

балластированием с учетом сдвоенных колес до 21,1 т. При равномерной занятости на операциях минимальной и нулевой технологий обработки почвы энергетический потенциал и масса трактора на сдвоенных колесах должны быть повышенены до 335 кВт и 22,2 т.

Литература

1. Селиванов Н.И. Регулирование эксплуатационных параметров тракторов // Вестн. КрасГАУ. – 2013. – № 7. – С. 234–237.
2. Селиванов Н.И. Технологические основы адаптации / Краснояр. гос. аграр. ун-т. – Красноярск, 2012. – 259 с.
3. Селиванов Н.И., Запрудский В.Н. Рациональное использование тракторов серии К-744Р на основной обработке почвы // Вестн. КрасГАУ. – 2013. – № 3. – С. 129–135.
4. Селиванов Н.И. Управление режимами рабочего хода трактора на обработке почвы // Вестн. КрасГАУ. – 2013. – № 10. – С. 206–212.



УДК 630*372

**By Хай Куан, В.Д. Валяжонков,
В.Л. Довжик, О.А. Михайлов**

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ НА ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ТРЕЛЕВОЧНОГО ТРАКТОРА

В статье приводится исследование влияния передаточных чисел гидромеханических трансмиссий на технико-экономические показатели трелевочного трактора для трактора «Онежец-300» с ГМТ при конкретном природно-производственном условии ($Q=10 \text{ м}^3, f=0,2, \Psi=0,7$ по рекомендации завода). В качестве критерия эффективности выбраны величина технологической производительности и удельного расхода топлива на кубометр стрелеванной древесины. Результаты проведенного исследования показали, что производительность и удельный расход топлива при выполнении грузового хода существенно зависят от величины передаточного числа механической части гидромеханической трансмиссии. Разработанная методика позволяет определить оптимальные передаточные числа с учётом действительной характеристики двигателя и гидротрансформатора, параметров грунта и объёма трелеваемой пачки.

Ключевые слова: лесосечные работы, гидромеханическая трансмиссия, трелевочный трактор, хлыстовая технология, технико-экономические показатели трелевочного трактора.

*Vu Hai Quan, V.D. Valyazhonkov,
V.L. Dovzhik, O.A. Mikhailov*

THE RESEARCH OF THE HYDROMECHANICAL TRANSMISSION REDUCTION RATIOS ON THE SKIDDER TECHNICAL AND ECONOMIC INDICES

The research of the influence of the hydromechanical transmissions reduction ratios on the skidding tractor technical and economic indices for the «Onezhets-300» tractor with HMT in particular natural-production condition ($Q=10 \text{ m}^3, f=0,2, \Psi=0,7$ on the plant recommendation) is presented in the article. The value of the technological performance and specific fuel consumption per cubic meter of skidded wood are chosen as the effectiveness criterion. The results of the conducted research showed that the performance and the specific fuel consumption while performing cargo motion essentially depend on the value of the reduction ratio of the hydromechanical transmission mechanical part. The developed methodology allow to define the optimum reduction ratios taking into account the actual characteristics of the engine and the torque converter, soil parameters and the amount of the skidded pack.

Key words: logging operation, hydromechanical transmission, skidder, whiplash technology, skidder technical and economic indices.

Введение. Заготовка леса является важнейшей областью экономики страны. В России находится более 20 % его мирового ресурса. В настоящее время существуют два технологических процесса лесосечных работ по хлыстовой и сортиментной технологиям. В структуре хлыстовой технологии лесосечных работ наиболее энергоемким элементом является процесс трелевки заготавливаемой древесины, поэтому повышение произ-

водительности и топливной экономичности трелевочных тракторов является актуальной задачей. Опыт эксплуатации зарубежных трелевочных тракторов (скиддеров) с гидромеханической трансмиссией (ГМТ) в условиях отечественных лесозаготовок показывает достаточно высокую их эффективность. В настоящее время на Онежском тракторном заводе активно проводятся работы по созданию скиддеров с ГМТ. Многообразие условий эксплуатации скиддеров требует тщательного подбора общего передаточного числа трансмиссии для обеспечения широкого диапазона их тяговых показателей.

