

УДК 630.377

ОБОСНОВАНИЕ МЕТОДОВ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ОЦЕНКИ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОЛЕСНОГО ТРЕЛЕВОЧНОГО ТРАКТОРА

© А.М. Кочнев¹, д-р техн. наук, проф.А.Н. Юшков², канд. техн. наук, декан¹С.-Петербургский государственный лесотехнический университет им. С.М. Кирова, Институтский пер., 5, г. С.-Петербург, Россия, 194021; e-mail: 777tcm@mail.ru²Сыктывкарский лесной институт, ул. Ленина, 39, г. Сыктывкар, Республика Коми, Россия, 167982; e-mail: lft2@mail.ru

Целью исследований является обоснование методов определения показателей оценки эксплуатационной эффективности отечественных колесных тракторов с гидромеханической трансмиссией. Задачи исследований включают: анализ существующих показателей оценки эксплуатационной эффективности работы гусеничных трелевочных тракторов; анализ показателей оценки эффективности работы тракторов сельскохозяйственного и промышленного назначения; анализ конструктивных особенностей колесных трелевочных тракторов с гидромеханической трансмиссией; анализ существующих теоретических положений взаимодействия лесотранспортных машин с предметом труда и волоком с последующим обоснованием новых показателей оценки их эксплуатационной эффективности. Установлена связь тягового коэффициента полезного действия колесного трелевочного трактора с режимами его работы. Предложено учитывать в общем коэффициенте сопротивления движению трелевочной системы коэффициент сопротивления ее повороту. Предложен новый показатель оценки эксплуатационной эффективности колесных трелевочных тракторов с гидромеханической трансмиссией, представляющий собой произведение тягового коэффициента полезного действия трактора на коэффициент загрузки двигателя по мощности.

Ключевые слова: лесосека, трелевочный трактор, тяговый коэффициент полезного действия.

Эффективность лесозаготовительного производства во многом определяется эксплуатационной эффективностью работы трелевочных тракторов, которая оценивается следующим набором показателей: производительность машины, удельные энергозатраты, нагруженность конструкции и др. Доказано [1], что в лесозаготовительном производстве наиболее энергоемкими процессами являются транспортные операции, поглощающие большую часть энергии. Разработаны и опубликованы показатели и методы прогнозирования показателей оценки эксплуатационной эффективности работы гусеничных трелевочных тракторов [1]. Колесный трелевочный трактор отличается от гусеничного наличием в трансмиссии гидротрансформатора, коэффициент полезного действия (кпд) которого изменяется довольно часто и в широком диапазоне. Цель исследования состоит в обосновании методов определения показателей оценки эксплуатационной эффективности отечественных колесных трелевочных тракторов Онежского тракторного завода, имеющих гидромеханическую трансмиссию.

Базовым показателем в исследовании служит тяговый коэффициент полезного действия – η_t . В ГОСТ 7057–81 «Тракторы сельскохозяйственные. Методы испытаний» регламентирован условный тяговый кпд трактора – $\eta_{ту}$, т. е. кпд по передачам, определяемый по [7]:

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

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

N_e^{\max} – максимальная мощность двигателя.

Следует отметить, что несколько «размыто» определение $N_{кр}^{\max}$. Тяговая мощность – случайный показатель, определяемый законом плотности распределения, следовательно, его максимальное значение может быть значительно больше N_e^{\max} . Поэтому в работах по исследованию сельскохозяйственных тракторов, монографиях и учебниках по тракторам различного назначения используют тяговый кпд без деления по передачам [4, 9, 11, 13]:

$$\eta_T = \frac{N_{кр}}{N_e}, \quad (2)$$

где $N_{кр}$ – крюковая мощность;

N_e – мощность двигателя, идущая на создание тягового усилия.

