

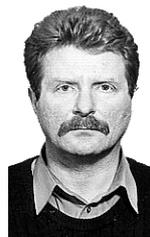


УДК 630*24: 65.011.54

Д.Г. Мясищев, А.Ф. Прокопьев

Архангельский государственный технический университет

Мясищев Дмитрий Геннадьевич родился в 1959 г., окончил в 1981 г. Архангельский лесотехнический институт, доктор технических наук, заведующий кафедрой транспортных машин Архангельского государственного технического университета. Имеет более 30 печатных работ в области разработки, создания и исследования мобильных средств малой механизации лесного комплекса.
E-mail: d.myasishchev@agtu.ru



Прокопьев Андрей Федорович родился в 1983 г., окончил 2006 г. Архангельский государственный технический университет, аспирант кафедры транспортных машин АГТУ. Область научных интересов – проектирование и производственная эксплуатация авто-транспортных систем.
E-mail: pro83rus@mail.ru



ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ И ВЫБОР КОМПОНЕНТОВ ШАССИ МИНИ-ФОРВАРДЕРА ДЛЯ РУБОК УХОДА В МОЛОДНЯКАХ

С использованием методов математического моделирования и дискретной оптимизации, обоснованы оптимальные компоненты ходовой системы мини-форвардера – модели шин тягового модуля и прицепа, а также соответствующие им параметры трансмиссии – передаточное число для грузового режима. Показателем качества выбран часовой расход топлива.

Ключевые слова: рубки ухода, мотоблок, мини-форвардер, шасси, оптимизация.

Объектом исследования является малогабаритный форвардер для транспортировки мелкомерной древесины непосредственно на участках при рубках ухода в смешанных и хвойных молодняках. В данном случае агрегат с колесной формулой 4К2 или 6К2 состоит из одноосного пешеходного мини-трактора (мотоблока 2К2) и шарнирно сочлененного с ним специального прицепа с кузовом для транспортировки срезанного древесного сырья (хворост, мелкие деревья, сортименты).

В работе [5] доказано, что между проектными параметрами представленного лесотранспортного агрегата и его технологическими свойствами существует оптимальное соотношение. При этом показателем качества является удельный технологический расход топлива. В частности, в случае оснащения мини-форвардера энергетической установкой мощностью 3,7 кВт (двухтактный одноцилиндровый бензиновый двигатель МП-5 «Урал») оптимальная масса балластированного мини-трактора

$G_{\text{мб.оп}} = 255 \dots 285$ кг, порожнего прицепа $G_{\text{пр.оп}} = 235 \dots 260$ кг, оптимальная рейсовая нагрузка $Q_{\text{гр.оп}} = 1,1 \dots 1,2$ м³ (пл.). Все сказанное относится к параметрам и характеристикам лесотранспортной системы в целом.

Целью данной работы является определение оптимального сочетания параметров трансмиссии и компонентов ходовой системы тягового модуля и прицепа при указанной выше совокупности оптимальных характеристик всей исследуемой лесотранспортной машины. Конечным результатом должна стать минимизация расхода топлива (например часового) на транспортные операции, а значит, повышение эксплуатационной эффективности рубок ухода в целом.

В качестве методов исследований приняты элементы системного анализа [6], в частности: обобщение результатов смежных теоретических разработок, математическое моделирование взаимодействия объектов системы двигатель – поверхность движения – ходовая система – трансмиссия, оптимизация.

Часовой расход топлива ($B_{\text{час}}$, кг/ч) рассматриваемой лесотранспортной системы можно прогнозировать по модели [5]

$$B_{\text{час}} = B_0 + M_{\text{в}}(\omega), \quad (1)$$

где B_0 – часовой расход топлива, соответствующий математическому ожиданию частоты вращения коленчатого вала двигателя (n_0), отсутствию сил инерции и горизонтальному ровному пути движения;

$M_{\text{в}}(\omega)$ – математическое ожидание спектральной плотности часового расхода топлива.

