

ВЛИЯНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМА ГИДРОПРИВОДА КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ НА РАБОТУ ТРАКТОРА

Шушляпин С.В., к.т.н., доц., Щербак Е.Л., магистр; Курилко Д.П., магистр
*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства
имени Петра Василенко*

Приведены факторы и основные причины нарушения температурного режима работы гидропривода коробки изменения скорости движения трактора и следствия этих нарушений.

На тракторах широко применяются различные по своему функциональному назначению гидроприводы, изменение динамических характеристик которых в процессе эксплуатации приводит к нарушению их работоспособности. Наиболее сложным гидроприводом трактора является гидропривод трансмиссии гусеничных тракторов с разделением потока мощности по бортам (рис. 1).

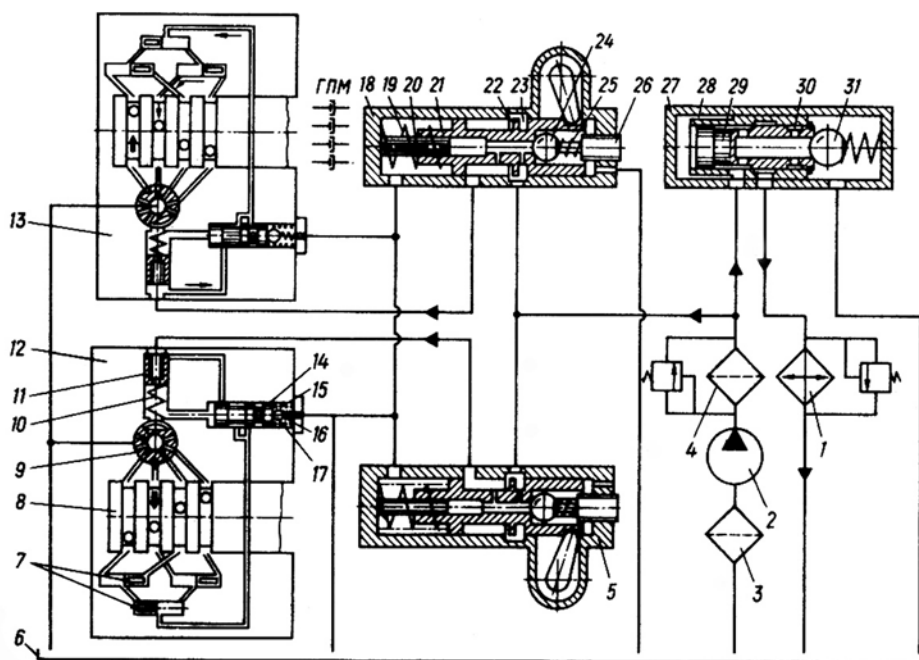


Рис. 1 – Безаккумуляторная гидравлическая система коробки передач трактора Т-150.

Безаккумуляторная гидравлическая система коробки передач трактора Т-150 состоит из заборного фильтра, масляного насоса, фильтра тонкой очистки, перепускного клапана, двух управляемых клапанов плавного сброса давления, двух распределителей переключения передач, переборных клапанов на каждый борт, двух делителей потока, двух клапанов отсечки.

Масляный насос 2 (рис. 1) засасывает масло из картера коробки передач через заборный фильтр 3. Обе секции насоса работают как односекционный

насос с двойной производительностью. Масло из нагнетательной полости насоса направляется к фильтру тонкой очистки 4, затем подводится к перепускному клапану 27 и к клапанам 5 и 18 плавного сброса давления. Если на эти клапаны не действует рулевое колесо, то масло свободно подходит к правому 13 и левому 12 распределителю переключения передач и направляется через золотник распределителя 9 в гидроцилиндры гидроподжимных муфт выбранных передач. При повороте рулевого колеса клапан плавного сброса давления 5 или 18 золотником 21 отключает борт, который отключается от нагнетательной магистрали, и происходит поворот со свободным радиусом. Поворот с двумя активными гусеницами возможен лишь при включении разноименных передач на бортах. После заполнения всех каналов и включения гидроподжимных муфт избыточное масло поступает через перепускной клапан 27 в радиатор 1 и в бак 6 для охлаждения, а затем возвращается в картер коробки передач.

В корпусах распределителей переключения передач находятся делители потока 11 и золотник отсечки 14.

При установившемся режиме включенной передачи делитель потока под действием пружины 10 перекрывает канал подпитки. Канал подпитки перекрывается еще раз золотником отсечки 14, положение которого определяется давлением за дросселем делителя потока на входе в маслораспределительный золотник 9. Этот золотник направляет масло к проточкам вторичного вала 8, которые соединены с гидроцилиндрами гидроподжимных муфт и перебросными клапанами 7. Положение перебросных клапанов определенное для каждой включенной передачи.

