

УДК 630\*377

*А.М. Кочнев<sup>1</sup>, А.Н. Юшков<sup>2</sup>*<sup>1</sup>С.-Петербургский государственный лесотехнический университет им. С.М. Кирова<sup>2</sup>Сыктывкарский лесной институт

Кочнев Александр Михайлович родился в 1958 г., окончил в 1981 г. Ленинградскую лесотехническую академию, доктор технических наук, профессор кафедры технологии лесозаготовительных производств С.-Петербургского государственного лесотехнического университета им. С.М. Кирова, чл.-корр. РАЕН, академик МАН ВШ, почетный машиностроитель. Имеет более 110 печатных работ в области исследования и повышения технического уровня и эксплуатационной эффективности лесосечных машин.

E-mail: 777tcm@mail.ru



Юшков Александр Николаевич родился в 1966 г., окончил в 1993 г. С.-Петербургскую лесотехническую академию, кандидат технических наук, декан лесотранспортного факультета Сыктывкарского лесного института. Имеет более 20 печатных работ в области исследования эффективности лесозаготовительных машин.

E-mail: alexandryushkov209@rambler.ru



## МЕТОДОЛОГИЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЯГОВОГО КПД КОЛЕСНОГО ТРЕЛЕВОЧНОГО ТРАКТОРА

Предложена методология определения тягового КПД с учетом производственных условий и характера взаимодействия машины с предметом труда, который является одним из основных показателей оценки эксплуатационной эффективности работы трелевочного трактора.

*Ключевые слова:* лесосека, трелевочный трактор, тяговый КПД.

Для решения некоторых инженерных задач лесозаготовительного производства необходимо разработать методологию определения показателей оценки тяговых, скоростных и сцепных свойств трелевочной системы, работающей в производственных условиях. Предложенная методология прогнозирования эксплуатационной эффективности работы гусеничного трелевочного трактора с механической трансмиссией базируется на тяговом коэффициенте полезного действия (КПД) трактора [5]. Исследователи сельскохозяйственных тракторов и машин руководствуются ГОСТ 7057–81 «Тракторы сельскохозяйственные (методы испытаний)», в котором регламентируется условный тяговый КПД трактора по передачам  $\eta_{у.т}$ , определяемый по формуле

$$\eta_{у.т} = \frac{N_{кр}^{\max}}{N_e^{\max}}, \quad (1)$$

где  $N_{кр}^{\max}$  – максимальная тяговая мощность на данной передаче;

$N_e^{\max}$  – максимальная мощность двигателя, определяемая из регуляторной характеристики по данным испытаний.

В редакции указанного стандарта  $N_e^{\max}$  рекомендуется определять как среднюю арифметическую величину по результатам испытаний в регламентированных условиях с оформлением регуляторных и нагрузочных характеристик. Однако максимальная и среднеарифметическая мощности разные. Показатели работы трактора определяются методом торможения хвостовика вала отбора мощности (ВОМ) на неподвижной машине. Определение максимальной мощности на ВОМ проводят при регламентированной предприятием-изготовителем трактора частоте вращения коленчатого вала двигателя и положении органа управления регулятором частоты вращения, соответствующим полной подаче топлива. Если трактор не имеет ВОМ или ВОМ не предназначен для передачи максимальной мощности, то допускается определять показатели работы двигателя, снятого с трактора, на тормозном стенде.

Отечественное лесное тракторостроение характеризуется многомарочным и мелкосерийным производством, поэтому не все рекомендации стандарта для сельскохозяйственных тракторов

пригодны. Например, отечественные трелевочные тракторы не имеют ВОМ, а тормозных стенов в стране единицы. Кроме того, условия лесозаготовок чрезвычайно разнообразны.

