

## МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНЫХ КОЛИЧЕСТВ И ВЕЛИЧИН РАБОЧИХ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ ТРЕЛЕВОЧНОГО ТРАКТОРА С МЕХАНИЧЕСКОЙ И АВТОМАТИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЯМИ

Статья посвящена методике определения оптимальных количеств и величин рабочих передаточных чисел трелевочного трактора с механической и автоматической трансмиссиями. В качестве критерии оптимизации приняты максимум производительности ( $m^3/h$ ) и минимум удельного расхода топлива ( $kg/m^3$ ) за грузовой ход трелевочного трактора.

**Ключевые слова:** механическая трансмиссия, гидромеханическая трансмиссия, трелевочный трактор, производительность, удельный расход топлива, гидростатическая трансмиссия

Vu Hai Quan, V.D. Valyazhonkov,  
B.G. Martynov, A.V. Andronov

## METHODOLOGY FOR DETERMINING THE OPTIMUM QUANTITY AND VALUE OF OPERATING RATIOS OF THE SKIDDER WITH MECHANICAL AND AUTOMATIC TRANSMISSIONS

The article is devoted to the methodology for determining the optimum quantity and values of the working gear ratios of the skidder with mechanical and automatic transmissions. As the optimization criteria the maximum productivity ( $m^3 / h$ ) and the minimum specific fuel consumption ( $kg / m^3$ ) for the skidder cargo move are taken.

**Key words:** mechanical transmission, hydro mechanical transmission, skidder, productivity, specific fuel consumption, hydrostatic transmission.

**Введение.** Гусеничные и колесные трелевочные тракторы являются одним из важнейших средств для лесозаготовок. Цикл работы трелевочного трактора состоит из четырех основных элементов: набор пачки, грузовой ход (трелевка), сброс пачки, холостой ход (порожний ход). Самым нагруженным и энергоемким является грузовой ход, эффективность выполнения которого требует максимальной реализации тягово-мощностных показателей машины. Обеспечение этого условия связано с правильным выбором передаточного числа трансмиссии.

Выбор передаточных чисел трансмиссии должен производиться таким образом, чтобы реализовать преодоление любой из нагрузок в диапазоне от  $min$  до  $max$ , определенных данными природно-производственными условиями, и при этом обеспечить максимальную мощность на ведущих колесах (скорость движения трактора).

В ранее изданных работах [1, 2] по выбору передаточных чисел лесопромышленных тракторов часто не учитывали такие особенности работы трелевочных тракторов, как: влияние крюковой силы тяги на работу трактора; влияние буксования учитывалось только пределом по сцеплению, но не учитывалось влияние буксования на действительную скорость и мощность трактора в процессе трелевки, а также не всегда учитывался действительный характер изменения тягового сопротивления трелевочного трактора в процессе выполнения рабочего хода.

**Цель исследования.** Анализ эффективности работы трелевочных тракторов, оборудованных механической, гидромеханической и гидростатической трансмиссиями с применением критериев, более полно отражающих особенности работы трелевочных тракторов, производительности и удельного расхода топлива на кубометр стрелеванной древесины при выполнении грузового хода.

**Задача исследования:** разработка математической модели, позволяющей определить эффективность работы трелевочного трактора с учетом действительных характеристик силовой установки, гидротрансформатора, гидрообъемной передачи (регулируемого насоса и регулируемого мотора); различные объемы трелюемых пачек и характеристики грунта (сопротивление самоподвижения, максимальный коэффициент сцепления).

**Объекты исследования.** Трелевочные тракторы с механической (МТ), с гидромеханической (ГМТ) и гидростатической (ГСТ) трансмиссиями на базе основной модели семейства машин ОТЗ-Онежец-300.

Производительность грузового хода трактора ( $m^3/h$ ) рассчитывается по формуле

$$\Pi_{груз} = \frac{Q}{t_{груз}}, \quad (1)$$

где  $Q$  – объем трелюемой пачки  $\text{м}^3$ ;

$t_{\text{груз}}$  – время выполнения грузового хода, ч.

