

УДК 621.43.001.4

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ ТРАКТОРОВ

В.Я. Тимошенко,

доцент каф. эксплуатации машинно-тракторного парка БГАТУ, канд. техн. наук, доцент

Д.А. Жданко,

зав. каф. эксплуатации машинно-тракторного парка БГАТУ, канд. техн. наук, доцент

А.В. Нагорный,

ст. преподаватель каф. эксплуатации машинно-тракторного парка БГАТУ

С.Г. Дубень,

студент агромеханического факультета БГАТУ

В статье изложены предложения по измерению эффективной мощности тракторов сельскохозяйственных предприятий с помощью передвижной тормозной гидравлической установки и приведены основные ее параметры.

Ключевые слова: техническое обслуживание, периодичность, наработка, нормативно-техническая документация, машинно-тракторный парк, мощность, передвижная тормозная гидравлическая установка.

The article deals with the proposals for measuring the effective power of tractors of agricultural enterprises with the help of a mobile brake hydraulic plant and its main parameters are given.

Key words: maintenance, periodicity, operating time, normative and technical documentation, machine and tractor park, power, mobile brake hydraulic plant.

Введение

Годовая нормативная загрузка отечественных тракторов составляет 1000 часов работы в год [1]. Планово-предупредительной системой технического обслуживания машин в сельском хозяйстве [2] установлена периодичность технического обслуживания №3 (ТО-3) в 1000 мото-часов. Ввиду того, что на современных тракторах не устанавливаются счетчики мото-часов, то завод-изготовитель (ПО «МТЗ») рекомендует периодичность ТО измерять в астрономических часах. Во избежание использования тракторов и самоходных машин с неисправными двигателями, которое влечет за собой безвозвратные потери топлива, системой ТО при проведении ТО-3 (т.е. один раз в год) предусматривается измерять мощность двигателя и удельный расход топлива.

Однако в картах технического обслуживания тракторов «БЕЛАРУС» из 56...57 операций технического обслуживания не предусмотрены диагностические операции, в том числе и определение мощности, а только операции по поддержанию их исправности и работоспособности.

Известно, что часовой расход топлива является функцией частоты вращения коленчатого вала двигателя и положения рейки топливного насоса, которая при полной его подаче, в свою очередь, является функцией степени загрузки двигателя.

Поэтому для измерения максимального (номинального) значения расхода топлива необходимо уста-

новить полную подачу топлива и загрузить двигатель до номинальной частоты вращения коленчатого вала.

Для этих целей промышленностью СССР выпускался тормозной стенд КИ-4935-ГОСНИТИ [3], на котором предусматривалось торможение двигателей без снятия их с тракторов через вал отбора мощности. Его максимальная тормозная мощность составляла 110 кВт. Стенд монтировался на фундаменте. Для торможения двигателей без снятия их с тракторов предназначался стенд КИ-8927 [4] с беговыми барабанами, обеспечивающий максимальную мощность, снимаемую с колес трактора, 195 кВт. Оба эти стенда могли использоваться только в стационарном режиме. Преимуществом таких стендов перед обкаточно-тормозными стендами, используемыми для послеремонтной стендовой обкатки двигателей, являлось то, что испытуемый двигатель не требовал снятия его с трактора.

Основная часть

В сельскохозяйственных предприятиях обкаточно-тормозных стендов для стендовой обкатки двигателей нет, ввиду отсутствия необходимости в них. В большинстве специализированных районных предприятий такие стенды изношены или вовсе отсутствуют.

Тем не менее, в условиях эксплуатации мощность, развиваемую дизелем, и расход топлива необходимо измерять для того, чтобы исключить потери топлива и повысить в целом эффективность использования тракторов на выполнении механизированных

работ. Это может быть достигнуто как совершенствованием технологий и комплексов машин для возделывания сельскохозяйственных культур, так и поддержанием тракторного парка в работоспособном, технически исправном состоянии.

Основными показателями эффективности использования тракторов являются: их производительность в составе машинно-тракторных агрегатов (МТА) и гектарный расход топлива, которые напрямую зависят от технического состояния двигателей, обобщенным показателем которого является их эффективная мощность.

Известны несколько без тормозных методов оценки общего технического состояния дизелей измерением их эффективной мощности.

К ним относятся: метод профессора Ждановского, а также парциальный и динамический. Однако использование их сегодня не представляется возможным, как из-за отсутствия необходимых приборов, так и невозможности загрузки современных мощных дизелей до номинального режима без торможения.

Кроме того, без тормозное измерение мощности не позволяет определить максимальный расход топлива дизелем, так как это требует загрузки его до номинального режима при положении рейки топливного насоса, соответствующем максимальной подаче топлива.