При этом

$$B_0 = P_1 n_0 (\sin \alpha + f_k), \quad (2)$$

где α – математическое ожидание угла уклона пути движения на участке, рад;

f_k – коэффициент сопротивления качению лесотранспортной машины;

$$P_1 = \frac{3,6\pi r_k Q_{\text{агр}}}{30 H_u \eta_e \eta_{\text{тр}} i_{\text{тр}}}, \quad (3)$$

где r_k – радиус качения колеса мотоблока, м;

$Q_{\text{агр}}$ – вес агрегата с грузом, Н;

H_u – низшая удельная теплота сгорания топлива, кДж/кг;

$\eta_e, \eta_{\text{тр}}$ – эффективный КПД двигателя и КПД трансмиссии мини-трактора;

$i_{\text{тр}}$ – передаточное число трансмиссии мотоблока.

$$M_{\text{в}}(\omega) = \left[\frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} |W(j\omega)|^2 d\omega \right]^{0,5}, \quad (4)$$

где $|W(j\omega)|^2$ – квадрат модуля передаточной функции часового расхода топлива данной лесной машиной, ($j=(-1)^{0,5}$).

В операторном виде передаточная функция имеет вид

$$W(s) = P_1 [\sin \alpha U(s) + f_{\kappa} (\cos \beta_0 U(s) + P_3 n_0)] + P_2 I (n_0 s U(s) + \Phi_{\Pi} U(s)), \quad (5)$$

где $U(s)$ – передаточная функция частоты вращения коленчатого вала двигателя;

β_0 – математическое ожидание текущего угла между касательной силой тяги мини-трактора и горизонталью в зависимости от высоты микронеровностей, рад;

I – суммарный, приведенный к коленчатому валу двигателя момент инерции вращательно и поступательно движущихся масс машины, кг·м²;

Φ_{Π} – постоянная двигателя;

s – оператор дифференцирования;

$$P_2 = \frac{3,6\pi^2}{900 H_u \eta_e}; \quad (6)$$

$$P_3 = \frac{i_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}}}{Q_{\text{агр}} f_{\kappa} r_{\kappa}}. \quad (7)$$

На основе представленной математической модели разработан оптимизационный алгоритм, имеющий следующую структуру:

$$\min B_{\text{час}};$$

$$B_{\text{час}} = B_0 + M_{\text{в}}(\omega);$$

$$M_{\text{в}}(\omega) = \left[\frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} |W(j\omega)|^2 d\omega \right]^{0,5};$$

$$\left. \begin{aligned} |W(j\omega)| &= F[\{Y_i\}, \{S_{\text{т}}\}, A_{\text{дв}}(\omega)] \\ N_{\text{тр}} &\leq N_{\text{двс}} \\ P_{\text{тяг}}[\{Y_i\}, Q_{\text{тр}}] &\leq P_{\text{сч}}[\{Y_i\}, Q_{\text{тр}}] \end{aligned} \right\}, \quad (8)$$

где $M_{\text{в}}(\omega)$ – математическое ожидание спектральной плотности часового расхода топлива, найденное в предположении, что плотность вероятности появления каждой гармоники внешнего возмущения с частотой ω равна единице, т. е. использована характеристика дельта-функции Дирака (единичная функция), а в вычислительной процедуре спектр возмущения аппроксимирован финитной зависимостью;

$$j = (-1)^{0,5};$$

$\{Y_i\}$ – список статических конструктивных и технологических параметров задачи (i – номер параметра);

$\{S_{\text{т}}\}$ – вектор вероятностных характеристик поверхности технологического коридора;

$A_{\text{дв}}(\omega)$ – амплитудно-частотная характеристика частоты вращения коленчатого вала двигателя;

$N_{\text{тр}}, N_{\text{двс}}$ – соответственно мощность трелевочного процесса и номинальная мощность двигателя;

$P_{\text{тяг}}, P_{\text{сц}}$ – сила тяги мини-трактора и ограничение силы тяги по сцеплению;

$Q_{\text{гр}}$ – рейсовая нагрузка.

Проанализируем основные компоненты предлагаемой модели. Обобщив результаты исследований ведущих специалистов в области теории качения пневматического колеса и тяговой динамики лесотранспортных машин, мы разработали математическую модель качения эластичного колеса одноосного мини-трактора по деформируемой поверхности трелевочного волока. Все последующие математические выкладки проиллюстрированы на рис. 1.