Заполнение гидроцилиндра гидроподжимной муфты происходит в момент переключения передач. Делитель потока и золотник отсечки смещаются с места и масло от насоса делится на два потока: большой поступает к включенной гидроподжимной муфте через дроссельное отверстие делителя потока и маслораспределительный золотник, меньший - в гидроподжимную муфту, которая выключается. Подпитка продолжается до заполнения маслом гидроцилиндра гидроподжимной муфты включаемой передачи. После заполнения под действием силы пружины 10 делитель потока 11, а золотник отсечки - под действием давления масла снова перекрывают канал подпитки. После того, как давление масла во включаемой гидроподжимной муфте станет больше, чем в выключаемой передаче, перебросные клапаны 7 займут положение, соответствующее включаемой передаче.

Давление подпитки поддерживается в пределах $0,45 \div 0,65$ МПа ($4,5-6,5$ кгс/см²), т.е. ниже номинального, равного $1,0 \pm 1$ МПа (10 ± 1 кгс/см²), но достаточного для сжатия пакета дисков гидроподжимной муфты для передачи крутящего момента при переключении передач.

Величина давления подпитки характеризуется жесткостью пружины 16 шарикового клапана 17, соединенного с золотником отсечки. Рабочее давление в гидросистеме трансмиссии составляет $1,0 \pm 1$ МПа (10 ± 1 кгс/см²) при частоте вращения коленчатого вала двигателя 1500-2100 об/мин и поддерживается

автоматически перепускным клапаном 27.

Кинематическая схема трансмиссии трактора Т-150 предусматривает распределение момента двигателя (M_D) между правым левым (M_p, M_l) бортами пропорционально передаточным отношениям шестерен первичного 1 и вторичного 2 валов (рис. 2).

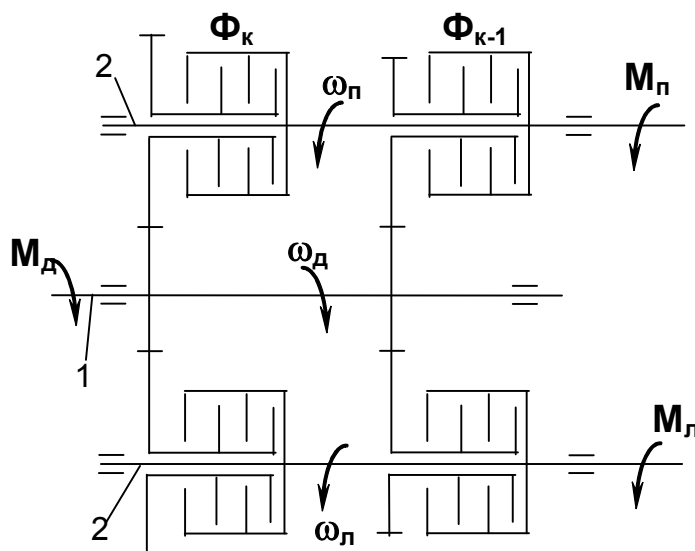


Рис. 2 – Кинематическая схема коробки передач трактора Т-150 (Φ_к, Φ_{к-1} – фрикционные муфты).

В зависимости от давления жидкости в бустерах фрикционных муфт возможны следующие режимы работы коробки передач:

- муфты Φ_{к-1} и Φ_к замкнуты и не буксуют;
- муфты Φ_{к-1} и Φ_к буксуют (отсутствует жесткая кинематическая связь между валами 1 и 2 правого борта).

Режим работы левого борта аналогичен режиму работы правого. Для примера рассмотрим работу правого борта трактора при условии буксования муфт Φ_{к-1} и Φ_к. Такой режим работы является следствием пониженного давления жидкости в бустерах муфт. Работа трения фрикционных муфт при таком режиме определяется по зависимости [1]

$$W_{\delta} = \int_0^{t_{\delta}} M_{\text{тр}}(t)(\omega_1 - \omega_2)dt$$

Мощность буксования фрикционных муфт определяется по формуле:

$$P_{\delta} = M_{\text{тр}}(t)(\omega_1 - \omega_2)$$

Момент трения фрикционных муфт $M_{\text{тр}}$ определяется параметрами муфт и усилием сжатия дисков, которое зависит от давления рабочей жидкости

$$M_{\text{тр}} = \mu r_3 ZPS_{\text{п}}$$

где: μ – коэффициент трения фрикционных дисков;
 r_3 – радиус действия силы трения, эквивалентной действию всех элементарных сил трения на площади контакта фрикционной пары;
 Z – количество пар трения;
 $S_{\text{п}}$ – площадь поршня бустера.