Ранее для имитации загрузки дизеля промышленностью выпускался имитатор нагрузки КИ-5653 [5], который устанавливается на впускную трубу воздухоочистителя и изменением положения заслонки прибора уменьшается количество подаваемого в цилиндры воздуха. При этом снижается частота вращения коленчатого вала дизеля до номинального значения, и в этом режиме измеряется часовой расход топлива, являющийся функцией частоты вращения коленчатого вала. Это самый простой способ снижения оборотов дизеля при положении рейки топливного насоса, соответствующем максимальной подаче. На протяжении ряда лет в Институте управления АПК Беларуси проводились исследования [6] потенциальных резервов экономии топливно-энергетических ресурсов в агропромышленном комплексе. Для определения максимального расхода топлива двигателем была сделана попытка использовать имитатор нагрузки с целью снижения оборотов коленчатого вала до номинального значения при максимальной подаче топлива насосом. При этом было установлено, что имитатором нагрузки в современных мощных двигателях, даже при отключении отдельных цилиндров, снизить частоту вращения коленчатого вала и обеспечить их стабильность не представляется возможным, что дает основание утверждать о непригодности этого метода для определения максимального расхода топлива двигателем.

Подтверждением тому, что эффективность использования трактора во многом определяется его мощностью, является выражение часовой производительности МТА, если его ширину захвата выразить через эффективную мощность двигателя:

$$W_{\text{ч}} = 0,36 V_p \cdot V_p \cdot \tau = 0,36 \frac{N_{\text{кр}}}{K_{\text{уд}}} \cdot \tau =$$

$$= 0,36 N_e \cdot \frac{\eta_{\text{т}}}{K_{\text{уд}}} \cdot \tau, \quad (1)$$

где V_p – рабочая ширина захвата агрегата, м;
 V_p – рабочая скорость движения МТА, м/с;
 $K_{\text{уд}}$ – удельное тяговое сопротивление машины, кН/м;

$N_{\text{кр}}$ – тяговая мощность МТА, кВт;
 N_e – эффективная мощность двигателя, кВт;
 $\eta_{\text{т}}$ – тяговый КПД агрегата;
 τ – коэффициент использования времени смены.
 Гектарный расход топлива принято определять:

$$\theta = \frac{G_{\text{тч}}}{W_{\text{ч}}}, \quad (2)$$

где $G_{\text{тч}}$ – часовой расход топлива агрегатом, кг/ч.

Таким образом, основные показатели эффективности использования трактора на выполнении механизированных работ, т.е. его производительность и гектарный расход топлива, напрямую зависят от значения эффективной мощности дизеля.

Изложенное выше позволяет утверждать, что в настоящее время в республике отсутствуют технические средства для измерения эффективной мощности двигателей, которая является обобщенным показателем его технического состояния и во многом определяет эффективность использования тракторов.

Авторы предлагают инициировать разработку передвижной тормозной диагностической установки, которая могла бы эффективно использоваться специалистами хозяйств и РО «Белагросервис» для своевременного определения возникающих неисправностей двигателей, предупреждая тем самым безвозвратные потери дизельного топлива и повышая эффективность использования тракторов.

В настоящее время таких установок нет, как в Беларуси, так и других соседних постсоветских странах. Отсутствие их объясняется тем, что использование электрических балансирных машин требует мощной электрической сети, что не всегда доступно. Не могут быть использованы в этих целях и гидравлические тормозные устройства, так как они требуют подводки и огромного количества воды.

В 2017 году на Международной выставке сельскохозяйственного оборудования «AGRITECHNICA – 2017» в г. Ганновере (Германия) демонстрировался передвижной тормозной стенд (рис. 1) с вихретоковым тормозом. Стоимость такого стенда более 120 тысяч евро, что дорого и недоступно для наших предприятий.

В последние годы в БГАТУ широко проводились исследования [7-9] применения регулируемых аксиально-плунжерных насосов и дросселирования потока нагнетаемой ими жидкости дросселем постоянного сечения для торможения двигателей (рис. 2).



Рис. 1. Передвижной тормозной стенд ZW 500 с вихретоковым тормозом



Рис. 2. Экспериментальный образец обкаточно-тормозного устройства мощностью до 120 кВт

Разработана и экспериментально проверена методика определения параметров тормозного устройства, необходимых для ее создания [8]. При этом механическая тормозная энергия преобразуется в тепловую, которая утилизируется с помощью жидкостного или воздушного теплообменника.

Измерение нагрузки на валу двигателя внутреннего сгорания (ДВС) может осуществляться по давлению в напорной и сливной магистралях манометрами, либо только с помощью датчика крутящего момента (ДКМ) М40 (рис. 3), установленного на валу



Рис. 3. Датчик крутящего момента М40

отбора мощности (ВОМ) трактора.