В ряде учебников и монографий тяговый КПД трактора с механической трансмиссией представлен произведением КПД, которое применительно к колесному трелевочному трактору с гидромеханической трансмиссией можно трансформировать в следующее выражение:

$$\eta_T = \eta_{гмт} \eta_\delta \eta_f = \eta_{гмт} (1 - \delta) \frac{P_{кр}}{P_k}; \quad (3)$$

где $\eta_{гмт}$ – КПД, учитывающий гидромеханические потери в трансмиссии,

$$\eta_{гмт} = \eta_{гт} \eta_{мт};$$

$\eta_{гт}$ – КПД, учитывающий потери в гидротрансформаторе;

$\eta_{мт}$ – КПД, учитывающий механические потери в трансмиссии;

η_δ – КПД, учитывающий потери на буксование ведущих колес;

η_f – КПД, учитывающий потери на качение трактора;

δ – буксование движителя;

$P_{кр}$ – крюковая сила тяги;

P_k – касательная сила тяги.

В опубликованных работах [4, 9, 11, 13] приводится обширная информация по значениям тягового КПД, полученным при экспериментальных исследованиях тракторов различного назначения с механическими и гидромеханическими трансмиссиями, но не устанавливается связь с режимами работы машины. В работе [9] рекомендуется для предварительных расчетов промышленных тракторов принимать $\eta_T = 0,75 \dots 0,80$, значением которого можно считать явно завышенным, так как максимальная касательная сила тяги этих тракторов достигается при буксовании ($\delta = 20\%$). Следовательно,

$$\eta_\delta = 1 - \delta. \quad (4)$$

Механические потери в механических силовых передачах $\eta_{мт}$ гидромеханических трансмиссий трелевочных тракторов принято считать постоянными для холостого и грузового ходов [8]. Значения $\eta_{мт}$, рассчитанные по рекомендациям, приведенным в работе [4], составляют 0,87. Отметим, что в справочном пособии по трансмиссии промышленных тракторов КПД силовых передач также принимают условно постоянным во всем диапазоне тяговых усилий [9].

Отличие от $\eta_{мт}$ КПД гидротрансформатора $\eta_{гт}$ изменяется в очень широком диапазоне, и пока исследователи колесных трелевочных тракторов с гидромеханическими трансмиссиями не уделяют достаточного внимания диапазону изменения $\eta_{гт}$ [11]. Нет публикаций по исследованию и методологии прогнозирования значений $\eta_{гт}$, что можно объяснить сложностью математического моделирования случайных факторов, воздействующих на гидротрансформатор.

Аналогичная ситуация встречается и в академической науке. Лауреат нобелевской премии академик П.Л. Капица отмечал [10], что необходимо обратить внимание на несколько важных задач, для которых следует иметь строгое теоретическое решение, но они сложны и «их приходится решать грубым эмпирическим или полуэмпирическим путем».

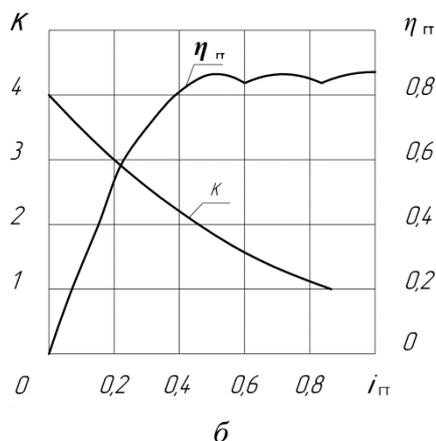
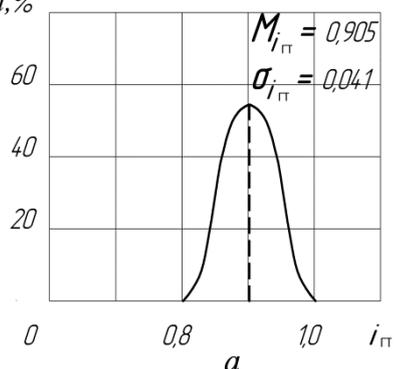
Следовательно, изучить динамику изменения $\eta_{гт}$ при работе трактора в производственных условиях пока возможно только эмпирическим путем.