Цель исследований. Разработка методики и определения величины оптимального передаточного числа механической части ГМТ одной из моделей трелевочного трактора Онежского тракторного завода.

Методика и результаты исследований. Исследования проводились в рамках совместной научной работы с конструкторским бюро ОТЗ по повышению эффективности эксплуатации трелевочных тракторов. В основу были положены тяговые расчеты по определению средней мощности на ведущих колесах скиддера в зависимости от передаточных чисел механической части трансмиссии ГМТ и кинематического отношения гидротрансформатора. В качестве критерии оценки эффективности были избраны величина **транспортной производительности** (Π_{tr}) и удельного расхода топлива на 1 м³ стрелеванной древесины (G_{tr}).

Производительность трактора в общем виде можно определить по формуле:

$$\Pi = \frac{Q}{t_u}, \frac{m^3}{ч}, \quad (1)$$

где Q – объем трелеваемой пачки, м³;

t_u – полное время цикла, ч.

Полное время цикла определяется по формуле:

$$t_u = t_{набор} + t_{груз.} + t_{брос} + t_{ход.} \quad (2)$$

Из четырех слагаемых в формуле (2) только время грузового и холостого хода зависят от передаточного числа трансмиссии. Передаточное число трансмиссии на холостом ходу лимитируется максимально возможной скоростью движения скиддера, которая определяется техническим заданием и обычно составляет 10–12 км/ч. Поэтому далее будем рассматривать только процесс транспортной производительности, то есть грузовой ход.

Время грузового хода определяем по формуле:

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

где S – расстояние трелевки, км;

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

В процессе трелевки касательная сила тяги меняется в широком диапазоне от минимальной до максимальной по сцеплению. При этом динамика изменения сопротивления движению достаточно высока. Это обстоятельство делает невозможным переключение передач во время выполнения грузового хода, поэтому скорость грузового хода можно рассчитывать по величине средней скорости выполнения процесса трелевки.

В общем виде средняя скорость определяется по формуле:

$$\bar{V} = \frac{3,6 \cdot \bar{N}}{\bar{P}_k}, \frac{км}{ч}, \quad (4)$$

где \bar{N}_k – средняя мощность на ведущем колесе, кВт;

\bar{P}_k – средняя касательная сила тяги, кН.

Многочисленные исследования [1, 2, 3, 5] показали, что изменение касательной силы тяги в процессе выполнения грузового хода подчиняется нормальному закону распределения, поэтому величины средней мощности и соответственно средней скорости за грузовой ход рассчитываются с учетом нормального закона распределения. Параметры закона распределения будут определяться природно-производственными условиями и объемами трелеваемых пачек деревьев.

Средняя мощность и средний часовой расход топлива определяются по формулам:

$$\bar{N}_k = \int_{P_{k\min}}^{P_{k\max}} N_k(P_k) f(P_k) dP_k, \quad (5)$$

$$\bar{G}_t = \int_{P_{\kappa \min}}^{P_{\kappa \max}} G_t(P_{\kappa}) f(P_{\kappa}) dP_{\kappa}, \quad (6)$$

где $N_{\kappa}(P_{\kappa})$ – функциональная зависимость мощности на колесе от касательной силы тяги;
 $G_t(P_{\kappa})$ – функциональная зависимость часового расхода топлива от касательной силы тяги.

Подинтегральные функции $N_{\kappa}(P_{\kappa})$ и $G_t(P_{\kappa})$ определяются на основании тягового расчета для различных передаточных чисел [4].

