

УДК 681.2

А. В. Егоров

ИНЕРЦИОННЫЙ МЕТОД ОЦЕНКИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГУСЕНИЧНЫХ ЛЕСНЫХ МАШИН

Предложен и научно обоснован метод оценки энергетической эффективности гусеничных лесных машин. Основу метода составляют прямое измерение расхода топлива и косвенное определение эффективной мощности, развиваемой двигателем внутреннего сгорания. Мощность двигателя определяется по изменению динамики угловых ускорений коленчатого вала при разгоне гусеничной машины с грузом и без груза.

Ключевые слова: инерция, инерционная диагностика, энергоэффективность, гусеничные лесные машины.

Введение. Многие виды технологических операций в процессе заготовки и трелевки древесины осуществляются гусеничными машинами. В условиях прямой конкуренции на российском рынке между отечественными и иностранными производителями лесозаготовительной техники необходим комплексный подход к повышению эффективности лесозаготовительных машин в течение полного жизненного цикла.

Одним из возможных путей повышения эффективности отечественных гусеничных лесных машин является повышение экономической эффективности ее эксплуатации в течение полного жизненного цикла.

Существующий уровень развития методов и средств оценки эффективности преобразования энергии топлива в полезную работу движения гусеничной лесной машины не позволяет осуществлять достоверную оценку в течение полного жизненного цикла, так как средства измерения механической мощности требуют систематического технического обслуживания и калибровки. Кроме того, необходимой становится и поправка на атмосферные условия.

Разработанный автором подход позволяет перейти к решению проблемы развития методов и средств оценки эффективности преобразования энергии топлива в полезную работу движения гусеничной лесной машины, опираясь на инерционный метод и средства, основанные на косвенном методе определения механической мощности двигателя внутреннего сгорания гусеничной лесной машины.

Цель работы – разработка инерционного метода оценки энергетической эффективности гусеничных лесных машин.

Решаемые задачи:

- 1) разработка теоретических основ инерционного метода оценки энергетической эффективности гусеничных лесных машин;
- 2) разработка методики расчета приведенного к оси вращения коленчатого вала двигателя момента инерции движущихся масс гусеничной лесной машины.

Теоретические основы инерционного метода оценки энергетической эффективности гусеничной лесной машины. Решение комплексной проблемы повышения энергетической эффективности гусеничных транспортных средств напрямую

связано с решением задач разработки новых методов и средств диагностики и контроля эффективности преобразования энергии топлива в полезную работу транспортного средства в течение полного цикла. Одним из возможных вариантов здесь является разработка инерционных методов и средств диагностики и контроля эффективности преобразования энергии топлива в полезную работу транспортного средства в течение полного жизненного цикла.

Рассмотрим кинематическую схему гусеничной лесной машины.

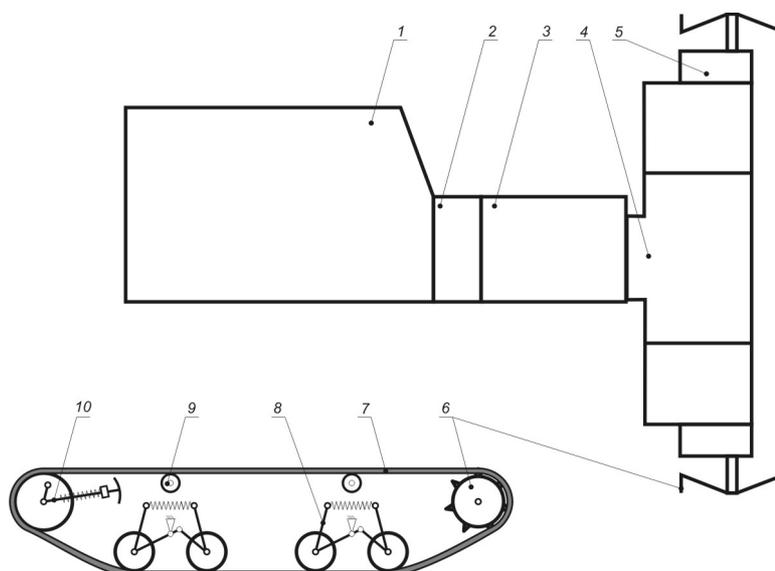


Рис. 1. Кинематическая схема гусеничной машины: 1 – двигатель внутреннего сгорания (ДВС); 2 – сцепление; 3 – коробка перемены передач; 4 – задний мост с главной передачей и дифференциальным механизмом; 5 – бортовой редуктор; 6 – ведущая звездочка; 7 – гусеничная цепь; 8 – каретка; 9 – поддерживающий ролик; 10 – натяжной механизм