На основании данных [2] уравнение для оценки динамического прогиба шины ($\delta_{\text{ш.о}}$, м) можно записать в виде

$$\delta_{\text{ш.о}} = \frac{R}{2P\sqrt{r_0}Ш_{\text{II}}(2b - Ш_{\text{I}}h_0)}, \quad (9)$$

где R – вертикальная нагрузка на колесо, Н;

P – давление воздуха в шинах, Па;

r_0 – радиус пневматической шины в свободном состоянии, м;

$Ш_{\text{I}}, Ш_{\text{II}}$ – безразмерные коэффициенты, зависящие от отношения высоты профиля шины (h_0 , м) к длине образующей боковины покрышки (L_6 , м);

$2b$ – ширина между бортами шины, м.

С учетом результатов работы [3] для определения глубины колеи при качении эластичного колеса агрегата по деформируемому волоку получено уравнение

$$R = c\Pi \left(1 - \frac{\mu}{3}\right) h_{\text{к}}^{\mu} \sqrt{2r_0 \left(1 + \frac{\delta_{\text{ш.о}}}{h_{\text{к}}}\right) h_{\text{к}}} \Rightarrow h_{\text{к}}. \quad (10)$$

Здесь c, μ – безразмерные эмпирические коэффициенты А.К. Бируля;

Π – ширина профиля шины, м;

$h_{\text{к}}$ – искомая глубина колеи, м.

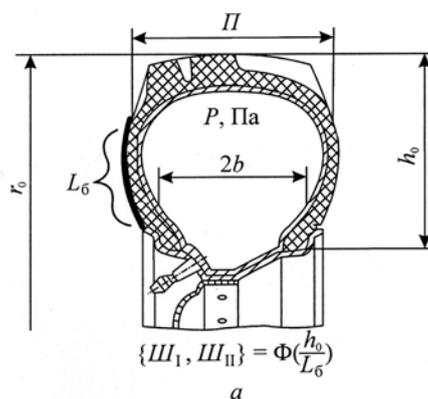


Рис. 1. Расчетные схемы: а – профиль шины с конструктивными параметрами; б – схема качения эластичного колеса мотоблока по волоку

В итоге с учетом теоретических данных В.Ф. Бабкова [3] найдена зависимость для расчета коэффициента сопротивления качению f_k исследуемого движителя:

$$f_k = \frac{1}{(\mu + 1)(1 - \frac{\mu}{3})} \sqrt{\frac{h_k}{2r_1}} \left(\frac{h_k}{h_k + \delta_{ш.о}} \right), \quad (11)$$

где r_1 – радиус условно жесткого колеса, м,

$$r_1 = r_0 \left(1 + \frac{\delta_{ш.о}}{h_k} \right). \quad (12)$$

В уравнения для расчета часового расхода топлива мини-форвардера входят также внутренние параметры тягового модуля.

Передаточное число трансмиссии $i_{тр}$ равно:

$$i_{тр} = \frac{\pi n_M}{30V} (r_0 - \delta_{ш.о}), \quad (13)$$

где n_M – частота вращения коленчатого вала двигателя мотоблока при максимальном крутящем моменте (тяговый режим), мин^{-1} ;

V – скорость движения агрегата, м/с.

КПД трансмиссии мотоблока в нашем случае целесообразно оценивать в соответствии с данными [7]:

$$\eta_{тр} = \eta_{тр0} - \frac{g(2 + 0,09V)G_{мб.оп}(r_0 - \delta_{ш.о})}{M_E i_{тр} \cdot 10^3}, \quad (14)$$

где $\eta_{тр0}$ – КПД трансмиссии мотоблока, определенный по фактическому числу и типам зацеплений в редукторных узлах для случая тягового режима мини-форвардера;

g – ускорение свободного падения, м/с^2 ;

M_E – максимальный крутящий момент двигателя мини-трактора, Н·м.

Вторая составляющая правой части уравнения (14) – это гидравлические потери в трансмиссии тягового модуля при грузовом ходе агрегата.