Плотность распределения вероятностей касательной силы тяги ($f(P_{\kappa})$) находится по формуле:

$$f(P_{\kappa}) = \frac{1}{\sigma_{\kappa} \sqrt{2\pi}} \exp \left\{ -\frac{1}{2} \left(\frac{P_{\kappa} - \bar{P}_{\kappa}}{\sigma_{\kappa}} \right)^2 \right\}. \quad (7)$$

Пределы интегрирования $P_{\kappa \min}$ и $P_{\kappa \max}$ определяются соответственно силой сопротивления качению скиддера P_f и ограничением силы тяги по сцеплению P_{φ} .

P_f и P_{φ} рассчитываются для конкретных природно-производственных условий.

Производительность грузового хода трактора рассчитывается по формуле:

$$\Pi_{\text{груз}} = \frac{Q}{t_{\text{груз}}}, \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}, \quad (8)$$

Удельный расход топлива грузового хода на 1 м³ стрелеванной древесины определяется по формуле:

$$G_{n,\text{груз}} = \frac{G_T}{\Pi_{\text{груз}}}, \text{ кг/м}^3, \quad (9)$$

где G_T – часовой расход топлива грузового хода, кг/ч;

$\Pi_{\text{груз}}$ – производительность грузового хода трактора, м³/ч.

На этом основании мы проведем исследование влияния величины передаточного числа механической части гидромеханической трансмиссии на выбранные критерии.

В качестве объекта исследований выбран скиддер «Онежец-300» с ГМТ.

Исходные данные по трактору:

- двигатель Д- 245-2С2;
- $N_e = 90$ кВт при 2200 мин⁻¹ (внешняя скоростная характеристика двигателя приведена в виде табл. 1);
- радиус ведущей звездочки $r_{3B} = 0,385$ м;
- вес машины $G_a = 121$ кН.

Таблица 1
 Внешняя скоростная характеристика двигателя Д-45.2С2

n_e (мин ⁻¹)	M_e (Нм)	G_T (кг/ч)	N_e (кВт)
1400	501	18,38	73,45
1500	487	19,30	76,49
1600	474	19,75	79,41
1700	460	20,20	81,89
1800	445	20,70	83,87
1900	431	21,15	85,75
2000	417	21,60	87,33
2200	390	22,05	89,84
2320	198	11,50	48,10
2420	0	0,00	0,00

Таблица 2
Безразмерная характеристика гидротрансформатора БКСМ

I_{Π}	K_{Π}	η_{Π}	λ
0,00	2,28	0,00	6,32
0,10	2,17	0,22	6,08
0,20	2,04	0,41	5,86
0,30	1,88	0,56	5,60
0,40	1,74	0,69	5,25
0,50	1,58	0,79	4,59
0,60	1,41	0,85	4,38
0,70	1,27	0,89	3,81
0,80	1,09	0,87	3,19
0,90	0,80	0,72	2,41
0,96	0,63	0,60	1,23

Показатели природно-производственных условий: грунт второй категории [5]; коэффициент сцепления $\varphi=0,7$; коэффициент сопротивления качению скиддера $f=0,2$; объём трелёвкой пачки $Q=10 \text{ м}^3$; угол уклона $\alpha=10^\circ$; коэффициент сопротивления волочения пачки $f_v=0,9$.

Перебор рабочих передаточных чисел осуществляется при условии реализации максимальной силы тяги по сцеплению для каждой передачи. Результаты расчетов по формулам (3)–(4), (6)–(9) представлены на рис. 1–2.