ДВС 1 соединен с ведущими звездочками 6 радиусами $r_{бз}$ посредством агрегатов трансмиссии и бортовых редукторов. Передаточное отношение КПП на соответствующей передаче – $k_{КПП}$, передаточное отношение главной передачи (ГП) – $k_{ГП}$, передаточное отношение дифференциала (ДИФ) – $k_{ДИФ}$, передаточное отношение бортового редуктора (БР) – $k_{БР}$.

Вес гусеничной машины массой $M_{зм}$ (с учетом массы водителя) воспринимается роликами кареток 8, имеющими радиус $r_{рк}$. Натяжение гусеничной цепи осуществляется колесом натяжного механизма 10, имеющим радиус $r_{кнм}$, поддержка гусеничной цепи – поддерживающими роликами радиусом $r_{пр}$. Длина каждой гусеничной цепи – $l_{гц}$, толщина гусеничной цепи – $h_{гц}$, вес одного погонного метра – $m_{гц}$. Угол обхвата гусеничной цепью ведущей звездочки – $\alpha_{бз}$, угол обхвата гусеничной цепью колеса натяжного механизма – $\alpha_{нм}$.

Из условия неизменности кинетической энергии следует, что для системы вращающихся масс, состоящей из ДВС, сцепления, коробки перемены передач, ведущего моста с главной передачей и дифференциальным механизмом, бортовых редукторов, ведущих звездочек, роликов кареток, поддерживающих роликов, колес натяжных ме-

ханизмов цепи и гусеничных цепей, и полагая пренебрежимо малым действие трения качения, воздушного сопротивления движению, проскальзывания между гусеничными цепями и опорной поверхностью [1]:

$$\begin{aligned}
 J_{np}(\omega) \frac{\omega_{\partial\delta}^2}{2} = & J_{\partial\delta}(\omega) \frac{\omega_{\partial\delta}^2}{2} + J_{mp}(\omega) \frac{\omega_{\partial\delta}^2}{2} + J_{\delta\delta} \omega_{\delta\delta}^2 + J_{кнм} \omega_{кнм}^2 + J_{рк} \frac{\omega_{рк}^2}{2} x + J_{np} \frac{\omega_{np}^2}{2} y + \\
 & + M_{\delta\delta} \frac{V_{\delta\delta}^2}{2} + \alpha_{\delta\delta} \left(r_{\delta\delta} + \frac{h_{\delta\delta}}{2} \right) m_{\delta\delta} \left(r_{\delta\delta} + \frac{h_{\delta\delta}}{2} \right)^2 \frac{\omega_{\delta\delta}^2}{2} + \\
 & + \alpha_{кнм} \left(r_{кнм} + \frac{h_{кнм}}{2} \right) m_{кнм} \left(r_{кнм} + \frac{h_{кнм}}{2} \right)^2 \frac{\omega_{кнм}^2}{2} + \\
 & + \left(l_{кнм} - \alpha_{\delta\delta} \left(r_{\delta\delta} + \frac{h_{\delta\delta}}{2} \right) - \alpha_{кнм} \left(r_{кнм} + \frac{h_{кнм}}{2} \right) \right) m_{кнм} V_{\delta\delta}^2,
 \end{aligned} \tag{1}$$

где $J_{np}(\omega)$, $J_{\partial\delta}(\omega)$, $J_{mp}(\omega)$, $J_{\delta\delta}$, $J_{кнм}$, $J_{рк}$, J_{np} – приведенный к оси вращения коленчатого вала двигателя момент инерции (с учетом приведения к оси вращения коленчатого вала действия сил трения двигателя, агрегатов трансмиссии), момент инерции двигающихся масс двигателя (с учетом приведения к оси вращения коленчатого вала действия сил трения), момент инерции вращающихся масс агрегатов трансмиссии (с учетом приведения к оси вращения коленчатого вала действия сил трения), момент инерции ведущей звездочки, момент инерции колеса натяжного механизма, момент инерции ролика каретки, момент инерции поддерживающего ролика; $\omega_{\delta\delta}$, $\omega_{кнм}$, $\omega_{рк}$, ω_{np} – угловые скорости ведущей звездочки, колеса натяжного механизма, ролика каретки, поддерживающего ролика; x , y – количество роликов каретки и поддерживающих роликов, установленных на гусеничную машину.