Современные электроизмерительные средства и методы обработки экспериментального материала позволяют получать необходимую информацию о работе гидротрансформатора, включая и оценку $\eta_{гт}$. Для этого в аналоговый измерительный преобразователь (АИП) измерительного комплекса [2] вводят характеристики реального гидротрансформатора гидромеханической трансмиссии трактора [9], представленные на рисунке, через интервал времени, т. е. через шаг квантования τ . Например, через $\tau = 0,5$ с измеряют и вводят в АИП частоты вращения насосного ω_n и турбинного ω_t колес или, если более точно, число оборотов насосного n_n и турбинного n_t колес.

Для каждого τ по ω_n (n_n) и ω_t (n_t) определяют кинематическое передаточное отношение $i_{гт}$, по которому находят $\eta_{гт}$. Для статистического ряда $\eta_{гт}$ в целом за грузовой ход или по передачам в АИП рассчитывают выравнивающие частоты и

статистики распределения, включая математическое ожидание ($M_{i_{гт}}$), среднеквадратическое отклонение ($\sigma_{i_{гт}}$), коэффициент $n, \%$ вариации процесса и др.

Кривая плотности распределения (а) кинематического передаточного отношения комплексного четырехколесного гидротрансформатора Научного автотракторного института в целом за грузовой ход и его безразмерная характеристика (б): K – коэффициент трансформации



На рисунке *а* приведена кривая плотности распределения $i_{гт}$, полученная при трелевке пачки древесины объемом 6 м^3 трактором ТКЛ-4-01 по летнему волоку. В теории вероятности [12] рекомендуется при расчете выравнивающих частот крайние уровни статического ряда с числом отсчетов менее пяти объединять, так как они появляются редко и имеют малое удельное влияние в генеральной совокупности. Это важно учитывать при расчете выравнивающих частот плотности распределения кинематического передаточного отношения гидротрансформатора, так как, например, при трогании с места трелевочной системы $i_{гт}$ и $\eta_{гт}$ весьма малы, но такие расчеты возникают редко. Критерий нормального распределения состоит в том, что мера косости α и мера крутости β в этом ряду равны нулю: $\alpha = \beta = 0$. В монографии [3] допускается понятие распределения, близкое к нормальному, когда α и β незначительно отличаются от нуля [3]. Для нормального закона распределения справедливы закономерности: 68,20 % случайных закономерностей заключено в интервале $M_i \pm \delta_i$; 95,45 % – в интервале $M_i \pm 2\delta_i$; 99,75 % – в интервале $M_i \pm 3\delta_i$.

На рисунке *б* в этом диапазоне среднее значение $\eta_{гт} = 0,84$. На кривой плотности распределения (см. рисунок *а*) $i_{гт} = M_i \pm 3\delta_i$ находится в диапазоне $i_{гт} = 0,79 \dots 1,03$. Следовательно, за все время грузового хода (99,73 %) гидротрансформатор работает при $\eta_{гт} = 0,84$. Следует отметить, что с увеличением нагрузки на турбинном колесе, которое сопровождается увеличением K до 2,0 и снижением $i_{гт}$ до 0,5, $\eta_{гт}$ практически не снижается. Это очень важное свойство данного типа гидротрансформатора.

В государственных стандартах [6, 7] записано, что буксование δ для каждого движителя предлагается определять по формулам

$$\delta = \left(1 - \frac{n'_0}{n_0}\right) 100 \% \text{ или } \delta = \frac{v_x - v_n}{v_x} 100 \%, \quad (5)$$

где n'_0, n_0 – частота вращения ведущего колеса соответственно при движении трактора без нагрузки и с нагрузкой на крюке при одной и той же

длине гона;

v_x, v_n – скорость холостого хода трактора (без нагрузки) и с нагрузкой при одной и той же частоте вращения вала двигателя.

Следует отметить, что в процессе трелевки пачки древесины по конкретному волоку η_δ изменяется незначительно [1, 11].

