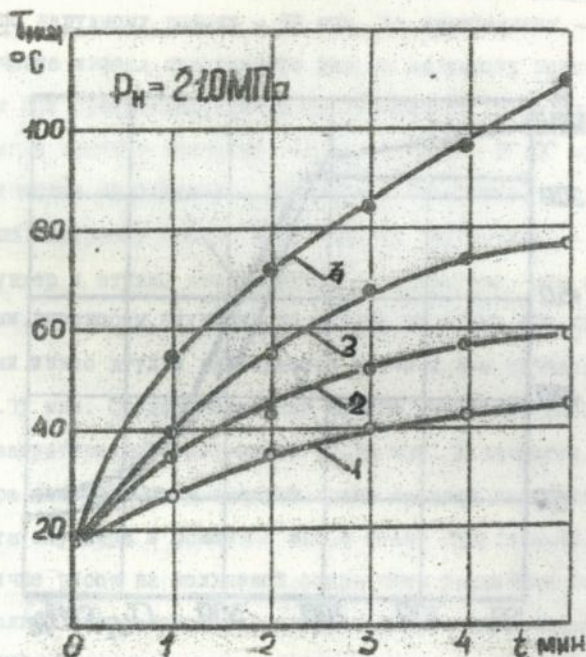


Рис.5. Влияние износа кольцевой опоры пяты плунжера на динамику температуры наклонной шайбы в зависимости от продолжительности работы: 1. Пята плунжера новая; 2. Четыре плунжера имеет заваляцованные отверстия статического подпора; 3. Кольцевая опора пяты полностью изношена; 4. Кольцевая опора полностью изношена, отверстия статического подпора заваляцованные.

В результате математической обработки динамики зазора в сопряжении "распределитель - приставное дно" получены эмпирические зависимости зазоров δ_1 и δ_2 (рис.2), соответственно по наружному и

внутреннему поясках сопряжения:

$$y_1 = 16,472 + 11,257x, \quad y_3 = -31,944 + 20,472x,$$

$$y_2 = 10,031 + 6,985x, \quad y_4 = -19,440 + 12,270x,$$

где J_1, J_2, J_3, J_4 - соответственно B_1, B_2, B_1, B_2 (см. рис. 2.)

Полученные выражения (8) позволяют более точно определить динамику зазора и могут использоваться при определении его предельной нарботки.

Результаты проведенных в условиях эксплуатации исследований по оценке влияния технического состояния ГТ на работоспособность комбайна, показали, что при утечках РТ, превышавших 225 см³/с, комбайн снижает свою производительность, а расход топлива увеличивается (рис. 6.).

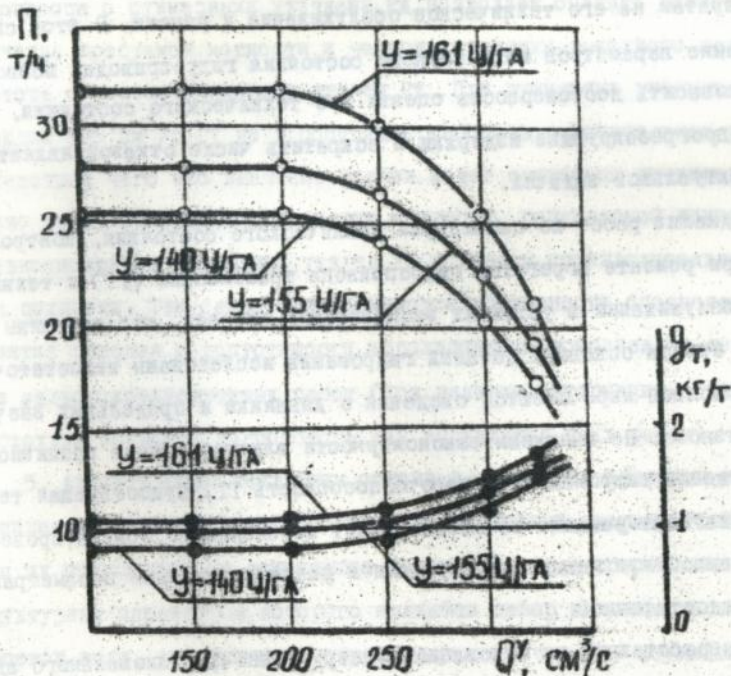


Рис. 6. Влияние суммарных утечек РТ в ГТ на производительность комбайна КСК-100 (—○—) и расход топлива (—●—) при урожайности $\gamma = 161, 155, 140$ ц/га (уборка кукурузы на силос). Анализ графической части показывает, что при достижении уте-

чек РД равных $300 \text{ см}^3/\text{с}$ производительность комбайна при уборке кукурузы на силос снижается на 7.5 т. в час, а расход топлива увеличился до 0.45 кг. на тонну измельченной массы при средней урожайности кукурузы на силос $Y = 161 \text{ ц/га}$. Это приводит к эксплуатационным издержкам из-за снижения производительности до 210 руб. за смену и до 23.1 руб. за смену из-за перерасхода топлива.