Удельный расход топлива грузового хода на  $\text{м}^3$  стрелеванной древесины ( $\text{кг}/\text{м}^3$ ) определяем по формуле

$$G_{\text{груз}} = \frac{G_T}{V_{\text{груз}}}, \quad (2)$$

где  $G_T$  – часовой расход топлива грузового хода,  $\text{кг}/\text{ч}$ .

Время грузового хода ( $t$ ) определяем по формуле

$$t_{\text{груз}} = \frac{S}{V_{\text{груз}}}, \quad (3)$$

где  $S$  – расстояние трелевки, км;

$V_{\text{груз.}}$  – скорость движения трактора при грузовом ходе,  $\text{км}/\text{ч}$ .

В общем виде скорость грузового хода ( $\text{км}/\text{ч}$ ) определяется по формуле

$$V_{\text{груз}} = \frac{3,6 \cdot N_k}{P_k}. \quad (4)$$

Как сказано выше, во время выполнения грузового хода переключение передач практически невозможно, поэтому величины скорости и часового расхода за грузовой ход можно оценить по величинам средней скорости и среднего часового расхода при выполнении процесса трелевки.

Многочисленные исследования показали, что изменение касательной силы тяги в процессе выполнения грузового хода подчиняется нормальному закону распределения, поэтому величины среднего часового расхода топлива и средней скорости за грузовой ход рассчитываются с учетом нормального закона распределения. Параметры закона распределения будут определяться природно-производственными условиями ( $f$ ,  $\phi$ ,  $Q$ ).

Средний часовой расход топлива и средняя скорость определяются по формулам:

$$\bar{G}_t = \int_{P_{k\min}}^{P_{k\max}} G_t(P_k) f(P_k) dP_k, \quad (5)$$

$$\bar{V} = \int_{P_{k\min}}^{P_{k\max}} V_k(P_k) f(P_k) dP_k, \quad (6)$$

где  $G_t(P_k)$  – функциональная зависимость часового расхода топлива от касательной силы тяги;

$V(P_k)$  – функциональная зависимость действительной скорости на колесе от касательной силы тяги.

Подынтегральные функции  $G_t(P_k)$  и  $V(P_k)$  определяются на основании тягового расчета для различных передаточных чисел [1–3].

Расчет тяговой характеристики приводится с учетом зависимости буксования от касательного тягового усилия по формуле (7) и с учетом коэффициента самоподвижения  $f$ .

Текущий коэффициент буксования определяется по формуле

$$\delta = 1 - \left( 1 - \frac{P_k}{P_{cu}^{max}} \right)^{0,1 \left( 1 + \frac{P_k}{P_{cu}^{max}} \right)}. \quad (7)$$

Плотность распределения вероятностей касательной силы тяги ( $f(P_k)$ ) находится по следующей формуле:

$$f(P_\kappa) = \frac{1}{\delta \sqrt{2\pi}} \exp \left\{ -\frac{1}{2} \left( \frac{P_\kappa - \bar{P}_\kappa}{\delta} \right)^2 \right\}. \quad (8)$$

Пределы интегрирования  $P_{\kappa,\min}$  и  $P_{\kappa,\max}$  определяются соответственно силой сопротивления передвижения машины  $P_f$  и ограничением силы тяги по сцеплению  $P_\varphi$ .  $P_f$  и  $P_\varphi$  рассчитываются для конкретных природно-производственных условий и определяются по следующим формулам:

$$P_f = (Q_1 + G) * f, \quad (9)$$

$$P_\varphi = (Q_1 + G) * \varphi, \quad (10)$$

где  $Q_1$  – вес части пачки, приходящейся на трактор, кН.