Тяговые показатели определяются нагружением движущегося трактора силой, приложенной к тягово-сцепному устройству. В стандарте регламентирована структура и состояние механизмов и оборудования, почвенно-грунтовый фон и опорная поверхность, режимы нагружения трактора. Например, максимальная тяговая мощность, определяемая на треке, должна быть измерена не менее чем на шести передачах. Длина мерного участка должна быть не менее 60 м. ГОСТ 7057–81 для испытания колесных тракторов рекомендует три фона: асфальт (бетон), стерня колосовых и поле, подготовленное под посев.

Следует отметить важность использования тягового КПД в разработке теории сельскохозяйственных тракторов. Ученые головного тракторного института страны (СЗФ НАТИ) оценивают потенциальные скоростные свойства гусеничных и колесных машин, оптимизируют энергонасыщенность машины по тяговому КПД без разделения по передачам [1]. Анализ сложившейся ситуации убеждает в необходимости разработки методологии определения и прогнозирования тягового КПД для колесного трелевочного трактора.

В последней четверти XX в. проводились интенсивные исследовательские испытания тягово-сцепных и эксплуатационных свойств различных гусеничных и колесных трелевочных тракторов в полигонных и производственных условиях. Наиболее интенсивные исследовательские испытания лесосечных машин проводили сотрудники СПб ГЛТА и СЗФ НАТИ [2, 4, 7, 8]. Все исследовательские испытания проводились с применением электроизмерительных приборов, мобильных измерительных комплексов, ряд которых запатентован, теории вероятности и случайных функций, разработанной теории эксперимента.

На основе системного подхода предложен и доказан ряд важных научных положений. Например, на конкретной передаче стабильны коэффициенты загрузки двигателя крутящим моментом, использования частоты вращения коленчатого вала, загрузки двигателя по мощности. Так, при трелевке пачки древесины гусеничными тракторами Онежского тракторного завода на третьей передаче по производственному волоку с резко пересеченным рельефом коэффициент загрузки двигателя по мощности в различных лесных регионах составляет  $0,70 \pm 0,05$ , а при трелевке по волоку-полигону –  $0,75 \pm 0,05$ . Это объясняется динамическими свойствами трелевочной системы и свойствами опорной поверхности трелевочного волока. Аналогичные исследования были проведены и опубликованы в печати В.Н. Болтинским [6] применительно к колесным и гусеничным тракторам сельскохозяйственного назначения. Следовательно, принимать в формуле тягового КПД максимальный крутящий момент из скоростной характеристики двигателя, как и крутящий момент, измеренный в статике на ВОМ, нецелесообразно, так как это не отражает реальных режимов работы двигателя в производственных условиях, прежде всего для трелевочных тракторов. Колесный трелевочный трактор имеет гидромеханическую трансмиссию (ГМТ) и ряд других особенностей моторно-трансмиссионной установки, но методики определения тягового КПД не существует.

Достоверность экспериментальных исследований определяется обоснованием выбора электроизмерительного оборудования, методикой, условиями эксплуатации, организацией работ [5]. Трелевочный трактор работает в чрезвычайно сложных производственных условиях. Например, физико-механические свойства почво-грунта, макро- и микронеровности волока изменяются довольно часто и в широком диапазоне. Поэтому информацию для определения тягового КПД трелевочного трактора целесообразно получать в условиях, приближенных к его эксплуатации.

Методы первичной и математической обработки результатов экспериментальных исследований лесосечных машин определяются задачами исследования, характером процессов, протекающих в системах и механизмах машины, а также возможностями электроизмерительного оборудования. В работе [3] подробно изложены методы первичной и математической обработки, применяемые при исследовании машин и оборудования различного назначения. В практике исследования тягово-скоростных и сцепных свойств лесосечных машин и энергоемкости выполняемых ими операций обычно применяют электроизмерительное оборудование, состоящее из серийных приборов и позволяющее проводить длительные и надежные измерения и регистрацию процессов с допустимой относительной погрешностью [3], и методы обработки для получения законов распределения процессов и их статистики или методы случайных функций с характеристиками, например корреляционные функции.