Общие выводы и рекомендации

1. На основании анализа литературных источников по отказам гидропривода трансмиссии ГСТ-90 и их последствиям установлено, что гидропривод трансмиссии занимает второе место после двигателя по трудозатратам на его техническое обслуживание и ремонт. В этой связи обоснование параметров технического состояния гидропривода, позволяющих повысить достоверность оценки его технического состояния, снизить прогрессирующие издержки и сократить число отказов является весьма актуальной задачей.

2. Анализ работ по параметрам технического состояния, контролируемых при ремонте агрегатов гидропривода трансмиссии (ГТ) и техническом обслуживании в условиях эксплуатации показал, что величины и характер износа основных деталей гидромашин исследованы недостаточно. Не в полной мере имеются сведения о динамике и предельных значениях их износа. Не выявлены закономерности влияния износа прецизионных сопряжений гидромашин на работоспособность ГТ. Существующая технология диагностирования не обеспечивает необходимого объема проверок, а взаимосвязи между структурными и диагностическими параметрами изучены недостаточно.

3. Разработанная на основании конструктивно-функционального анализа причинно-следственная модель потери работоспособности ГТ, позволяет проследить взаимосвязь между совокупностью параметров его технического состояния. Работоспособность ГТ обуславливается главным образом, объемными и механическими потерями, которые влияют на выход-
у-р ценах 1988 года

ные параметры: крутящий момент на валу гидромотора и частоту его вращения. Объемные потери определяются в основном техническим состоянием сопряжения качающих узлов гидронасоса и гидромотора: "распределитель-приставное дно", "втулка блока-плунжер", а также техническим состоянием насоса подпитки. На механические потери основное влияние оказывает техническое состояние сопряжений "пята плунжера-опора шпильки" для гидронасоса, "пята плунжера-наклонная шайба" для гидромотора. Анализ технического состояния агрегатов ГТ, поступающих в ремонт, показал, что на долю этих составных частей приходится до 70 % отказов.

4. Аналитически определенное выражение связи рабочего объема гидронасоса с суммарными утечками РГ позволяет оценить возможность получения требуемой мощности и частоты вращения выходного вала гидромотора с учетом суммарных утечек РГ. При суммарных утечках РГ превышающих $225 \text{ см}^3/\text{с}$ ГТ не в состоянии работать в номинальном режиме, в следствие чего это значение утечек может считаться предельным. Получено также выражение для оценки мощности, развиваемой гидромотором в зависимости от суммарных утечек РГ с учетом производительности насоса подпитки. Тем самым обеспечивается возможность обоснованного принятия решения о допустимости использования комбайна на конкретном виде сельскохозяйственных работ (при наличии информации о том, какая необходима мощность гидромотора для выполнения этих работ).

5. Аналитически выявлены основные источники объемных потерь, возникающих по мере износа сопряжений составных частей ГТ. Основная доля их приходится на сопряжение "распределитель-приставное дно", структурным параметром которого является зазор на входе и выходе из торцевой щели. Аналитически определенные утечки РГ, обусловленные износом сопряжения "втулка блока-плунжер" в диапазоне рабочих износков $24...25 \text{ мкм}$ равны $35 \text{ см}^3/\text{с}$ и не лимитируют работоспособность трудящейся пары. Неравномерный износ деталей этого сопряжения, объясняющийся некоторым перекосом плунжера во втулке во время его движе-

ния, обуславливает в качестве структурного параметра для этой пары — среднее значение зазора. Определенная аналитически зависимость зазора в сопряжении "кольцевая опора пяты — опора леммки" от износа кольцевой опоры по высоте и его влияние на утечки РД, показывает, что при полностью изношенной кольцевой опоре ($\Delta h = 0.7$ мм) и номинальном рабочем давлении $P_m = 21$ МПа утечки РЖ достигает 38 см³/с. Этим подтверждено, что эти утечки не оказывают существенного влияния на объемные потери и работоспособность гидроспривода.

6. Анализ сил, действующих на пяту и плунжер, а также технического состояния кольцевой опоры пяты плунжера, показал, что увеличение износа кольцевой опоры нарушает аксиальную жесткость гидростатического подшипника и сопровождается непараллельностью между трущимися поверхностями. При износе кольцевой опоры ($\Delta h = 0.7$ мм) возникает процесс завальцовывания выходного канала, подводящего РД под пяту, что приводит к изменению условия работы сопряжения, переходом от жидкостного трения через граничное к сухому. Это приводит к увеличению силы трения, а стало быть и возрастанию механических потерь и завершается аварийным отказом из-за вырыва пяты из заделки плунжера, обусловленного возрастанием опрокидывающего момента. Контроль высоты кольцевой опоры пяты плунжера, как структурного параметра, позволяет избежать внезапных отказов, обусловленных вырывом пяты.

