

2000ч испытаний при принятом предельно допустимом значении ω функционального противозносного свойства рабочую жидкость следует считать пригодной к дальнейшему применению.

Л и т е р а т у р а

1. Лапотко О.П., Арсенов В.В. Методы оценки противозносных свойств рабочих жидкостей гидроприводов машин. – Мат-лы науч.-техн. семинара "Развитие методов исследования трибологических явлений в машинах". – Минск, 1976. 2. Герцбах И.Б., Кордонский Х.Б. Модели отказов. – М., 1966. 3. Методика расчета надежности изделий с учетом постепенных отказов. – М., 1976.

УДК 658.511.8:629.114.2

А.М.Матюшкин

К ВОПРОСУ РАСЧЕТА ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ ТЯГОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА С ПОЛНОПОТОЧНОЙ ГИДРООБЪЕМНОЙ ТРАНСМИССИЕЙ

Тяговая характеристика позволяет наглядно продемонстрировать влияние конструктивных параметров ходовой части, трансмиссии и показателей установленного двигателя на тягово-сцепные и экономические показатели трактора. Однако для перспективных тракторов и самоходных сельскохозяйственных машин, оснащаемых полнопоточными гидрообъемными приводами ходовой части, вопросы тягового расчета и построения теоретической тяговой характеристики нуждаются в доработке.

Тягово-экономические показатели проектируемого трактора с бесступенчатой полнопоточной гидрообъемной передачей во многом определяются типом, конструкцией и параметрами применяемых гидромашин (насос – гидродвигатель), способом их соединения, видом регулирования, а также основными параметрами режима (частотами вращения насоса и гидродвигателя, вязкостно-температурным состоянием рабочей жидкости, давлением в гидросистеме, диапазонами объемного и скоростного регулирования гидромашин).

Известны методики расчета и построения теоретической тяговой характеристики трактора с полнопоточной гидрообъемной трансмиссией [1], [2], [3], которые основаны на расчете параметров режима работы гидромашин при работе трактора в режиме максимальной постоянной мощности двигателя.

На основании вычисленных параметров режима по универсальным характеристикам гидромашин находятся соответствующие значения КПД. Указанные методики просты и обеспечивают достаточную точность расчетов, однако их применение на практике затруднено, так как требует обязательного наличия универсальных характеристик, применяемых в приводе гидромашин во всем диапазоне их регулирования. В паспортных же данных выпускаемых промышленностью гидромашин обычно указываются только их номинальные параметры, т.е. показатели такого режима эксплуатации, при котором обеспечивается длительная работа с максимальным, гарантируемым заводом-изготовителем КПД. В связи с указанным возникла необходимость в создании простой методики расчета и построения теоретической тяговой характеристики, лишенной отмеченного недостатка.

Предлагаемая методика расчета теоретической тяговой характеристики трактора с полнопоточной гидрообъемной передачей привода ходовой части использует методы расчета гидроэнергетических характеристик силовых гидравлических приводов, автором которого является О.Н.Дубровский [4]. В работе [4] подробно рассматриваются вопросы связи основных параметров режима работы гидропередачи с особенностями конструкции гидромашин и делается вывод, что закономерности изменения объемных потерь в гидромашинах можно более точно, чем другими известными способами, выразить элементарными показательными функциями параметров режима. Поэтому выбор показателей при соответствующих параметрах режима (n, p, r, ν), а также основных выражений для расчета гидроэнергетических характеристик полнопоточной гидрообъемной передачи приводится по рекомендациям, изложенным в [4].

Согласно предлагаемой методике расчета, первым этапом является расчет коэффициентов пропорциональности K_v и K_m , которые для выбранных гидромашин постоянны и определяются геометрией их рабочих узлов, конструктивными особенностями, а также величинами относительных потерь и основными параметрами режима. Эти коэффициенты рассчитываются по параметрам одного режима работы гидромашин, в качестве которого берутся номинальные режимы работы и параметры гидромашин.

Считаем, что основным режимом работы трактора, обеспечивающим наибольшую производительность, является режим постоянной максимальной мощности двигателя. К моменту построения

теоретической тяговой характеристики нам известны такие показатели проектируемого трактора, как диапазон рабочих скоростей, эксплуатационный вес, пределы тяговых усилий, мощность и частота вращения вала двигателя, его часовой и удельный расход топлива, схема гидропередачи, количество и вид применяемых гидромашин, закон регулирования. В таком случае можно записать, что

$$N_e = \frac{P_k V_T}{\eta_{тр}} = \text{Const} , \quad (1)$$

где N_e - мощность двигателя, кВт; P_k - касательная сила тяги трактора; V_T - теоретическая скорость движения трактора, м/с; $\eta_{тр}$ - КПД трансмиссии трактора с учетом гидрообъемной передачи.