Средняя объемная температура нагрева дисков гидроподжимных муфт за время их включения определяется по известным зависимостям [2]

$$T = T_0 + \frac{W_{\delta}}{K_{\lambda} \cdot c \cdot \rho \cdot b \cdot A_{\text{ф}} \cdot Z}$$

где: T_0 – начальная температура дисков гидроподжимных муфт;
 c, ρ – удельная теплоемкость и плотность материала дисков;
 $A_{\text{ф}}$ – площадь трения.

Муфты собраны из дисков изготовленных из стали 65Г с допустимой температурой нагрева $T_{\text{ст}}=300\text{C}^0$ и дисков с фрикционными накладками из порошкового материала с допустимой температурой нагрева $T_{\text{МК}}=250 - 250\text{C}^0$.

По результатам исследований изменения величины давления рабочей жидкости были выполнены расчеты температурных режимов работы гидроподжимных муфт коробки передач трактора Т-150 при их включении и выключении. Результаты представлены на рис 3, 4.

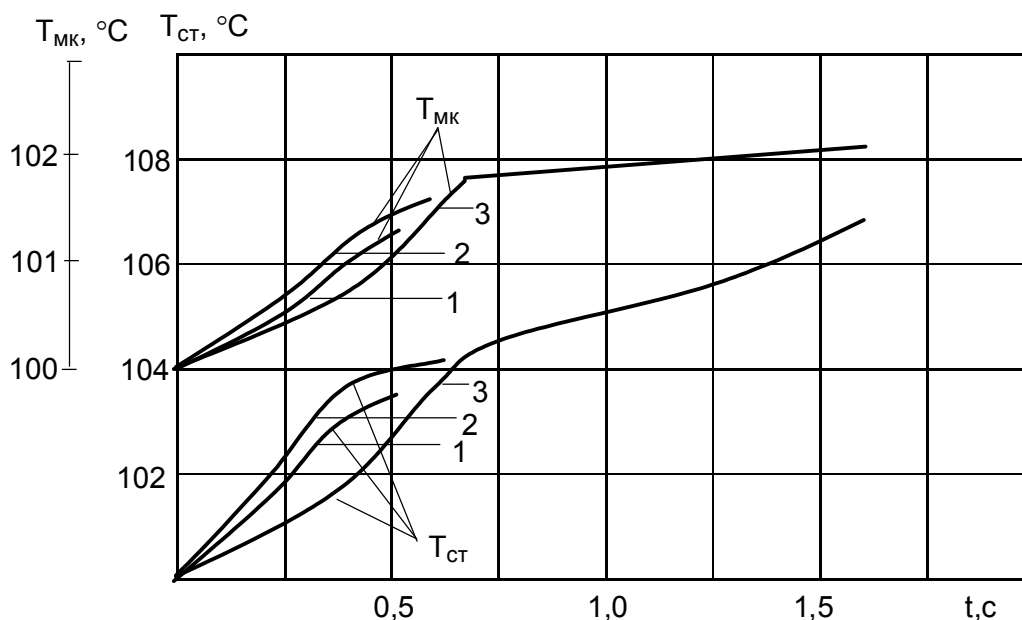


Рис. 3 – Изменение объемной температуры дисков гидроподжимных муфт стальных ($T_{\text{ст}}$), с металлокерамическими накладками ($T_{\text{МК}}$) в зависимости от продолжительности включения (t) и давления жидкости в бустере (1 – 1,0 МПа; 2 – 0,6 МПа; 3 – 0,2 МПа) при выполнении трактором Т-150 пахотных работ.