7. Результаты исследования состояния РД показали, что содержание механических примесей в ней по массе находится в интервале $0.006...0.0102$ %, что значительно превышает допускаемые значения 0.001 % по ГОСТ 6370-83. Этим объясняется преобладающий вид износа деталей — гидробразивный. Для увеличения фактически используемого ресурса гидроагрегатов требуется установление контроля над хранением, заправкой и техническим обслуживанием РД.

8. Результаты экспериментальных исследований взаимосвязи между суммарными утечками РД и работоспособностью ГТ, показали, что

при значениях суммарных утечек РД не превышающих $225 \text{ см}^3/\text{с}$ гидропривод способен работать в номинальном режиме, а сервопоршни управления рабочим объемом отслеживают заданное положение. Дальнейший рост утечек РД обуславливает неспособность гидропривода работать в номинальном режиме, что свидетельствует о его предельном состоянии и подтверждает результаты аналитических исследований. Экспериментальные исследования взаимосвязи между зазором в сопряжении "распределитель - приставное дно" и утечками РД показали, что при значениях зазора на входе равных 41 мкм и выходе равных 20.5 мкм утечки РД достигают $225 \text{ см}^3/\text{с}$. Полученные результаты подтверждают результаты аналитических исследований с погрешностью не превышающей 15% и определяют предельное значение структурного параметра для данного сопряжения, исходя из объемных потерь. Динамика зазора в сопряжении "распределитель-приставное дно", установленная в процессе исследований, показала, что лучше всего она аппроксимируется логарифмической функцией и позволяет определить предельное значение ресурса для данного сопряжения, равное 1800 мото.ч. Экспериментально определенная взаимосвязь между зазором в сопряжении "штулка блока - плунжер" и утечками РД, а также выявленная динамика зазора в условиях эксплуатации для данного сопряжения показывает, что объемные потери в гидрамашинах в большей мере обуславливаются состоянием пары "распределитель - приставное дно" и дают основание для введения расширенных ремонтных допусков на зазор в сопряжении "штулка блока - плунжер". Износ кольцевой опоры по высоте в большей степени влияет на механические потери, о чем свидетельствует температурный режим работы трущейся пары, изменяющийся от 40°C при неизношенной кольцевой опоре и до 120°C при изношенной опоре и завальцованном отверстии подпора при номинальном режиме работы. Практически он не обуславливает объемные потери, которые для данных состояния падает в интервале $20 \dots 12 \text{ см}^3/\text{с}$. На своей завершающей стадии, износ кольцевой опоры при

водит к внезапному аварийному отказу, вырву пята из заделки плунжера, который трудно прогнозировать, что требует жесткого контроля технического состояния кольцевой опоры пята.

9. Анализ результатов исследований взаимосвязи между структурными и диагностическими параметрами показал, что контроль объемных потерь, вызванных износом сопряжения деталей качающих узлов гидромашин, насоса подпитки и клапанов может осуществляться безразборным способом путем замеров параметров давления РД в нагнетательной магистрали, магистрали подпитки, а также давления дренажа в корпусах гидромашин на тестовых режимах функционирования гидропривода, обеспечивающих режим самозагрузки (мгновенное изменение подачи гидронасоса при заторможенном гидромоторе и резкое торможение гидромотора при полном значении подачи гидронасоса).

10. Экспериментальное определение взаимосвязи между техническим состоянием кольцевой опоры пята и скоростью нарастания температуры корпуса гидромашинки позволяет, для определения ее технического состояния, в качестве диагностического параметра использовать скорость нарастания температуры корпуса гидромотора (в районе фиксации штифтом наклонной шайбы) и корпуса гидронасоса (на поворотной цапфе шайбы управления рабочим объемом) во время запуска и периода начальной работы длительность в одну минуту. При различном техническом состоянии кольцевой опоры пята скорость нарастания температуры корпуса изменяется в пределах $40 \dots 70^{\circ} \text{C/мин}$.

11. Обоснованная номенклатура параметров технического состояния (структурных и диагностических) позволила разработать наиболее рациональные условные алгоритмы диагностирования гидропривода. Их реализация в процессе проведения технического обслуживания и при поиске неисправностей позволяет снизить издержки из-за необоснованной разборки и отправки в ремонт гидроагрегатов, оперативно обнаружить неисправность в полевых условиях и тем самым сократить

простой комбайна, снизить перерасход топлива и предупредить потери продукции из-за пониженной производительности машин.