КПД трансмиссии трактора можно представить в следующем виде:

$$\eta_{тр} = \eta_{с.р.} \eta_{г.п.} \eta_{м.п.}$$

где $\eta_{с.р.}$ - КПД согласующего редуктора, установленного между двигателем и насосом гидропередачи; $\eta_{г.п.} = \eta_n \eta_m$ - КПД гидрообъемной передачи, где η_n , η_m - соответственно КПД насоса и гидродвигателя; $\eta_{м.п.}$ - КПД механической передачи, связывающей вал гидродвигателя с ведущими колесами трактора. Из выражения (1) выразим теоретическую скорость движения трактора

$$V_T = \frac{N_e \eta_{тр}}{P_k} .$$

Зная кинематическую схему трансмиссии, а также паспортные данные КПД гидромашин, мы можем приблизительно рассчитать КПД трансмиссии трактора. Затем, задаваясь значениям P_k , зная $\eta'_{тр}$, N_e , определяем

$$V_T' = \frac{N_e \eta'_{тр}}{P_k} ,$$

где v_T^1 - приближительное значение теоретической скорости движения трактора, м/с; $\eta_{тр}^1$ - ориентировочное значение КПД трансмиссии.

Зная v_T^1 трактора в зависимости от P_k , мы можем рассчитывать частоту вращения вала гидродвигателя

$$n_M = \frac{v_T^1 i}{2\pi r_k},$$

где i - передаточное отношение механической передачи, связывающей вал гидродвигателя с ведущими колесами; r_k - динамический радиус качения ведущего колеса, м.

Момент на валу гидродвигателя получаем из выражения

$$M_M = \frac{M_k}{i} = \frac{P_k r_k}{i \eta_{М.П.} \eta_{т.М.}^c},$$

где M_k - крутящий момент на ведущем колесе, кН·м.

Далее определяем параметры регулирования насоса и гидродвигателя согласно заданному закону управления по выражениям

$$r_H = \frac{n_M}{\frac{q_H}{q_M} \eta_{V_H}^c \eta_{V_M}^c n_H};$$

$$r_M = \frac{\frac{q_H}{q_M} \eta_{V_H}^c \eta_{V_M}^c n_H}{n_M},$$

где q_H и q_M - объемные постоянные насоса и гидродвигателя; $\eta_{V_H}^c$ $\eta_{V_M}^c$ - сертификатные (паспортные) значения объем-

ного КПД насоса и гидродвигателя; n_H - частота вращения вала насоса, c^{-1} .

Задаваясь определенной температурой рабочей жидкости, т.е. ее вязкостью, уточняем значения частоты вращения вала гидродвигателя с учетом потерь в гидрообъемной передаче:

$$n'_M = n_H \frac{q_H}{q_M} \frac{r_H}{r_M} \left[1 - C_{V_H} \frac{M_M}{r_M r_H n_H^2 \sqrt{\nu}} - C'_{V_M} \frac{M_M}{r_M^2} \left(\frac{r_M}{r_H n_H} \right)^2 \frac{1}{\sqrt{\nu}} \right]$$

где $C_{V_H} = \frac{K_{V_H}}{1,59 q_M \eta_{m_M}^c}$ - постоянная;

$$C'_{V_M} = \frac{K_{V_M}}{1,59 q_M \eta_{m_H}^c} \left(\frac{q_M}{q_H \eta_{V_H}^c} \right)^2 \text{ постоянная;}$$

K_{V_H} и K_{V_M} - коэффициенты пропорциональности объемных потерь соответственно насоса и гидродвигателя; $\eta_{m_H}^c$ и $\eta_{m_M}^c$ - паспортные значения механических КПД насоса и гидродвигателя; ν - вязкость рабочей жидкости при данной температуре, $1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

КПД гидрообъемной передачи рассчитываем по формуле

$$\eta_{г.п.} = 1 - C_{V_H} \frac{M_M}{r_M r_H n_H^2 \sqrt{\nu}} - C'_{V_M} \frac{M_M}{r_M^2} \left(\frac{r_M}{r_H n_H} \right)^2 \times$$

$$\times \frac{1}{\sqrt{\nu}} - C_m \left(\frac{r}{M_M} \right)^{\beta_{3H}} \sqrt{\frac{n_H \nu}{r_H}} -$$

$$- C'_m \left(n_H \frac{r_H}{r_M} \right)^{\beta_{3M}} \sqrt{\frac{\nu}{M_M}},$$

где $C_{m_H} = K_{m_H} (1,59 q_M \eta_{m_M}^c)^{\beta_{3H}}$ - постоянная;

$$C'_m = K_m \sqrt{1,59 q_M \eta_{m_M}^c} = \left(\frac{q_H}{q_M} \eta_{V_H}^c \eta_{V_M}^c \right)^{\beta_{2M}}$$

постоянная; K_{m_H} и K_{m_M} - коэффициенты пропорциональности механических потерь насоса и гидродвигателя; α_{2_M} и β_{2_M} - показатели параметров режима гидродвигателя; β_{3_H} - показатель параметра режима насоса.