Регламентируемая стандартом длина мерного участка не менее 60 м при исследовании сельскохозяйственного трактора не имеет математического обоснования и не пригодна для исследования трелевочных тракторов. Уже длительное время исследователи лесосечных машин для обоснования длительности эксперимента или длины мерного участка волокна применяют методы математической статистики [5]. Методы базируются на определении коэффициента вариации или степени изменчивости процесса, определяемого как статистика закона распределения, шага квантования процесса, принятых вероятности и допустимой ошибке. Шаг квантования определяется по времени минимального периода изменения процесса и числа отсчетов на периоде. Крутящий момент, передаваемый трансмиссией лесосечной машины, имеет время оптимального периода около 1 с. На этом периоде рекомендуется принимать два отсчета, т.е. шаг квантования  $\tau = 0,5$  с. Рекомендуется принимать: вероятность – 0,95, допустимая ошибка – 0,05. В монографии А.К. Митропольского [9] приведены таблица и номограмма, позволяющие для различных коэффициентов вариации определять необходимое число отсчетов. При коэффициенте вариации более 10 % для принятого шага квантования, вероятности и допустимой ошибки по таблице определяем необходимое число отсчетов, оно равно 384. При скорости трактора 3,6 км/ч длина мерного участка должна быть не менее 192 м.

Число опытов, или число экспериментальных рейсов по трассе волокна, определяет затраты времени рейса и трудовых ресурсов. Существует несколько методик определения числа опытов в эксперименте, но в исследовании лесосечных машин часто применяют метод, в основе которого принято нормальное распределение ошибки измерения. Разработана таблица [3], по которой при принятой допустимой ошибке и заданной надежности определяется число измерений. Например, при допустимой ошибке 3 и заданной надежности 0,9 достаточно выполнить два экспериментальных рейса по трассе волокна. Теорию эксперимента целесообразно использовать при обосновании максимального шага квантования и масштаба записи процесса с учетом свойств регистратора.

В формуле (1) числитель рассматривается как максимальная тяговая мощность на данной передаче. Такое определение тяговой мощности не вполне корректно, так как мощность определяется как

$$N = M\omega, \quad (2)$$

где  $M$  – крутящий момент, Н·м;

$\omega$  – частота вращения, с<sup>-1</sup>.

Силы сопротивления движению трелевочной системы формируют касательную силу тяги  $P_k$  и крутящий момент  $M_k$ , под воздействием которых изменяется частота вращения валов  $\omega$ , а следовательно, и мощность на ведущих колесах. Эти процессы имеют случайный характер. Наиболее полную информацию о характере изменения этих показателей можно получить методами теории вероятности с определением законов распределения для функции плотности вероятности показателей и их статистик.

Многолетние исследования колесных и гусеничных трелевочных тракторов в полигонных и производственных условиях подтвердили, что законы распределения частоты вращения коленчатого вала двигателя  $n_e$ , коэффициента сопротивления движению трелевочной системы  $\psi$ , касательной силы тяги  $P_k$ , крутящего момента на ведущих колесах  $M_k$ , мощности  $N$  подчиняются нормальному или близко к нормальному закону распределения [3, 5, 7]. При нормальном распределении функции вероятности, например,  $n_e$  можно записать как

$$f_{(n_e)} = \frac{1}{\sigma_{n_e} \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(n_e - \overline{M_{n_e}})^2}{2\sigma_{n_e}^2}}, \quad (3)$$

где  $n_e$  – случайное (вероятное) значение частоты вращения коленчатого вала двигателя;

$\sigma_{n_e}$  – среднеквадратическое отклонение частоты вращения коленчатого вала двигателя;

$\overline{M_{n_e}}$  – математическое ожидание частоты вращения коленчатого вала.