Члены $P_{кр}$ и P_k последнего сомножителя в выражении (3) определяют экспериментально или прогнозируют [1, 11]. Крюковую силу тяги $P_{кр}$ находят как произведение веса пачки древесины (Q, H), на условный коэффициент сопротивления ее движению ($\psi_{ук}$):

$$P_{кр} = Q\psi_{ук}. \quad (6)$$

Обычно трелевочный волок имеет небольшой уклон в грузовом направлении и большой в порожнем. Тогда

$$\psi_{ук} = f_{ук} \pm i, \quad (7)$$

где $f_{ук}$ – коэффициент сопротивления движению пачки древесины на горизонтальном участке волока;

i – уклон волока.

Коэффициент $f_{ук}$ отражает потери энергии, возникающие при произвольном движении по волоку, включая коэффициент сопротивления повороту f_n . Традиционно $f_{ук}$ определяют при измерении и регистрации крутящего момента в трансмиссии при грузовом $M_{кр}^r$ и холостом ходе $M_{кр}^x$:

$$f_{ук} = \frac{M_{кр}^r - M_{кр}^x}{Qr_d} i_{y,t} \eta_{y,t}, \quad (8)$$

где r_d – динамический радиус ведущего колеса;

$i_{y,t}$ – передаточное число участка трансмиссии;

$\eta_{y,t}$ – КПД участка трансмиссии.

В большинстве современных отечественных колесных трелевочных тракторов $M_{кр}^r$ и $M_{кр}^x$ целесообразно измерять на карданной передаче после турбинного колеса гидротрансформатора.

В теории лесотранспортных машин под суммарным коэффициентом сопротивления движению f_d понимают коэффициент сопротивления качению f_k машины [8, 11]. Это понятие перешло из теории автомобиля, который в основном совершает прямолинейное движение. Колесные и гусеничные тракторы при трелевке пачки по волоку до 70 % времени находятся в режиме поворота [1, 11], когда коэффициент сопротивления повороту f_n значительно превосходит f_k . Поэтому структуру f_d представим в виде

$$f_d = f_k + f_n + f_c, \quad (9)$$

где f_c – коэффициент сопротивления скольжению древесины по почвогрунту волока.

Касательная сила тяги в теории лесотранспортных машин [5]

$$P_k = (G + Q)\psi, \quad (10)$$

где G – вес трелевочного трактора;

ψ – суммарный коэффициент сопротивления движению трелевочной системы.

Многочисленные исследования эксплуатационных режимов трелевочных тракторов в производственных условиях подтверждают, что кривые распределения плотности вероятности P_k и $P_{кр}$ имеют нормальный или близкий к нормальному закон распределения [1, 11]. Исследовательские испытания трелевочных тракторов, выполненные сотрудниками СПб ГЛТА показали, что плотность вероятности $P_{кр}$ подчиняется нормальному закону [5]. Тогда выражение (3) для колесного трелевочного трактора с гидромеханической трансмиссией

$$\eta_{\text{тр}} = \eta_{\text{гмт}} \eta_{\delta} \left(\frac{\frac{1}{\delta P_{\text{кр}} \sqrt{2\pi}} e^{\frac{(P_{\text{кр}} - MP_{\text{кр}})^2}{2\delta P_{\text{кр}}^2}}}{\frac{1}{\delta P_{\text{к}} \sqrt{2\pi}} e^{\frac{(P_{\text{к}} - MP_{\text{к}})^2}{2\delta P_{\text{к}}^2}}}} \right). \quad (11)$$

Установлено [1], что эксплуатационная эффективность работы трелевочного трактора, кроме тягового КПД, еще зависит от степени использования мощности двигателя. По ГОСТ 7057–81 [7] энергетические возможности трактора для обеспечения работы агрегатируемой машины оценивают по степени использования мощности двигателя λ , определяемой по следующей формуле:

$$\lambda = \frac{N_e^{\text{исп}}}{N_e^{\text{max}}}, \quad (12)$$

где $N_e^{\text{исп}}$ – мощность, используемая для выполнения операции;

N_e^{max} – максимальная мощность двигателя.