Угловые скорости колеса натяжного механизма, ролика каретки, поддерживающего ролика связаны с угловой скоростью ведущей звездочки ($\omega_{\delta\delta} = \omega_{\partial\delta} / (k_{кпп} k_{гп} k_{диф} k_{бр})$) через линейную скорость гусеничной машины $V_{\delta\delta} = \omega_{\delta\delta} r_{\delta\delta}$ и, соответственно, равны:

$$\omega_{кнм} = \omega_{\delta\delta} \frac{r_{\delta\delta}}{r_{кнм}}, \quad \omega_{рк} = \omega_{\delta\delta} \frac{r_{\delta\delta}}{r_{рк}}, \quad \omega_{np} = \omega_{\delta\delta} \frac{r_{\delta\delta}}{r_{np}}. \tag{2}$$

Искомый приведенный момент инерции системы:

$$\begin{aligned}
 J_{np}(\omega) = & J_{\partial\delta}(\omega) + J_{mp}(\omega) + \frac{2J_{\delta\delta}}{k_{кпп}^2 k_{гп}^2 k_{диф}^2 k_{бр}^2} + \frac{2J_{кнм}}{k_{кпп}^2 k_{гп}^2 k_{диф}^2 k_{бр}^2} \frac{r_{\delta\delta}^2}{r_{кнм}^2} + \\
 & + \frac{J_{рк}}{k_{кпп}^2 k_{гп}^2 k_{диф}^2 k_{бр}^2} \frac{r_{\delta\delta}^2}{r_{рк}^2} x + \frac{J_{np}}{k_{кпп}^2 k_{гп}^2 k_{диф}^2 k_{бр}^2} \frac{r_{\delta\delta}^2}{r_{np}^2} y + M_{\delta\delta} \frac{r_{\delta\delta}^2}{k_{кпп}^2 k_{гп}^2 k_{диф}^2 k_{бр}^2} + \\
 & + \frac{\alpha_{\delta\delta} m_{\delta\delta}}{k_{кпп}^2 k_{гп}^2 k_{диф}^2 k_{бр}^2} \left(r_{\delta\delta} + \frac{h_{\delta\delta}}{2} \right)^3 + \frac{\alpha_{кнм} m_{кнм}}{k_{кпп}^2 k_{гп}^2 k_{диф}^2 k_{бр}^2} \frac{r_{\delta\delta}^2}{r_{кнм}^2} \left(r_{кнм} + \frac{h_{кнм}}{2} \right)^3 + \\
 & + \left(l_{кнм} - \alpha_{\delta\delta} \left(r_{\delta\delta} + \frac{h_{\delta\delta}}{2} \right) - \alpha_{кнм} \left(r_{кнм} + \frac{h_{кнм}}{2} \right) \right) m_{кнм} \frac{r_{\delta\delta}^2}{k_{кпп}^2 k_{гп}^2 k_{диф}^2 k_{бр}^2}.
 \end{aligned} \tag{3}$$

Очевидно, что основной весовой вклад в $J_{np}(\omega)$ делает масса гусеничной машины M_{zm} .

Расчетное уравнение крутящего момента при разгоне гусеничной машины с водителем при работе двигателя по внешней характеристике (акселератор нажат до упора) [2]:

$$M(\omega) = J_{np}(\omega)\varepsilon_1(\omega) =$$

$$= \left[\begin{aligned} & J_{\partial\omega}(\omega) + J_{mp}(\omega) + \frac{2J_{\partial\omega}}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} + \frac{2J_{кнм}}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} \frac{r_{\partial\omega}^2}{r_{кнм}^2} + \\ & + \frac{J_{рк}}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} \frac{r_{\partial\omega}^2}{r_{рк}^2} x + \frac{J_{np}}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} \frac{r_{\partial\omega}^2}{r_{np}^2} y + \\ & + M_{zm} \frac{r_{\partial\omega}^2}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} + \frac{\alpha_{\partial\omega} m_{zc}}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} \left(r_{\partial\omega} + \frac{h_{zc}}{2}\right)^3 + \\ & + \frac{\alpha_{кнм} m_{zc}}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} \frac{r_{\partial\omega}^2}{r_{кнм}^2} \left(r_{кнм} + \frac{h_{zc}}{2}\right)^3 + \\ & + \left(l_{zc} - \alpha_{\partial\omega} \left(r_{\partial\omega} + \frac{h_{zc}}{2}\right) - \alpha_{нк} \left(r_{нк} + \frac{h_{zc}}{2}\right)\right) m_{zc} \frac{r_{\partial\omega}^2}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} \end{aligned} \right] \varepsilon_1(\omega), \quad (4)$$

где $\varepsilon_1(\omega)$ – угловое ускорение коленчатого вала двигателя при разгоне гусеничной машины только с водителем.

Расчетное уравнение крутящего момента при разгоне гусеничной машины с водителем и грузом массой $M_{zр}$ при работе двигателя по внешней характеристике (акселератор нажат до упора):

$$M(\omega) = J_{np}(\omega)\varepsilon_2(\omega) =$$

$$= \left[\begin{aligned} & J_{\partial\omega}(\omega) + J_{mp}(\omega) + \frac{2J_{\partial\omega}}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} + \frac{2J_{кнм}}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} \frac{r_{\partial\omega}^2}{r_{кнм}^2} + \\ & + \frac{J_{рк}}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} \frac{r_{\partial\omega}^2}{r_{рк}^2} x + \frac{J_{np}}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} \frac{r_{\partial\omega}^2}{r_{np}^2} y + \\ & + (M_{zm} + M_{zр}) \frac{r_{\partial\omega}^2}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} + \frac{\alpha_{\partial\omega} m_{zc}}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} \left(r_{\partial\omega} + \frac{h_{zc}}{2}\right)^3 \\ & + \frac{\alpha_{кнм} m_{zc}}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} \frac{r_{\partial\omega}^2}{r_{кнм}^2} \left(r_{кнм} + \frac{h_{zc}}{2}\right)^3 + \\ & + \left(l_{zc} - \alpha_{\partial\omega} \left(r_{\partial\omega} + \frac{h_{zc}}{2}\right) - \alpha_{нк} \left(r_{нк} + \frac{h_{zc}}{2}\right)\right) m_{zc} \frac{r_{\partial\omega}^2}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} \end{aligned} \right] \varepsilon_2(\omega), \quad (5)$$

где $\varepsilon_2(\omega)$ – угловое ускорение коленчатого вала двигателя при разгоне гусеничной машины с водителем и грузом массой $M_{zр}$.

Приравнивая (4) и (5), определяем сумму:

$$J_{об}(\omega) + J_{пр}(\omega) = M_{эп} \frac{r_{эз}^2}{k_{кпп}^2 k_{гп}^2 k_{диф}^2 k_{бр}^2} \cdot \frac{\varepsilon_2(\omega)}{\varepsilon_1(\omega) - \varepsilon_2(\omega)} -$$

$$\left\{ \begin{aligned} & \frac{2J_{эз}}{k_{кпп}^2 k_{гп}^2 k_{диф}^2 k_{бр}^2} + \frac{2J_{кнм}}{k_{кпп}^2 k_{гп}^2 k_{диф}^2 k_{бр}^2} \frac{r_{эз}^2}{r_{кнм}^2} + \\ & + \frac{J_{рк}}{k_{кпп}^2 k_{гп}^2 k_{диф}^2 k_{бр}^2} \frac{r_{эз}^2}{r_{рк}^2} x + \frac{J_{пр}}{k_{кпп}^2 k_{гп}^2 k_{диф}^2 k_{бр}^2} \frac{r_{эз}^2}{r_{пр}^2} y + \\ & + M_{эм} \frac{r_{эз}^2}{k_{кпп}^2 k_{гп}^2 k_{диф}^2 k_{бр}^2} + \frac{\alpha_{эз} m_{зц}}{k_{кпп}^2 k_{гп}^2 k_{диф}^2 k_{бр}^2} \left(r_{эз} + \frac{h_{зц}}{2}\right)^3 + \\ & + \frac{\alpha_{кнм} m_{зц}}{k_{кпп}^2 k_{гп}^2 k_{диф}^2 k_{бр}^2} \frac{r_{эз}^2}{r_{кнм}^2} \left(r_{кнм} + \frac{h_{зц}}{2}\right)^3 + \\ & + \left(l_{зц} - \alpha_{эз} \left(r_{эз} + \frac{h_{зц}}{2}\right) - \alpha_{нк} \left(r_{нк} + \frac{h_{зц}}{2}\right)\right) m_{зц} \frac{r_{эз}^2}{k_{кпп}^2 k_{гп}^2 k_{диф}^2 k_{бр}^2} \end{aligned} \right\}. \quad (6)$$