Формула (3) позволяет определять текущее значение параметра, в данном случае  $n_e$ , а также диапазон разброса его значений. Для нормального закона распределения справедливо правило  $3\sigma$ , т.е. справедливы следующие закономерности: 68,26 % случайных значений заключено в интервале  $\overline{M_{n_e}} \pm \sigma_{n_e}$ ; 95,45 % – в интервале  $\overline{M_{n_e}} \pm 2\sigma_{n_e}$ ; 99,73 % – в интервале  $\overline{M_{n_e}} \pm 3\sigma_{n_e}$ .

Следовательно, практически вся сумма реализации случайной величины находится в интервале  $\overline{M}_{n_e} \pm 3\overline{\sigma}_{n_e}$ .

Исследователи эксплуатационных режимов гусеничных трелевочных тракторов ввели коэффициент использования частоты вращения:

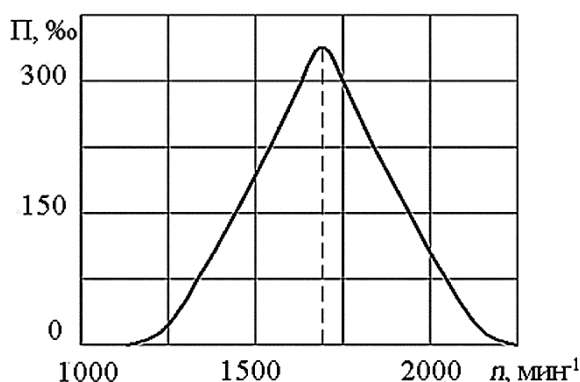
$$K_n = \frac{\overline{n_e}}{n_{eH}}, \quad (4)$$

где  $\overline{n_e}$  – математическое ожидание частоты вращения коленчатого вала;

$n_{eH}$  – частота вращения коленчатого вала при максимальной мощности.

Плотность распределения частоты вращения коленчатого вала (рис. 1) показывает, что  $K_n$  для колесного трелевочного трактора с ГМТ за грузовой ход составляет 0,76. Это незначительно отличается от значений  $K_n$ , полученных для гусеничного трелевочного трактора [2, 7]. Максимальное значение  $n_e = \overline{M}_{n_e} \pm 3\overline{\sigma}_{n_e}$  ориентировочно равно максимальному значению  $n_{eH}$ , после чего срабатывает ограничитель максимальной частоты вращения всережимного регулятора двигателя.

Рис. 1. Плотность распределения ( $\Pi$ ) частоты вращения  $n$  коленчатого вала двигателя трактора ТКЛ-4-01 (грузовой ход;  $Q_n = 6 \text{ м}^3$ ;  $\overline{M}_n = 1603 \text{ мин}^{-1}$ ;  $\overline{\sigma}_n = 160 \text{ мин}^{-1}$ ;  $n_{\max} = \overline{M}_n + \overline{\sigma}_n$ )



Под воздействием свойств волокна формируется касательная сила тяги, крутящий момент на ведущих колесах и нагрузка двигателя, которая оценивается коэффициентом загрузки двигателя крутящим моментом [5]:

$$R_3 = \frac{\overline{M_c}}{M_{eH}}, \quad (5)$$

где  $\overline{M_c}$  – математическое ожидание длительно действующего момента сопротивления;

$M_{eH}$  – номинальный крутящий момент двигателя при расчетной (номинальной) мощности  $N_{eH}$ .

В работе [10] тяговый КПД рекомендуется определять следующим образом:

$$\eta_T = \frac{N_{кр}}{N_e}, \quad (6)$$

где  $N_e$  – затраты мощности на обслуживание систем трактора и условий труда оператора.