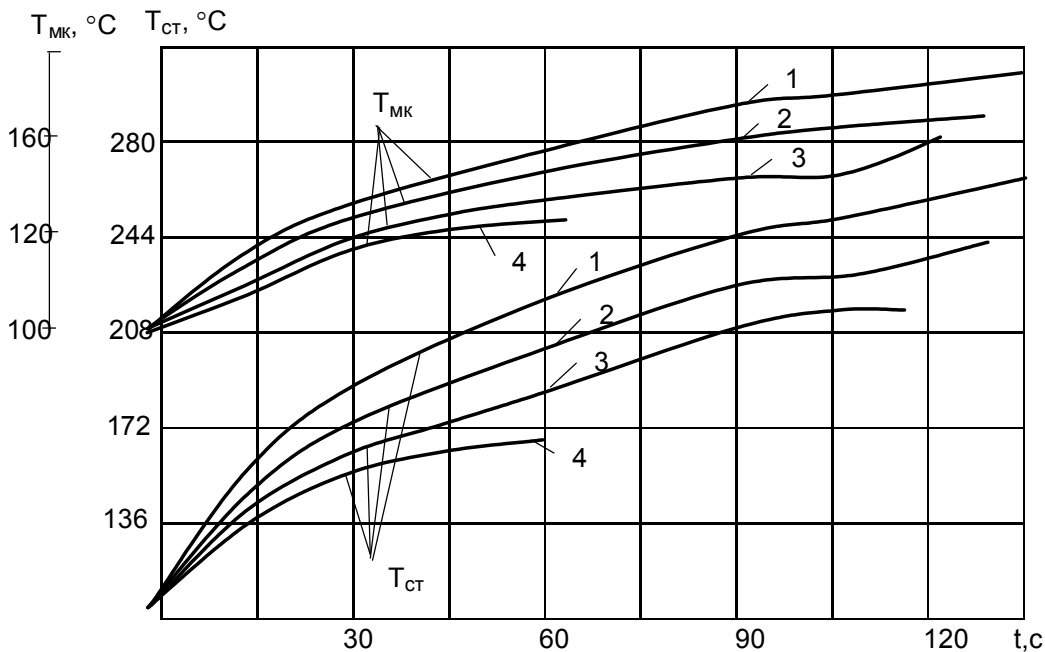


Рис. 4 – Изменение объемной температуры дисков гидроподжимных муфт стальных ($T_{ст}$), с металлокерамическими накладками ($T_{МК}$) в зависимости от продолжительности буксования (t_s) и давления жидкости в бустере (1 – 0,2 МПа; 2 – 0,3 МПа; 3 – 0,4 МПа; 4 – 0,5 МПа).

Полученные изменения температуры дисков муфт при различных значениях давления показывает на значительный рост температуры при уменьшении давления в бустерах муфт. Работоспособное состояние коробки передач по длительности включения и по температурному режиму работы дисков поддерживается при давлении рабочей жидкости 0,6-1,0 МПа. При давлении жидкости 0,2 МПа отмечен резкий рост температуры нагрева дисков, что вызывает их коробление с последующим разрушением либо спеканием. Снижение рабочего давления жидкости приводит к нарушению движения трактора и легко контролируется по штатному прибору (манометру) установленному на приборной панели в кабине трактора.

При длительной эксплуатации трактора из-за износа гидроагрегатов гидропривода в муфтах возникает давление, которое не возможно обнаружить приборами контроля и которое приводит к возникновению буксования с последующим нарушением температурного режима работы,

Перечисленные факторы указывают на необходимость разработки как диагностических, так и встроенных систем и приборов контроля давления в муфтах коробки передач, что позволит увеличить срок безотказной работы непосредственно коробки передач и трактора в целом.

Список использованной источников

1. Колесные и гусеничные машины высокой проходимости // Е.Е. Александров, В.Б. Самородов и др. Бесступенчатые трансмиссии: расчет

и основы проектирования / Под общ.ред. Е.Е. Александрова. – Харьков: ХГПУ, 1997. – 185 с.

2. Александров Е.Е., Самородов В.Б. Новый подход к технологии синтеза кинематических параметров гидрообъемно-механических трансмиссий // Високі технології в машинобудуванні. Зб.наук.пр. ХДПУ. – Харків, 1999. – С. 312-314.

Анотація

ВПЛИВ ЗМІНИ ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМУ ГІДРОПРИВОДУ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ НА РОБОТУ ТРАКТОРА

Шушляпін С., Щербак Є., Курилко Д.

Приведені фактори та основні причини порушення температурного режиму роботи гідроприводу коробки зміни швидкості руху трактора та наслідки цих порушень.

Abstract

EFFECT OF CHANGE IN TEMPERATURE OF HYDRAULIC DRIVE GEAR TO WORK THE TRACTOR

S. Shushlyapin, E. Sherbak, D. Kurilko

Shows the factors and underlying causes of violations of the temperature regime of hydraulic motive box change the speed of the tractor and the consequences of these violations.

УДК 629.114.2.01

БАЛАНС МОЩНОСТИ И КПД ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА С ПРИВОДОМ ОТ ВОМ АКТИВНЫХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ СЕЛЬХОЗМАШИН

Лебедєв А.Т., д.т.н., проф., Шевченко И.А., к.т.н.

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства
имени Петра Василенко*

Кот А.В., м.н.с.

Харьковский филиал УкрНИИПВТ имени Л. Погорелого

Обоснованы методические основы оценки КПД тракторного агрегата с приводом от ВОМ активных рабочих органов сельхозмашин.

Постановка проблемы. Переход тракторной энергетики к тягово-энергетической концепции предусматривает для привода активных органов сельхозмашин применение одного, двух и т.д. валов отбора мощности (ВОМ),