12. Предложенная номенклатура структурных параметров может быть использована в нормативной документации по технологическим процессам технического обслуживания и ремонта. Разработанные алгоритмы диагностирования могут использоваться в условиях колхозов и совхозов, для специализированных служб технического сервиса и арендных хозяйств, а также других предприятий.

13. Эксплуатация комбайна КСХ-100, ГТ которого вышел за обоснованное предельное состояние, на уборке им кукурузы на силос обуславливает издержки до 23,1 руб.^х за смену из-за увеличения расхода топлива, а также до 210 руб.^х за смену из-за снижения производительности при прочих равных условиях. Дальнейшая эксплуатация комбайна приводит только к росту этих издержек. Избежание издержек возможно за счет того, что обоснованные и прогнозируемые контролируемые параметры технического состояния позволяют дать реальную картину о техническом состоянии ГТ комбайна.

Основные материалы диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Мельяцков П.Т. Уменьшение затрат на ремонт агрегатов гидропривода трансмиссии: Экспресс-информ./Госагропром СССР. АгронИИТЭИИТО, Вып. 7 - М., 1987 - с. 15 - 16.

2. Черейский П.М., Мельяцков П.Т. Влияние износа на работу гидропривода трансмиссии // Техника в сельском хозяйстве. - 1988. №3 - с. 63

3. Мельяцков П.Т., Харченко Б.Г., Голубев И.Г. Опыт ремонта гидропривода ГСТ-90 на ремонтных предприятиях. Обзор. информ./Госагропром СССР. АгронИИТЭИИТО. - М., 1989. № 42 с.

4. Черейский П.М., Мельяцков П.Т. Параметры технического состояния плунжерной пары гидропривода / Техника в сельском хозяйстве, 1990., №2, с. 46 - 47

х - в ценах 1988 года.

Б. Черейский П.М., Бурнашев Р.И., Мельянцева П.Т. Алгоритмы диагностирования гидропривода трансмиссии. /Механизация и электрификация сельского хозяйства. 1990. № 5, с.47-50.

Meliantsov P.T. Choice of parameters controlling technical condition of a hydro drive of a grain harvester combine transmission and their normalization (with the combine KSK-100 as an example).

M.Sc. (Tech) Thesis on specialty 05.20.03 - Exploitation, renovation and repair of agricultural machinery. Tavria State Agrotechnical Academy. - Melitpol, 1995.

The thesis being defended includes theoretical and experimental investigations to substantiate a choice of controlling parameters of technical condition of a hydro drive of grain harvester combine transmission.

It is stated that two structural parameters of a technical condition of a hydro drive are to be controlled in the first place, namely, wear of parts of joint "distributor - attached bottom" and wear of a ring-shaped bearing of a plunger abutment. Diagnostic parameters, that allow to give an integral and differential assessment of a technical condition of a hydro drive of a transmission, are as follows: pressure of a working fluid in a feeding main and in hydro machine bodies, and a rate of temperature increase of hydro machine bodies.

Developed are effective algorithms of scheduled and requested diagnostics of a hydro drive. Efficiency of the results of the investigations is determined.

Key words: hydro drive of a transmission, hydro machines, working fluid, parameters of a technical condition.

Мельянов П.Т. Вибір контролюючих параметрів технічного стану гідроприводу трансмісії комбайнів та їх нормування /на прикладі комбайна КСН-100/.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.20.03 – Експлуатація, відновлення та ремонт сільськогосподарської техніки. Таврійська державна агротехнічна академія. – Мелітополь, 1995.

Захищається дисертаційна робота, яка вмістить в собі теоретичні та експериментальні дослідження по обґрунтуванню контролюючих параметрів технічного стану гідроприводу трансмісії комбайнів. Виявлено, що до структурних параметрів технічного стану гідроприводу, які потрібно контролювати в першу чергу, слід віднести спрацювання деталей з'єднання "розподільник-приставне дію", та кільцевої опори п'яти плунжера. До діагностичних параметрів, дозволяючих дати інтегральну та диференціальну оцінку технічного стану гідроприводу трансмісії слід віднести тиск робочої рідини в магістралі підпитки, та в корпусах гідромашини, а також швидкість росту температури корпусів гідромашини.

Розроблені ефективні алгоритми планового та заявочного діагностування гідроприводу та приведена ефективність результатів досліджень.

Ключеві слова: гідропривід трансмісії, гідромашини, робоча рідина, параметри технічного стану.

Объем I вып. 1. Заказ 365. Тираж 100 экз.

Печатная лаборатория Днепропетровского государственного
аграрного университета

45465

AB 32.895

AB 32.895