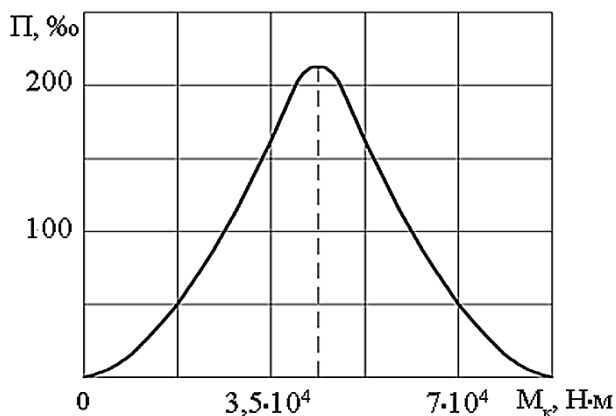
Ознакомление с исследованиями гусеничных и колесных трелевочных тракторов [2, 7] показало, что математическое ожидание и среднее квадратическое отклонение значений крутящего момента изменяются в широком диапазоне. В качестве примера на рис. 2 приведена плотность распределения крутящего момента, которая показывает, что даже в относительно «спокойных» условиях трелевки  $\overline{\sigma}_{M,K}$  имеет большое значение. В формуле (2) для определения мощности в киловаттах надо заменить 1 мин на  $0,105 \text{ с}^{-1}$ , тогда

$$N_e = 0,105 M_{n_e}. \quad (7)$$

В формуле (1) при определении  $\eta_{yT}$  рекомендуется применять максимальную тяговую мощность по данной машине ( $N_{кр}^{\max}$ ), а максимальную мощность двигателя брать из его регуляторной характеристики. Однако здесь есть некоторая

неопределенность. Мощность, передаваемая трансмиссией, и тяговая мощность подчиняются нормальным законам распределения (рис. 3).

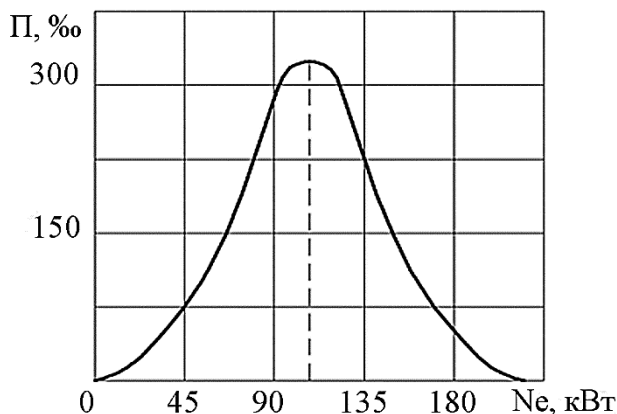
Рис. 2. Плотность распределения (П) крутящего момента на ведущих колесах трактора ТКЛ-4-01 (грузовой ход;  $Q_n = 6 \text{ м}^3$ ;  $\overline{M_{м.к}} = 4,38 \cdot 10^4 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;  $\sigma_{м.к} = 1,44 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;  $M_{\max} = \overline{M_k} + \sigma_m$



При нормальном законе максимальная мощность  $N_{\max} = \overline{M_n} + 3\sigma_n$ . На рис. 3 имеем  $N_{\max} = 152 \text{ кВт}$ , это несколько больше максимальной мощности, взятой с регуляторной характеристики, но она в процессе грузового хода трактора теоретически возникает. На графиках плотности распределения тяговой мощности еще сложнее определить  $N_{\text{кр}}^{\max}$ , следовательно, можно получить ошибочное значение  $\eta_{у.т}$ . Видимо, регламентированная методика определения  $\eta_{у.т}$  для сельскохозяйственных тракторов требует уточнения на основании исследовательских испытаний колесных трелевочных тракторов в производственных условиях.