Коэффициент учета вращающихся масс ($\beta_{в.м}$) колесной лесотранспортной машины [4], который используется при определении параметра I в формуле (5):

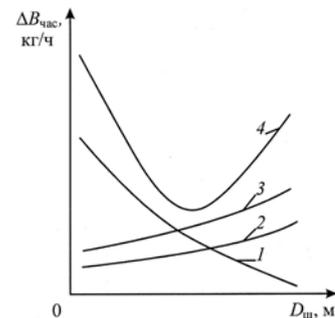
$$\beta_{в.м} = 1,04 + 0,05i_{тр}^2. \quad (15)$$

Характерно, что все величины, входящие в формулы (13)–(15), при прочих равных условиях зависят от конструктивных и эксплуатационных параметров пневматической шины колеса тягового модуля мини-форвардера.

Таким образом, возможна следующая проблемная ситуация, основанная на предлагаемой математической модели. При увеличении радиуса шины (r_0) и постоянстве остальных факторов доля часового расхода топлива ($\Delta B_{час}$), с одной стороны, снижается в связи с уменьшением сопротивления качению колес мини-трактора (f_k). С другой стороны, составляющие $\Delta B_{час}$ при уменьшении КПД трансмиссии ($\eta_{тр}$) и увеличении коэффициента учета

вращающихся масс ($\beta_{в.м}$) будут возрастать из-за необходимости роста передаточного числа трансмиссии – формула (13). Значит, справедливо прогнозировать, что суммарная добавка всех названных составляющих часового расхода топлива ($\Sigma\Delta B_{час}$) будет иметь минимум для некоторой конкретной пневматической шины одноосного мини-трактора. При этом варьируемым параметром задачи будут диаметры шин ($D_{ш}$), подходящих по совокупности требований в рамках конструкции тягового модуля. Качественная иллюстрация рассмотренной противоречивой ситуации раскрыта на рис. 2.

Рис. 2. Качественное соотношение составляющих часового расхода топлива мини-форвардера в зависимости от диаметра пневматического колеса в свободном состоянии: 1 – $\Delta B_{час}(f_k)$; 2 – $\Delta B_{час}(\eta_{тр})$; 3 – $\Delta B_{час}(\beta_{в.м})$; 4 – $\Sigma\Delta B_{час}$



Обобщая изложенные рассуждения, можно сформулировать следующую задачу оптимизации. Заданы неизменные проектные параметры мини-форвардера. Для достижения минимального часового расхода топлива (см. формулы (1) – (8)) следует учитывать выполнение пяти ограничительных условий:

$$D_{ш\min} \leq D_{ш} \leq D_{ш\max}; \quad (16)$$

$$K_{клир} \geq K_{клир.норм}; \quad (17)$$

$$G_{агр} = G_{мб.оп} + G_{пр.оп}; \quad (18)$$

$$Q_{гр.расч} = Q_{гр.оп}; \quad (19)$$

$$V = V_{гр}. \quad (20)$$

Здесь $D_{ш\min}$, $D_{ш\max}$ – соответственно минимально и максимально возможный свободный диаметр шины тягового модуля;

$K_{клир}$, $K_{клир.норм}$ – расчетный и нормативный клиренс мини-трактора;

$G_{агр}$ – проектная масса агрегата, соответствующая рекомендациям [5];

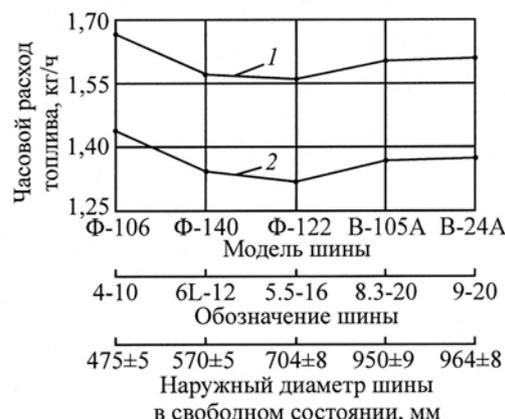
$Q_{гр.расч}$ – расчетная рейсовая нагрузка по данным [5];

$V_{гр}$ – скорость движения лесотранспортной системы на участке рубки ухода в грузовом режиме.

Для шин прицепа, которые являются несущими, энергобаланс при качении определяется зависимостью (11).

Требуется определить такой типоразмер пневматических шин колес, соответствующие ему параметры трансмиссии одноосного мини-трактора и модель колесных шин прицепа, при которых обеспечивается минимум часового расхода топлива транспортной системой с учетом известных ограничений на внутренние параметры модели.