По полученным данным уточняем теоретическую скорость движения трактора

$$v_T = \frac{\pi n'_M r_K}{i}.$$

Затем по общеизвестным зависимостям рассчитываем коэффициент сопротивления перекачиванию η_f , коэффициент буксования η_δ , тяговый КПД трактора η_T , крюковую мощность $N_{кр.д.}$, действительную скорость движения трактора v_d , часовой и крюковой расход топлива G_T , $g_{кр.}$.

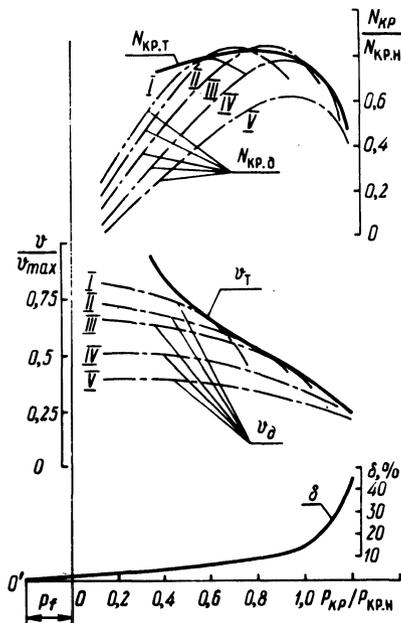


Рис. 1. Тяговая характеристика трактора с бесступенчатой гидрообъемной передачей привода ходовой части:

v_T - расчетная скорость движения трактора; v_d - действительная скорость движения трактора на условных рабочих передачах (I, II, III, IV, V); $N_{кр.т.}$ - расчетная крюковая мощность трактора; $N_{кр.д.}$ - действительная крюковая мощность трактора на условных рабочих передачах (I, II, III, IV, V); δ - буксование ведущих колес трактора; P_f - сопротивление перекачиванию трактора.

Для оценки возможностей, которые дает конструктору предлагаемая методика, была рассчитана тяговая характеристика экспериментального трактора с гидрообъемной приводом ведущих колес с колесной формулой 4 x 2. На прилагаемом графике (рис. 1) приведены расчетные и действительные относительные показатели скоростей движения v/v_{max} и мощности на крюке $N_{кр.д.}/N_{кр.н.}$ трактора с бесступенчатой гидрообъемной

передачей. Для расчета была использована экспериментально полученная зависимость буксования ведущих колес от силы тяги. Причем, так как реальный трактор не имел автомата постоянной загрузки двигателя, то снятие тяговой характеристики проводилось торможением трактора на условных рабочих передачах. Достигалось это путем закрепления рукоятки управления гидрообъемной передачи в определенном положении с последующим торможением трактора при помощи загрузочного устройства. На графике приведены кривые изменения действительной скорости движения трактора и его крутящей мощности на пяти условных передачах, там же нанесены кривые изменения этих параметров, полученные теоретически.

Выводы. Разработанная методика позволяет производить расчет параметров, необходимых для построения теоретической тяговой характеристики трактора с полнопоточной гидрообъемной передачей привода ходовой части. Наибольшие расхождения между экспериментальными и расчетными данными не превышают 10%.

Л и т е р а т у р а

1. Гуськов В.В., Королькевич А.В., Матюшкин А.М. Методика построения теоретической тяговой характеристики трактора с гидрообъемной передачей. - Тракторы и сельхозмашины, 1974, №1.
2. Гуськов В.В. Тракторы. - Минск, 1977, ч.2.
3. Glaser F.J., Nikolaus H. Auslegung hydrostatischer Fahrtriebe für Arbeitsmaschinen. - Olhydraulik und pneumatic, 17(1973), N.5
4. Дубровский О.Н. Гидроэнергетические расчеты судовых силовых гидравлических приводов и систем. - Л., 1974.

УДК 629.113.592.

В.И.Миркитанов, Е.И.Габа, Е.А.Романчик

ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ ТОРМОЖЕНИЯ ТРАКТОРА С ПОЛУНАВЕСНЫМ ПРИЦЕПОМ

Один из путей повышения производительности тракторных поездов - увеличение грузоподъемности прицепов. Учитывая, что тракторные поезда используются в тяжелых дорожных условиях, часто тягово-сцепных качеств трактора бывает недостаточно для транспортировки большегрузных прицепов. Следовательно, при увеличении энергонасыщенности тракторов должен быть решен