Для любого типа трансмиссии перебор рабочих передаточных чисел осуществляется при условии реализации максимальной силы тяги по сцеплению для каждой из исследуемых передач. Минимальное значение выбранного передаточного числа может быть определено по следующим формулам:

- для механической трансмиссии

$$i_{\text{раб.мин}} = \frac{1000 * r_{\text{звед.}} * P_{\text{сц}}}{M_{\text{д.мак}} * \eta_{\text{тр}}}; \quad (11)$$

- для гидромеханической трансмиссии

$$i_{\text{раб.мин}} = \frac{1000 * r_{\text{звед.}} * P_{\text{сц}}}{M_{\text{т.мак}} * \eta_{\text{тр}}}; \quad (12)$$

- для гидростатической трансмиссии

$$i_{\text{раб.мин}} = \frac{1000 * r_{\text{звед.}} * P_{\text{сц}}}{M_{\text{м.мак}} * \eta_{\text{тр}}}, \quad (13)$$

где  $M_{\text{д.мак}}$  – максимальный крутящий момент двигателя, Н/м;  
 $M_{\text{т.мак}}$  – максимальный крутящий момент на турбине трансформатора, Н/м;  
 $M_{\text{м.мак}}$  – максимальный крутящий момент на валу гидромотора, Н/м;  
 $\eta_{\text{тр}}$  – общий КПД трансмиссии;  
 $P_{\text{сц}}$  – максимальная касательная сила тяги по сцеплению, кН.

Подставив формулу скорости (6) в формулы (1), (2), получим окончательные выражения производительности и удельного расхода топлива:

$$\Pi_{\text{врз}} = \frac{Q * \int_{P_{\kappa \min}}^{P_{\kappa \max}} V_\kappa(P_\kappa) f(P_\kappa) dP_\kappa}{S}. \quad (14)$$

$$G_{\text{врз}} = \frac{G_T * S}{\int_{P_{\kappa \min}}^{P_{\kappa \max}} V_\kappa(P_\kappa) f(P_\kappa) dP_\kappa}. \quad (15)$$

**Метод исследования.** С помощью полученных формул (14), (15) проведены исследования влияния величины передаточного числа механической части трансмиссии на вышеприведенные критерии для базового трелевочного трактора Онежец-300 с тремя типами трансмиссий: механической, гидромеханической и гидростатической (двигатель Д 245-2с2:  $N_{\text{е.мак}} = 90$  кВт при  $n=2200$  мин<sup>-1</sup>, эксплуатационный вес 121 кН).

Исследование выполнено для всего диапазона природно-производственных условий (см. табл.). Объем трелюемой пачки, согласно рекомендации производителя, – 10 м<sup>3</sup> для первой и второй категорий грунтов и 6 м<sup>3</sup> – для третьей категории грунтов (по ограничению силы тяги по сцеплению). При исследовании приня-

ты угол наклона рельефа  $\alpha=10^\circ$  и коэффициент сопротивления волочения пачки  $f_{\text{вол}}=0,8$  для всех категорий грунтов.

**Показатели, характеризующие природно-производственные условия**

Категория грунтов	Показатели		
	$f$	$\phi$	$Q (m^3)$
Первая	0,1	0,8	10
Вторая	0,2	0,7	10
Третья	0,25	0,6	6

Результаты исследований по всем категориям грунтов представлены: для механической трансмиссии на рисунке 1, для гидромеханической трансмиссии на рисунке 2 и для гидростатической трансмиссии на рисунке 3.