Компоновочная схема стенда (рис. 4) предусматривает возможность соединения двух или четырех

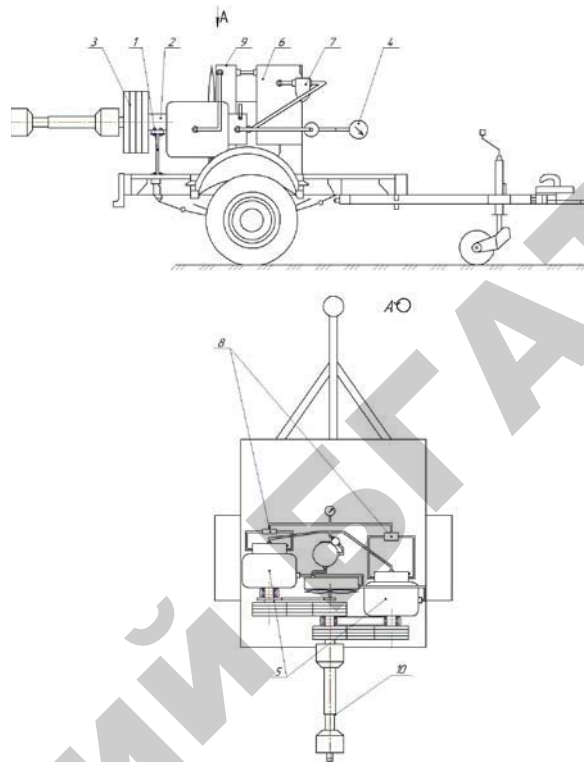


Рисунок 4. Передвижная тормозная диагностическая установка с аксиально-плунжерными гидронасосами (вид сзади и сверху): 1-опора двутавровая; 2- вал; 3-шкив; 4-манометр; 5-гидравлические аксиально-плунжерные насосы; 6-гидробак; 7-масляный фильтр; 8-дрозсель постоянного сечения; 9-жидкостной радиатор; 10-карданная передача

гидронасосов в модуль с целью увеличения тормозной мощности. Выбор насоса гидравлического тормозного устройства производится по номинальным значениям его рабочего объема и крутящего момента, которые находятся в следующей зависимости:

$$M_n = \frac{P \cdot V_o}{2\pi}, \quad (3)$$

где P – номинальное значение давления рабочей жидкости в напорной магистрали насоса, Па;

V_o – номинальное значение рабочего объема насоса, м³.

Текущее значение тормозного момента при торможении ДВС регулируемым насосом и дросселем постоянного сечения может быть определено по зависимости:

$$M_n = 0,125\kappa \frac{d^2 \cdot \sqrt{2\Delta p^3 (1 + \beta_T (T - T_1))}}{n}, \quad (4)$$

где κ – коэффициент взаимовлияния;

d – диаметр дросселя, м;
 β_T – коэффициент объемного расширения, K^{-1} .
 Для минеральных масел $\beta_T = 8 \cdot 10^{-4} K^{-1}$;
 ρ_1 – плотность жидкости при температуре T_1 , $кг/м^3$;

n – частота вращения вала насоса, $с^{-1}$.

Коэффициент взаимовлияния k при создании нагрузки дросселированием потока жидкости позволяет учесть изменение коэффициента расхода μ и КПД (общий) насоса η_n и повысить точность определения тормозного момента на валу двигателя.

$$k = \frac{\mu}{\eta_n}, \quad (5)$$

где μ – коэффициент расхода;

η_n – КПД (общий) насоса.

Экспериментальным путем получено уравнение коэффициента взаимовлияния k в зависимости от изменения диаметра дросселя и давления рабочей жидкости

$$k = \frac{4p^2}{p_{ном}^2} \cdot 10^{-3} - \frac{4d^2}{d_{опт}^2} \cdot 10^{-4} + \frac{0,12d}{d_{опт}} - \frac{0,05p}{p_{ном}} + \frac{2dp \cdot 10^{-3}}{d_{опт} p_{ном}} + 1,26. \quad (6)$$

При известном номинальном значении крутящего момента насоса оптимальный диаметр дросселя постоянного сечения, при котором на коленчатом валу ДВС будет обеспечено максимальное значение тормозного момента, может быть определен по выражению:

$$d_{опт} = 2 \cdot \sqrt{\frac{V_{опт} n_n \eta_0}{\pi \mu \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{ном} - p_1)}}}, \quad (7)$$

где $V_{опт}$ – максимальный рабочий объем насоса, $м^3$;
 n_n – частота вращения вала тормозного устройства, $с^{-1}$;

η_0 – объемный КПД насоса;

$p_{ном}$ – номинальное давление насоса, Па;

p_1 – давление за дросселем, Па.