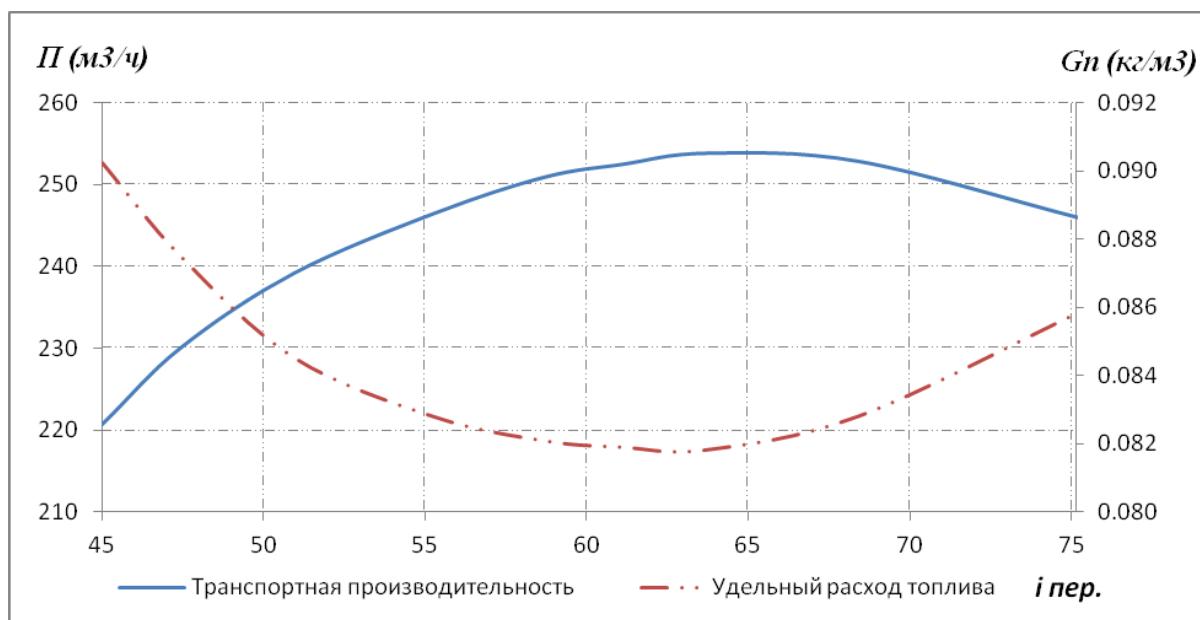


Рис. 1. Зависимости транспортной производительности и удельного расхода топлива от рабочих передаточных чисел (при $Q=10 \text{ м}^3, f=0,2, \varphi=0,7$)

Из графиков, приведенных на рис. 1, видно, что для конкретного природно-производственного условия существует одна оптимальная передача ($i=65$), при которой достигаются максимальная транспортная производительность и минимальный удельный расход топлива. Величина этих критериев существенно зависит от величины передаточного числа. Так, отклонение передаточного числа от оптимального на 40 % снижает производительность на 15 % и повышает удельный расход топлива на 11 %.

Для объяснения данного результата рассмотрим графики зависимостей средней мощности на колесе и зоны работы гидротрансформатора ($i_{\Pi, \text{мин}}$) от передаточного числа (табл. 2, рис. 2, б).