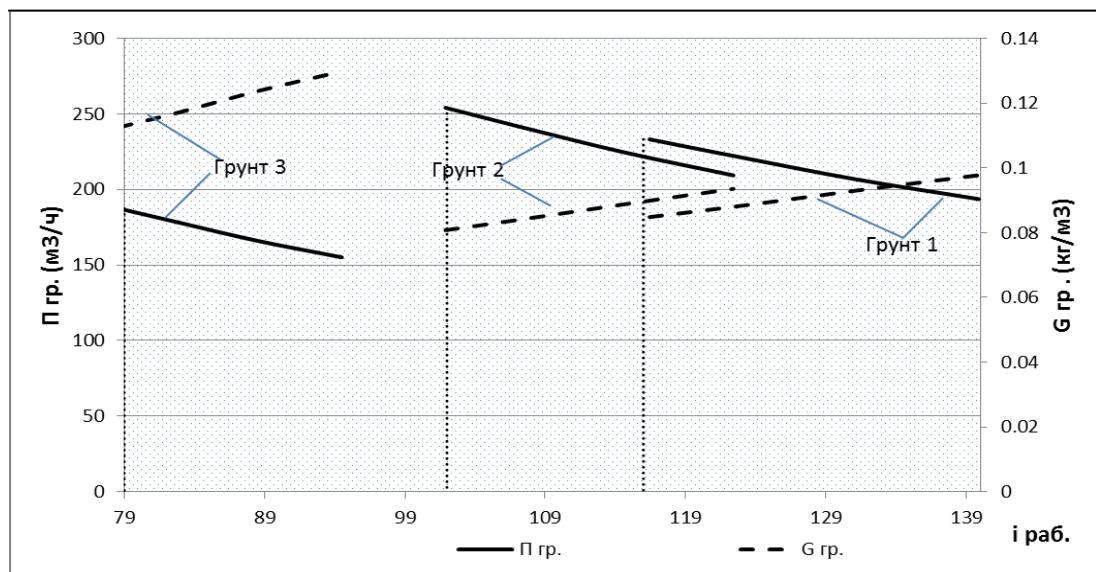


Рис. 1. Зависимость критериев эффективности от передаточных чисел для МТ на всех категориях грунтов

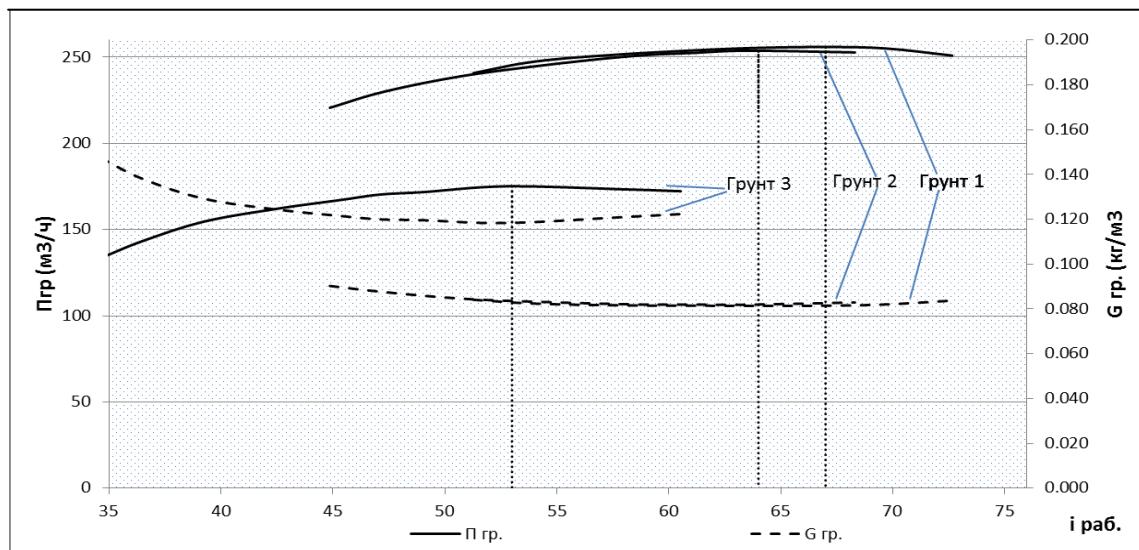


Рис. 2. Зависимость критериев эффективности от передаточных чисел для ГМТ на всех категориях грунтов