Здесь имеется некоторая несогласованность, так как мощность есть энергия в единицу времени. В монографии [1] по результатам исследования гусеничных трелевочных тракторов введено понятие коэффициента загрузки двигателя по мощности:

$$K_N = \frac{N_e}{N_{eH}}, \quad (13)$$

где N_e – математическое ожидание мощности двигателя при выполнении операции;

N_{eH} – максимальная мощность двигателя по внешней скоростной характеристике.

Длительные исследовательские испытания серийных и опытных образцов отечественных колесных трелевочных тракторов с гидромеханическими трансмиссиями в различных производственных условиях показали стабильность коэффициента загрузки K_N двигателя по мощности на рабочих передачах. Трелевка пачки древесины трелевочным трактором ТКЛ-4-01 в производственных условиях с пересеченным рельефом местности показала, что коэффициент загрузки для первой, второй и третьей передач составляет соответственно $0,65 \pm 0,05$; $0,75 \pm 0,05$ и $0,85 \pm 0,05$. Изменение производственных условий, энергонасыщенности трактора и рейсовой нагрузки приводит к изменению K_N , но обычно его значения не выходят за указанные пределы.

Предлагается оценивать эксплуатационную эффективность колесного трелевочного трактора с гидромеханической трансмиссией коэффициентом эксплуатационной эффективности:

$$\eta_{\text{э}} = \eta_{\text{т}} K_N. \quad (14)$$

Дальнейшие теоретические и экспериментальные исследования показали, что $\eta_{\text{э}}$ является единственным показателем эксплуатационной эффективности работы колесного трелевочного трактора с гидромеханической трансмиссией, при максимальном значении которого достигается максимальная транспортная производительность трактора при минимальной энергоемкости процесса трелевки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Анисимов Г.М. Эксплуатационная эффективность трелевочных тракторов: моногр. М.: Лесн. пром-сть, 1990. 208 с.
2. Анисимов Г.М. Учебно-методологическая и научная деятельность кафедры лесных гусеничных и колесных машин. СПб.: Изд-во СПбГЛТА, 2011. 204 с.
3. Венцель Е.С. Теория вероятности. М.: Наука, 1964. 576 с.
4. Гинзбург Ю.В., Швед А.И., Парфенов А.И. Промышленные тракторы. М.: Машиностроение, 1986. 294 с.
5. Гольдберг А.М., Анисимов Г.М., Галямичев В.А., Дране А.Д. Основы научных исследований. Л.: Изд-во ЛТА, 1975. 36 с.

6. ГОСТ 23734–79. Тракторы промышленные. Методы испытаний. М.: Изд-во стандартов, 1979. 31 с.
7. ГОСТ 7057–81. Тракторы сельскохозяйственные. Методы испытаний. М.: Изд-во стандартов, 1985. 25 с.
8. Зайчик М.П., Гольдберг А.М., Ерахтин Д.Д. Тяговые машины и подвижной состав лесовозных дорог. М.: Лесн. пром-сть, 1967. 712 с.
9. Злотник М.И., Кавьяров И.С. Трансмиссии современных промышленных тракторов. М.: Машиностроение, 1971. 248 с.
10. Капица П.Л. Эксперимент, теория, практика. М.: Наука, 1984. 496 с.
11. Кочнев А.М. Рабочие режимы отечественных колесных трелевочных тракторов. СПб.: Изд-ва СПбГПУ, 2008. 520 с.
12. Митропольский А.Н. Техника статистических вычислений. М.: Физматгиз, 1964. 670 с.
13. Скотников В.А., Маценский А.А., Солонский А.С. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. М.: Агропромиздат, 1986. 384 с.