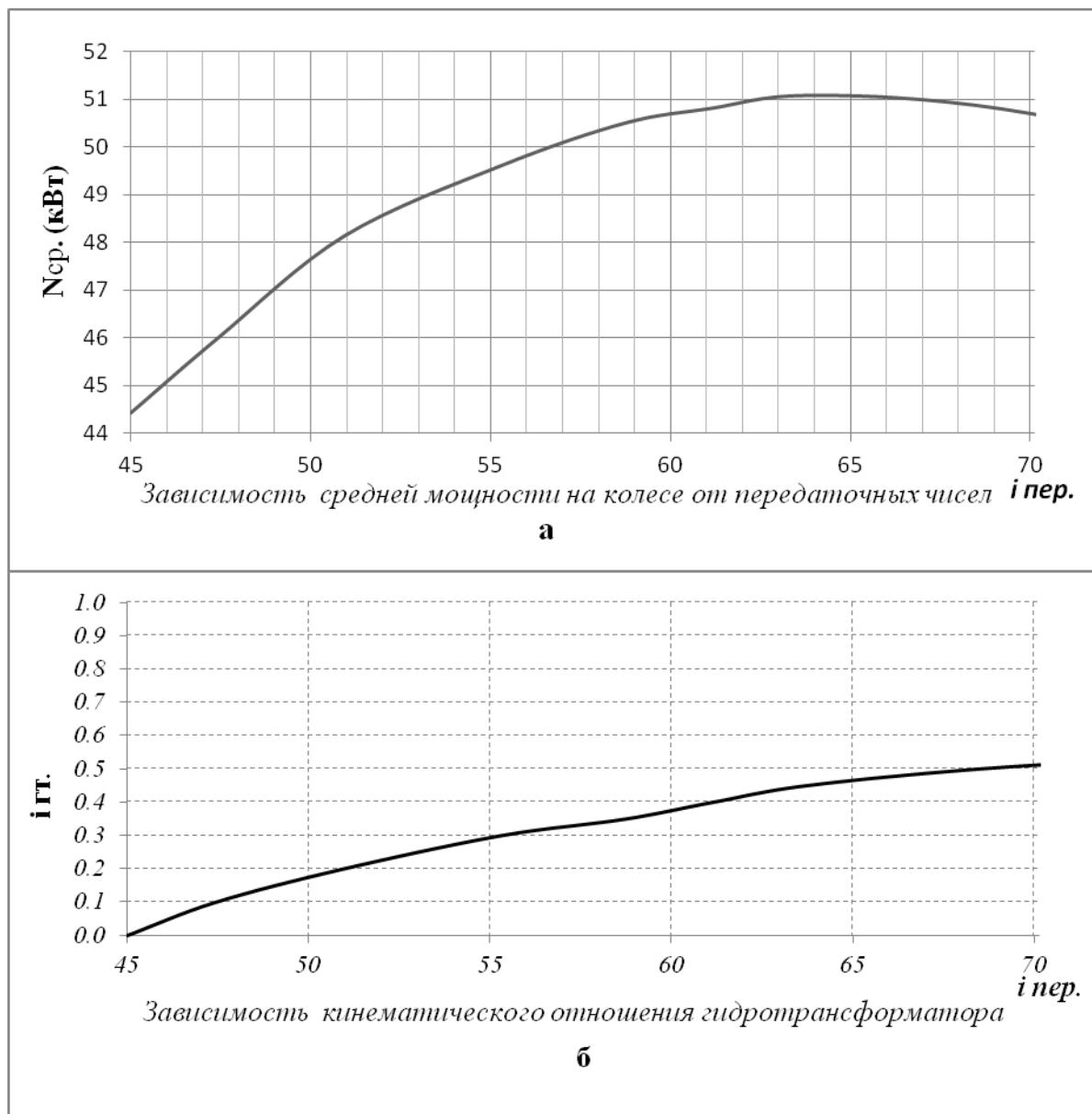


Рис. 2. Зависимости средней мощности на колесе (а) и кинематического отношения гидротрансформатора (б) от рабочих передаточных чисел (при $Q = 10 \text{ м}^3$, $f = 0,2$, $\varphi = 0,7$)

Как следует из рис. 2, а, уменьшение передаточного числа от оптимальной величины приводит к увеличению времени работы ГТ в зоне низких КПД, а в дальнейшем к снижению средней мощности на ведущих колесах. Увеличение передаточного числа в большую сторону приводит к сужению зоны работы ГТ и увеличению времени работы ГТ в зоне высоких кинематических отношений гидротрансформатора ($i_{\pi} = 0,8-0,95$), что ведет к снижению снимаемой мощности двигателя, поскольку на режиме i_{π} больше 0,85 совмещение работы ДВС и ГТ проходит на регуляторной ветви скоростной характеристики ДВС (рис. 2, б).