Подставляя (6) в (4), строим характеристику крутящего момента, создающего тяговое усилие на гусеницах:

$$M(\omega) = M_{эп} \frac{r_{эз}^2}{k_{кпп}^2 k_{гп}^2 k_{диф}^2 k_{бр}^2} \cdot \frac{\varepsilon_1(\omega)\varepsilon_2(\omega)}{\varepsilon_1(\omega) - \varepsilon_2(\omega)}. \quad (7)$$

Подставляя (6) в (5), строим характеристику крутящего момента, создающего тяговое усилие на гусеницах:

$$M(\omega) = M_{эп} \frac{r_{эз}^2}{k_{кпп}^2 k_{гп}^2 k_{диф}^2 k_{бр}^2} \cdot \frac{\varepsilon_1(\omega)\varepsilon_2(\omega)}{\varepsilon_1(\omega) - \varepsilon_2(\omega)}. \quad (8)$$

Полезная механическая мощность на гусеницах:

$$N(\omega) = M(\omega)\omega = M_{эп} \omega \frac{r_{эз}^2}{k_{кпп}^2 k_{гп}^2 k_{диф}^2 k_{бр}^2} \cdot \frac{\varepsilon_1(\omega)\varepsilon_2(\omega)}{\varepsilon_1(\omega) - \varepsilon_2(\omega)}. \quad (9)$$

Осуществляя параллельный замер массового расхода топлива $Q(\omega)$ при измерении $\varepsilon_1(\omega)$ или $\varepsilon_2(\omega)$ (в идеальном случае расходы должны совпадать) и зная теплотворную способность топлива q_m , определяем зависимость эффективного коэффициента полезного действия гусеничного транспортного средства:

$$\eta(\omega) = \frac{N(\omega)}{Q(\omega)q_m}. \quad (10)$$

Выводы. Инерционный метод оценки эффективности преобразования энергии топлива в полезную работу движения гусеничных лесотранспортных машин, основанный на методах теоретической механики, в частности, на методе динамики вращательного движения, может быть использован в исследовательских целях при проведении опытно-конструкторских работ над новыми и находящимися в эксплуатации машинами. На инерционный метод оценки энергетической эффективности преобразования энергии топлива в полезную работу гусеничной лесной машины подана заявка на изобретение Российской Федерации.

Список литературы

1. Неразрушающий контроль и техническая диагностика: тезисы докладов 18-й Всероссийской конференции с международным участием. Нижний Новгород. 29.09. – 03.10.2008 г. – М.: Машиностроение, 2008. – 310 с.
2. Сборник научных трудов по материалам Международной конференции Двигатель-2007, посвященной 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э.Баумана / Под редакцией Н.А. Иващенко, В.Н. Костюкова, А.П. Науменко, Л.В. Грехова. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – 572 с.

Статья поступила в редакцию 07.12.10.

A. V. Egorov

INERTIAL METHOD OF TRACK-TYPE FOREST VEHICLES ENERGETIC EFFICIENCY ASSESSMENT

A method of track-type forest vehicles energetic efficiency assessment is offered and scientifically grounded. Fuel consumption direct measurement and indirect determination of effective power developed by the explosion engine are the basis of the method. The power of the engine is determined in measurement of the dynamics of center crankshaft angular acceleration in acceleration of a track-type vehicle with or without load.

Key words: *inertial, inertial diagnostics, energy efficiency, track-type forest vehicles.*

ЕГОРОВ Алексей Васильевич – докторант, кандидат технических наук, доцент кафедры транспортно-технологических машин МарГТУ. Область научных интересов – энергоэффективность и энергосбережение. Автор более 60 публикаций.

E-mail: Egorov@marstu.net