Поступила 06.11.13

UDC 630.377

Substantiation of Identifying Methods of Assessment Ratings of Wheel Skidder Exploitation Efficiency

A.M. Kochnev¹, Doctor of Engineering, Professor

A.N. Yushkov², Candidate of Engineering

¹St.-Petersburg State Forest Technical University under name of S.M. Kirov, Institutsky lane, 5, Saint Petersburg, 194021, Russia; e-mail: 777tcm@mail.ru

²Syktvykar Forest Institute, Lenin str., 39, Syktvykar, Komi Republic, 167982, Russia; e-mail: ltf2@mail.ru

The purpose of research is to justification of methods for the determination of indicators to measure the operational efficiency of domestic wheeled tractors with hydromechanical transmission. Objectives of research include analysis of existing assessment indicators of operating effectiveness of the tracked skidders, analysis of indicators to measure performance for agricultural tractors and industrial purposes, the analysis of design features of wheeled skidders with hydromechanical transmission, as well as analysis of existing theoretical propositions of forest transport machines interaction with the subject of labor and portage followed by justification of new assessment indicators of their operational efficiency. The connection of the tractive efficiency factor of wheeled skidder with its operating modes. It is proposed to take into account in the overall coefficient of resistance to movement of skidding resistance coefficient to her turn. It is proposed a new evaluating indicator of the effectiveness of exploitation wheeled skidders with hydromechanical transmission, which is a multiplication of tractive efficiency factor of tractor on the load factor of the engine on capacity.

Keywords: cutting area, tracked skidder, tractive efficiency factor

REFERENCES

1. Anisimov G.M. *Ekspluatatsionnaya effektivnost' trelevochnykh traktorov* [Operational Effectiveness of Logging Vehicles]. Moscow, 1990. 208 p.
2. Anisimov G.M. *Uchebno-metodologicheskaya i nauchnaya deyatel'nost' kafedry lesnykh gusenichnykh i kolesnykh mashin* [Educational-Methodical and Scientific Activity of the Department of Forest Tracklaying and Wheeled Vehicles]. St.Petersburg, 2011. 204 p.
3. Ventsel' E.S. *Teoriya veroyatnosti* [Probability Theory]. Moscow, 1964. 576 p.
4. Ginzburg Yu.V., Shved A I., Parfenov A.I. *Promyshlennye traktory* [Industrial Tractors]. Moscow, 1986. 294 p.
5. Gol'dberg A.M., Anisimov G.M., Galyamichev V.A., Drane A.D. *Osnovy nauchnykh issledovaniy* [Basis of Scientific Researches]. Leningrad, 1975. 36 p.
6. *GOST 23734-79. Traktory promyshlennyye. Metody ispytaniy* [State Standard 23734-79. Industrial Tractors. Test Methods]. Moscow, 1979. 31 p.
7. *GOST 7057-81. Traktory sel'skokhozyaystvennyye. Metody ispytaniy* [State Standard 7057-81. Farm Tractors. Test Methods]. Moscow, 1985. 25 p.
8. Zaychik M.P., Gol'dberg A.M., Erakhtin D.D. *Tyagovye mashiny i podvizhnoy sostav lesovoznykh dorog* [Tractive Machines and Hauling Rig of Forest Roads]. Moscow, 1967. 712 p.
9. Zlotnik M.I., Kav'yarov I.S. *Transmissii sovremennykh promyshlennykh traktorov* [Gearing-System of Industrial Tractors]. Moscow, 248 p.
10. Kapitsa P.L. *Eksperiment, teoriya, praktika* [Experiment, Theory and Practice]. Moscow, 1984. 496 p.

11. Kochnev A.M. *Rabochie rezhimy otechestvennykh kolesnykh trelevochnykh traktorov* [Operating Modes of Domestic Wheeled Skidders]. St.Petersburg, 2008. 520 p.
12. Mitropol'skiy A.N. *Tekhnika statisticheskikh vychisleniy* [Static Calculation Technique]. Moscow, 1964. 670 p.
13. Skotnikov V.A., Mashchenskiy A.A., Solonskiy A.S. *Osnovy teorii i rascheta traktora i avtomobilya* [Fundamentals of the Theory and Valuation of Tractors and Vehicle]. Moscow, 1986. 384 p.

Received on November 06, 2013