Квалифицированное решение этой неопределенности возможно с применением современных измерительных комплексов, обеспечивающих высокую достоверность измерения показателей и процессов, а также их первичную математическую обработку. Наибольшую достоверность величины мощности, передаваемой трансмиссией колесного трелевочного трактора ТКЛ-4-01, можно

Рис. 3. Плотность распределения (П) мощности, передаваемой трансмиссией трактора ТКЛ-4-01 (грузовой ход;  $Q_n = 6 \text{ м}^3$ ;  $\overline{N_e} = 110 \text{ кВт}$ ;  $\sigma_{N_e} = 14,1 \text{ кВт}$ ;  $N_e^{\max} = \overline{N_e} + \sigma_{N_e} = 152,1 \text{ кВт}$ )



получить при измерении крутящего момента, передаваемого карданной передачей, и частот вращения турбинного и насосного колес с измерением одновременно всех ординат через  $0,5 \text{ с}$  ( $\tau = 0,5 \text{ с}$ ). По результатам измерений определяют закон плотности вероятности мощности при выполнении грузового и холостого ходов. По статистикам распределения определяют крюковую мощность (только не максимальную, а математическое ожидание). Тогда

$$\eta_{у.т} = \frac{N_{\text{кр}}}{N_e^{\max}} \quad (8)$$

Исследователи сельскохозяйственных тракторов определяют тяговый КПД трактора не по передачам [1, 10]:

$$\eta_t = \eta_m \eta_f \eta_\delta \quad (9)$$

где  $\eta_m$  – КПД, учитывающий механические потери;

$\eta_f$  – КПД, учитывающий потери на перекачивание трактора;

$\eta_\delta$  – К.П.Д., учитывающий потери мощности вследствие буксования.

Таким образом, формула (9) не содержит членов с максимальными значениями.

Эксплуатация трелевочного трактора в условиях различной сложности, вероятно будет сопровождаться определенным отличием значений от тягового КПД, полученного в исследовательских испытаниях. Современный мобильный измерительный комплекс, установленный на трактор, позволяет получать необходимый объем экспериментального материала при минимальных времени и трудозатратах по всем трассам лесосеки с характерными природными, почвенно-грунтовыми и рельефными условиями.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Агафонов К.П. Оптимизация удельной мощности трактора по тяговому КПД. М.: Механизация и электрификация сельского хозяйства. 1981. № 1. С. 36–38.
2. Анисимов Г.М., Кочнев А.М. Основные направления повышения эксплуатационной эффективности гусеничных трелевочных тракторов. СПб.: Изд-во СПб ГТУ, 2007. 456 с.
3. Анисимов Г.М., Кочнев А.М. Основы научных исследований лесных машин. СПб.: Лань, 2010. 428 с.
4. Анисимов Г.М. Учебно-методическая и научная деятельность кафедры лесных гусеничных и колесных машин. СПб.: Изд-во СПб ГТУ, 2011. 204 с.
5. Анисимов Г.М. Эксплуатационная эффективность трелевочных тракторов. М.: Лесн. пром-сть, 1990. 208 с.
6. Болтинский В.П. Работа тракторного двигателя при неустановившейся нагрузке. М.: Сельхозгиз, 1949. 216 с.
7. Кочнев А.М. Рабочие режимы отечественных колесных трелевочных тракторов. СПб.: Изд-во СПб ГТУ, 2008. 520 с.
8. Кочнев А.М. Теория движения колесных трелевочных систем. СПб.: Изд-во СПб ГТУ, 2007. 610 с.
9. Митропольский А.К. Техника статистических исчислений. М.: Наука, 1971. 576 с.
10. Скотников В.А., Машенский А.А., Солонский А.С. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. М.: Агропромиздат, 1986. 284 с.

Поступила 25.06.12

*A.M. Kochnev<sup>1</sup>, A.N. Yushkov<sup>2</sup>*

<sup>1</sup>St. Petersburg State Forest Technical University named after S.M. Kirov

<sup>2</sup>Syktuykar Forest Institute

#### **Methodology for Estimating Tractive Efficiency of a Wheeled Skidder**

The article presents a methodology for estimating tractive efficiency taking into account working environment and nature of the machine-to-product interaction, which is one of the key assessment indicators for the operational efficiency of a skidder.

*Key words:* stump area, tracked skidder, tractive efficiency.