Рис. 3. Результаты решения математической модели (1)–(8): 1 – для прицепа с четырьмя несущими шинами модели В-19А (5-10); 2 – для прицепа с двумя несущими шинами модели И-83 (8.25-15)



Анализ элементов полученной математической модели указывает на существование задачи дискретной оптимизации [1]. Методом ее решения в данном случае может быть синтез значений целевой функции (1) для конкретных моделей шин тягача и прицепа при соответствии их параметров конструктивным ограничениям лесотранспортного агрегата (компоновка ходовой системы, грузоподъемность и т. п.).

Разработанный вычислительный алгоритм и реализованная в соответствии с ним компьютерная программа позволили получить результаты, представленные на рис. 3.

В качестве входных объектов исследуемой модели приняты специальные сельскохозяйственные шины отечественного производства [8], для которых при расчетах учтены соответствующие нормы нагрузок и давлений воздуха в камерах. Отметим, что ни в РФ, ни за рубежом для лесной техники не производятся шины с требуемыми по условиям данной задачи диапазонами параметров.

Выводы

1. В соответствии с поставленной оптимизационной задачей минифорвардер с указанными проектными параметрами рекомендуется оснастить специальными отечественными шинами: на тяговом модуле модели Ф-122 (5,5-16); на одноосном прицепе двумя шинами модели И-83 (8,25-15). При этом прогнозируемый минимальный часовой расход топлива в грузовом режиме составит 1,33 кг/ч.

2. Для обеспечения требуемой скорости предлагаемой лесотранспортной машины с рекомендуемыми шинами в грузовом режиме $V_{гр} = 3,5$ км/ч трансмиссия тягового модуля должна иметь на соответствующей ступени передаточное число 193,3.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Алексеев, О.Г.* Комплексное применение методов дискретной оптимизации [Текст] / О.Г. Алексеев. – М.: Наука, 1987. – 247 с.

2. Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель [Текст] / А.А. Хачатуров, В.Л. Афанасьев, В.С. Васильев [и др.]; под ред. А.А. Хачатурова. – М.: Машиностроение, 1976. – 535 с.
3. *Зимелев, Г.В.* Теория автомобиля [Текст] / Г.В. Зимелев. – М.: Машгиз, 1959. – 312 с.
4. Лесные машины (тракторы, автомобили, тепловозы) [Текст]: учеб. для вузов / Г.М. Анисимов, С.Г. Жендаев, А.В. Жуков [и др.]; под ред. Г.М. Анисимова. – М.: Лесн. пром-сть, 1989. – 512 с.
5. *Мясищев, Д.Г.* Механизация лесохозяйственных работ агрегатами на основе специализированного мотоблока [Текст] / Д.Г. Мясищев. – СПб.: СПбЛТА, 2005. – 260 с. – Деп. в ВИНТИ 15.04.05, № 518-В2005.
6. Системный анализ в экономике и организации производства [Текст]: учеб. для вузов / С.А. Валуев, В.Н. Волкова, А.П. Градов [и др.]; под общ. ред. С.А. Валуева, В.Н. Волковой. – Л.: Политехника, 1991. – 397 с.
7. Теория и конструкция автомобиля [Текст]: учеб. для автотранспортных техникумов / В.А. Иларионов, М.М. Модин, Н.М.Сергеев [и др.]. – М.: Машиностроение, 1979. – 303 с.
8. Шины для сельскохозяйственной техники [Текст]: справ. пособие / В.Н. Белковский, В.Н. Лаптев, А.М. Матвеев [и др.]. – М.: Химия, 1986. – 112 с.

Поступила 03.06.08

D.G. Myasishchev, A.F. Prokopjev
Arkhangelsk State Technical University

Substantiation of parameters and components choice of miniforwarder chassis for young growth tending

Based on mathematical simulation and discrete optimization methods the optimal components of undercarriage system of mini-forwarder – tires of traction module and trailer - are substantiated, as well as relevant transmission parameters – gear ration for cargo type. Hourly fuel consumption is chosen as a quality factor.

Keywords: selective felling, motor cultivator, mini-forwarder, chassis, optimization.