При торможении двигателя внутреннего сгорания нерегулируемым насосом и регулируемым дросселем величину тормозного момента определяют по формуле:

$$M_n = \frac{V_o \Delta p \cdot \eta_0}{6,28 \cdot \eta_n} \quad (8)$$

Имеющаяся доступная, сравнительно недорогая элементная база, позволяет создать такие стенды и организовать их производство в Беларуси.

Небольшие габариты и вес аксиально-плунжерных насосов и других комплектующих этого устройства позволяют изготовить его в прицепном варианте, буксируемом микроавтобусом или малотоннажным грузовиком, в котором могут размещаться также и другие диагностические приборы.

Сегодня на рынке имеются аксиально-плунжерные насосы НП-90 мощностью 90 кВт (122,4 л.с.) и НП-112 мощностью 112 кВт (152,3 л.с.), которые широко применяются в гидротрансмиссиях самоходных кормо- и зерноуборочных комбайнов.

Самые мощные отечественные тракторы имеют эффективную мощность – 400 л.с., для торможения которых потребуется 3 – 4 гидронасоса. Представляется возможным изготавливать такие передвижные установки в модульном варианте, используя 2 или 4 гидронасоса. При использовании четырех гидронасосов, возможно кратковременно тормозить тракторы с эффективной мощностью дизеля более 620 л.с.

Заключение

1. Значение эффективной мощности двигателя является обобщенным показателем его технического состояния, определяющего не только тяговые свойства тракторов, но и удельный расход топлива.

2. В настоящее время в республике отсутствуют средства для измерения эффективной мощности двигателей современных тракторов, что исключает возможность оценивать его общее техническое состояние, предусмотренное при проведении ТО-3.

3. Имеющиеся на кафедре эксплуатации машинно-тракторного парка БГАТУ разработки применения аксиально-плунжерного насоса с дросселем постоянного сечения в качестве устройства для торможения двигателей позволяют создать передвижной малогабаритный, с невысокой металлоемкостью, тормозной стенд, которым можно оснащать хозяйства и предприятия РО «Белагросервис».

4. Применение предлагаемого стенда позволит исключить неоправданный расход топлива тракторами при снижении эффективной мощности их ДВС ниже допустимых пределов.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Методические рекомендации по совершенствованию системы агросервисного обслуживания сельскохозяйственных товаропроизводителей в условиях инновационного развития и модернизации АПК Республики Беларусь / А.С. Сайганов [и др.]. – Минск: Институт системных исследований в АПК НАН Беларуси, 2016. – 141 с.

2. Тракторы и машины сельскохозяйственные. Техническое обслуживание: ГОСТ 20793-2009. – Введ. 01.01.2012. – Минск: Госстандарт, 2012. – 23 с.

3. Маслов, Г.Г. Техническая эксплуатация МТП: учеб. пос. / Г.Г. Маслов, А.П. Карабаницкий, Е.А. Кочкин. – Кубанский государственный аграрный университет, 2008. – С. 142.

4. Дунаев, А.В. Разработка методов стендовых испытаний, контроля и управления техническим состоянием самоходных машин в агропромышленном комплексе: автореф. ... дис. докт. техн. наук: 05.20.03 / А.В. Дунаев; ФГБНУ ГОСНИТИ. – Москва, 2015. – 41 с.

5. Эксплуатация и техническое обслуживание дорожных машин, автомобилей и тракторов: учеб. для сред. проф. образования / С.Ф. Головин [и др.]; под ред. Е.С. Локшина. – М.: Мастерство, 2002. – 464 с.

6. Потенциальные резервы экономии топливно-энергетических ресурсов в агропромышленном комплексе / Г.Ф. Добыш [и др.] – Мн.: УМЦ Минсельхозпрода, 2005. – 137 с.

7. О необходимости разработки передвижной тормозной диагностической установки / В.Я. Тимошенко [и др.] // Агропанорама. – 2012. – № 6. – С. 38-42.

8. Жданко, Д.А. Теоретическое обоснование параметров гидравлического тормозного устройства обкаточно-тормозного стенда / Д.А. Жданко // Агропанорама. – 2009. – № 3. – С. 38-42.

9. Обоснование необходимости модернизации обкаточно-тормозных стендов мотороремонтных предприятий / В.Я. Тимошенко [и др.] // Вестник БГСХА. – 2013. – № 2. – С. 144-149.

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 16.05.2018

Репозиторий БГАТУ