Заключение. Разработанная методика позволяет определить оптимальные передаточные числа с учетом паспортных характеристик двигателя и гидротрансформатора, параметров грунта и объема трелевомой пачки.

В качестве примера по данной методике определена оптимальная передача механической части ГМТ ($i=65$) для трактора «Онегец-300» при условии работы на наиболее распространенном грунте второй категории ($f=0,2$, $\varphi=0,7$) с пачкой 10 м^3 (по рекомендации завода-изготовителя). Как показали расчеты, отклонение передаточного числа от оптимального на 40 % снижает производительность на 15 % и повышает удельный расход топлива на 11 %.

Литература

1. Методика выбора рабочих передач трелевочного трактора/ С.А. Шуткин, В.Л. Довжик, Куан Ву Хай [и др.] // Изв. Санкт-Петербург. лесотехн. акад. – СПб.: СПб ГЛТУ, 2012. – Вып. 2012.
2. Парфенов А.П., Щетинин Ю.С. Тяговый расчет гусеничной транспортно-тяговой машины: метод. указания. – М.: МГТУ «МАМИ», 2002. – 75 с.
3. Сергеев В.П. Обоснование основных параметров гидромеханической трансмиссии лесопромышленных тракторов: автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Л.: ЛТА, 1990. – 19 с.
4. Тяговый расчет трелевочных тракторов / Б.Г. Мартынов [и др.]. – СПб.: СПб ЛТА, 2008. – 64 с.
5. Анисимов Г.М. Условия эксплуатации и нагруженность трансмиссии трелевочного трактора. – М.: Лесн. пр-сть, 1975. – 165 с.



УДК 630.323

С.М. Базаров, А.Н. Соловьев

СИСТЕМНЫЙ АНАЛИЗ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СКОРОСТИ ПРОЦЕССА ПРОИЗВОДСТВА ХЛЫСТОВ КОМПЛЕКСОМ ЛЕСНЫХ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

В статье рассматриваются комплексы машин и механизмов, выполняющие последовательные операции производства хлыстов на лесосеке. С позиции системно-синергетического подхода они представляют собой единую динамическую структуру, качество которой определяется эффективной технологической скоростью и мощностью.

Ключевые слова: валка, трелевка, обрезка сучьев, погрузка.

S.M. Bazarov, A.N. Soloviev

SYSTEM ANALYSIS OF THE PROCESS TECHNOLOGICAL SPEED OF WHIP PRODUCTION BY FOREST MACHINE AND MECHANISM COMPLEX

The complexes of machines and mechanisms performing successive operations of whip production in the cutting area are considered in the article. From the viewpoint of system-synergetic approach they represent a single dynamic structure, which quality is determined by the effective technological speed and capacity.

Key words: felling, skidding, bough trimming, loading.

Введение. В многофакторных рыночных условиях развития лесной отрасли хлыстовая заготовка древесины позволяет оптимально решать задачу комплексного использования древесины. На рынке лесозаготовительной техники имеется достаточно большое количество машин, механизмов и оборудования, позволяющих формировать необходимый технологический процесс производства.

Комплексы машин и механизмов, последовательно выполняющие технологические операции производства хлыстов на лесосеке, представляют собой единую взаимосвязанную системно-синергетическую структуру, динамическими критериями связанными которой в целом является технологическая скорость производства и мощность. Поэтому определение технологической скорости процесса, осуществляемого комплексом, является необходимым условием его эффективной работы, связанной с обеспечением максимальной производительности при наименьших энергетических потерях.

Методика и результаты исследований. Ниже представлены результаты аналитического анализа технологической скорости производства хлыстов на лесосеке различными машинно-механизированными системами.

Производство хлыстов комплексом: бензопила – трелевочный трактор – бензопила – челюстной погрузчик. В лесозаготовительном производстве бензопилы находят широкое применение и это обусловлено тем обстоятельством, что валыщик с бензопилой способен наносить минимальный вред лесной среде.