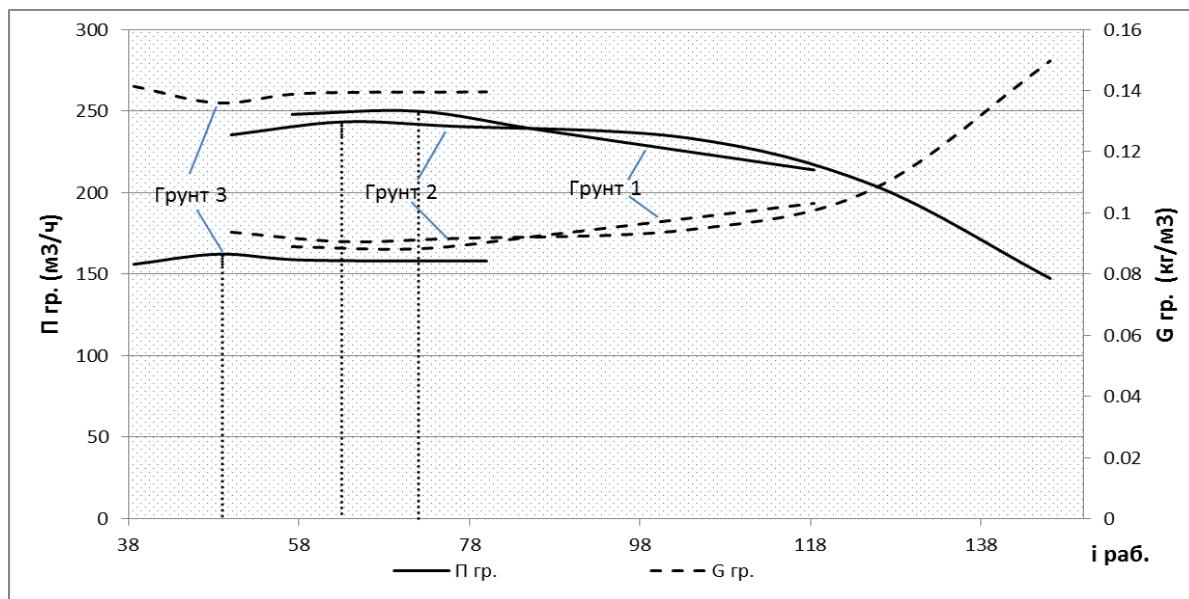


Рис. 3. Зависимость критериев эффективности от передаточных чисел для ГСТ на всех категориях грунтов

**Результаты исследования.** Из графиков, приведенных на рисунках 1–3, следует, что вне зависимости от типов трансмиссии при работе трактора на каждом конкретном природно-производственном условии существует одна оптимальная передача, на которой достигаются максимальная транспортная производительность и минимальный удельный расход топлива.

Величина этих критериев существенно зависит от значения передаточного числа, так:

- для механической трансмиссии на каждом грунте при отклонении передаточного числа от оптимума на 20 % величина производительности будет снижаться: на первой категории грунта на 0,4 %; на второй – 21,4; на третьей – на 20,8 %. Удельный расход топлива повышается: на первой категории грунта – на 15,2 %; на второй – 15,8; на третьей – на 15,3 %;

- для гидромеханической трансмиссии при отклонении передаточного числа от оптимума в большую или меньшую стороны на 20 % производительность будет снижаться; на первой категории грунта – на 3,4–8,9 %, на второй – на 4–6,1 % и на третьей – на 3–7,9 %. Удельный расход топлива повышается: на первой категории грунта – 1,2–45; на второй – 3,2–5,1 и на третьей – на 4,9–5,7 %;

- для гидростатической трансмиссии такая же логика наблюдается при отклонении передаточного числа в большую или меньшую стороны на 20 %; производительность снижается: на первой категории грунта – на 0,8–5,0 %; на второй – 1,5–3,3; третьей – на 3,9–4,6 %. Величина удельного расхода топлива повышается соответственно: на первой категории грунта – на 0,9–4,9 %; на второй – 1,5–3,3; третьей – на 3,9–4,6 %.

Для всех категорий грунтов наибольшая чувствительность к выбору оптимальных передач наблюдается у механической трансмиссии. Это объясняется узким диапазоном регулирования крутящего момента. Гидромеханическая трансмиссия имеет меньшую чувствительность благодаря более широким диапазонам регулирования гидротрансформатора. Наименьшей чувствительностью обладает гидростатическая трансмиссия, поскольку она имеет наиболее широкий диапазон регулирования крутящего момента.

Анализ полученных результатов показал:

- на первой категории грунтов ГМТ имеет выше производительность, чем МТ, на 9,8 % и меньше удельный расход топлива по сравнению с МТ на 4 %. ГСТ имеет выше производительность, чем МТ, на 7,2 %, но удельный расход топлива выше на 4,2 %;

- на второй категории грунтов величины производительности у ГМТ и МТ практически одинаковые. МТ имеет удельный расход топлива немного меньше, чем ГМТ, – на 1,4 %. ГСТ имеет меньше производительность, чем МТ и ГМТ, на 4,3 % и выше удельный расход топлива соответственно на 12,3 и 10,7 %;

- на третьей категории грунтов полное преимущество имеет МТ. МТ имеет выше производительность, чем ГМТ, на 6,4 %, и чем ГСТ, на 12,4 % и меньше удельный расход топлива соответственно на 5,2 и 20,8 %.

Таким образом, можно сделать вывод, что чем больше плотность грунтов (чем шире диапазон возможного изменения тягового сопротивления), тем выше эффективность применения прогрессивных типов трансмиссии (ГМТ, ГСТ). Это объясняется увеличением диапазона регулирования крутящего момента прогрессивных трансмиссий.

Проведенное исследование показало, что для обеспечения максимальной эффективности работы трелевочного трактора на всем диапазоне природно-производственных условий необходимо: для механической трансмиссии иметь три рабочие передачи, а для всего цикла работы трактора – иметь ещё две передачи для транспортной скорости (холостой ход); для ГМТ – нужно иметь две рабочие передачи и ещё одну передачу для обеспечения транспортной скорости; для ГСТ необходимо иметь две рабочие передачи, но при этом одна из передач также служит для транспортной скорости.

### Выводы

1. Разработана методика определения оптимальных передаточных чисел механической части трансмиссии трелевочного трактора для различных типов трансмиссии и широкого диапазона природно-производственных условий. В качестве критериев оптимизации приняты максимум производительности ( $\text{м}^3/\text{ч}$ ) и минимум удельного расхода топлива ( $\text{кг}/\text{м}^3$ ) за грузовой ход трелевочного трактора. Методика учитывает действительные характеристики силовой установки, гидротрансформатора, гидрообъемной передачи (регулируемого насоса и регулируемого мотора), различные объемы тралюемых пачек и характеристики грунта (сопротивление самопередвижения, максимальный коэффициент сцепления), а также учитывает действительный закон распределения тягового усилия трактора при выполнении грузового хода.

2. Результаты исследований на основе данной методики показали:

- значения выбранных критериев существенно зависят от оптимальных передаточных чисел для всех типов трансмиссии. При отклонении передаточного числа от оптимальных приводится существенное снижение величины критериев. Наибольшие потери при отклонении от оптимума имеет МТ и наименьшие – ГСТ;

- эффективность применения прогрессивных типов трансмиссии зависит от диапазона изменения внешнего сопротивления. Чем шире диапазон, тем выше эффективность применения прогрессивных трансмиссий (ГМТ и ГСТ). На плотных грунтах ГМТ, ГСТ имеют выигрыш по сравнению с МТ по производительности соответственно 9,8 и 7,3 %. ГМТ имеет удельный расход топлива меньше, чем МТ, на 4 %, а у ГСТ больше, чем у МТ, на 4,2 %.

3. Проведенное исследование установило, что для обеспечения эффективности работы трелевочного трактора на всем диапазоне природно-производственных условий: необходимо МТ иметь три рабочие передачи и одну или две передачи для получения транспортных скоростей; ГМТ нужно иметь две рабочие передачи и одну транспортную передачу; ГСТ достаточно иметь две передачи для всего цикла работы трелевочного трактора.

### Литература

1. Методика выбора рабочих передач трелевочного трактора / С.А. Шуткин, В.Л. Довжик, Ву Хай Куан [и др.] // Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии. – 2012. – Вып. 201. – 280 с.
2. Тяговый расчет трелевочных тракторов / Б.Г. Мартынов, В.Л. Довжик [и др.]. – СПб.: Изд-во ЛТА, 2008. – 64 с.
3. Анисимов Г.М. Условия эксплуатации и нагруженность трансмиссии трелевочного трактора. – М.: Лесн. пром-сть, 1975. – 165 с.

