

Анализ тяговых усилий на средствах малой механизации

Д-р техн. наук С. Н. ДЕВЯНИН, инж. И. И. САПОЖНИКОВ (РГАУ – МСХА им. К. А. Тимирязева, pakedova.55@mail.ru)

Аннотация. Проведен анализ тяговых усилий на средствах малой механизации (СММ) агроинженерии при выполнении агротехнологических операций.

Ключевые слова: сельскохозяйственные орудия, тяговое усилие, эффективность, качение, коэффициент, сцепление, буксование, мощность, частота вращения, двигатель, трансмиссия, коробка передач.

Analysis of traction power of small-scale mechanization means

S. N. DEVYANIN, I. I. SAPOZHNIKOV (Russian State Agrarian University – Moscow K. A. Timiryazev Agricultural Academy, pakedova.55@mail.ru)

Summary. The article analyzes the traction power of small-scale mechanization means of agricultural engineering when performing agrotechnological operations.

Keywords: agricultural implements, traction power, efficiency, rolling, coefficient, coupling, slipping, power, rotation frequency, engine, transmission, gearbox.

Для повышения эффективности работы СММ их оснащают большим количеством дополнительных с.-х. орудий, которые могут быть как навесными, так и прицепными. Использование с.-х. орудий предполагает их энергообеспечение от двигателя СММ, поэтому он должен иметь достаточную мощность для выполнения всех агротехнологических операций. Недостаточная мощность двигателя приводит к выполнению операций на пониженной скорости, что влечет за собой ухудшение режима работы с.-х. орудий, снижение качества выполнения операций и производительности [1]. Избыточная мощность на ведущих колесах приводит к потере их сцепных свойств и снижению эффективности работы из-за снижения скорости при буксовании.

Оценка мощности, необходимой для создания требуемого тягового усилия на орудии, осуществляется путем проведения тягового расчета СММ.

Тяговое усилие на с.-х. орудиях — результат снижения усилия на ведущих колесах за счет сопротивления качению:

$$P_{кр} = P_k - P_f$$

где $P_{кр}$ — тяговое усилие, создаваемое СММ (сила тяги на крюке); P_k — тяговое усилие на ведущих колесах СММ (касательная сила тяги); P_f — сопротивление качению колес.

Сопротивление качению колес СММ складывается из сопротивлений качению каждого колеса:

$$P_f = \sum_{i=1}^n P_{fi}$$

где P_{fi} — сила сопротивления качению i -го колеса; n — количество колес.

Сопротивление качению колеса обычно оценивается по степени нагрузки, приходящейся на колесо, его упругости и качеству поверхности качения. Если колесо накачено до номинального значения, то сопротивление

качению этого колеса может быть определено по зависимости:

$$P_{fi} = f_{ki} G_{ki}$$

где f_{ki} — коэффициент сопротивления качению i -го колеса; G_{ki} — вертикальная составляющая силы (нагрузки), действующей на i -е колесо.

Вертикальная составляющая статической нагрузки, действующей на колесо, определяется распределением силы тяжести между колесами СММ. Обычно принимают равномерное распределение силы тяжести между колесами на одном мосту, равное половине нагрузки, приходящейся на мост [2]. Распределение весовой нагрузки между мостами зависит от конструкции СММ, которая определяет положение его центра масс. Весовые нагрузки на мосты могут быть определены по зависимостям:

$$G_1 = G_{СММ} L_2 / L;$$

$$G_2 = G_{СММ} - G_1,$$

где $G_{СММ}$ — вес СММ; G_1 , G_2 — весовые нагрузки на 1-й (передний) и 2-й (задний) мосты; L_2 — расстояние от центра масс до оси заднего моста; L — межосевая база СММ.

Коэффициент f_k сопротивления качению колеса может быть выбран на основании приведенных в таблице статистических данных в зависимости от свойств поверхности качения.

Коэффициенты сцепления ведущего колеса с почвой φ_k и сопротивления качению f_k

Тип почвы	φ_k	f_k	$k_{п}$	$\varphi_{пр}$
Целина, плотная залежь	0,7...0,9	0,05...0,07	0,09	0,73...0,95
Стерня	0,6...0,8	0,08...0,1	0,1	0,61...0,81
Поле, подготовленное под посев	0,4...0,6	0,16...0,18	—	—
Вспаханное поле	0,5...0,7	0,12...0,18	0,11	0,62...0,83
Скошенный луг	0,6...0,8	0,06...0,08	—	—

При движении СММ по однородной поверхности с одинаковым f_k силу сопротивления качению колес СММ определим как:

$$P_f = \sum_{i=1}^n P_{fi} = f_k \sum_{i=1}^n G_{ki} = f_k G_{СММ}.$$

Тяговое усилие, создаваемое ведущими колесами СММ, складывается из касательных сил на каждом ведущем колесе:

$$P_k = \sum_{i=1}^m P_{ki},$$

где P_{ki} — касательная сила тяги i -го ведущего колеса; m — количество ведущих колес.

Касательная сила тяги ведущего колеса обычно оценивается по степени нагрузки, приходящейся на колесо, и его сцепным качествам [2] и может быть определена по зависимости:

$$P_{ki} = \varphi_{ki} G_{ki},$$

где φ_{ki} — коэффициент сцепления с поверхностью качения i -го ведущего колеса; G_{ki} — вертикальная составляющая силы (нагрузки), действующей на i -е ведущее колесо.

При движении полноприводного СММ (тип 4К4, все колеса ведущие) по однородной поверхности и одинаковых сцепных качествах всех ведущих колес тяговое усилие, создаваемое ведущими колесами СММ, может быть найдено по выражению:

$$P_k = \sum_{i=1}^n P_{ki} = \varphi_k \sum_{i=1}^n G_{ki} = \varphi_k G_{СММ}.$$

Если в СММ не все колеса ведущие, то в обеспечении тягового усилия участвует только доля веса СММ, приходящаяся на ведущие колеса [2]. Эту долю можно оценить по статическому коэффициенту нагрузки ведущих колес $\lambda_{ст}$, который для СММ с задним ведущим мостом составит:

$$\lambda_{ст} = G_2 / G_{СММ}.$$

При работе с с.-х. орудием, расположенным сзади СММ, коэффициент нагрузки задних ведущих колес возрастает на 15—20 % как за счет перемещения назад центра масс при использовании навесного с.-х. орудия, так и за счет передачи реакции от крюковой силы на колеса СММ. Обычно величина коэффициента нагрузки задних ведущих колес при номинальном тяговом усилии СММ типа 4К2 составляет $\lambda_k = 0,75...0,8$.

Поэтому при работе СММ с задними ведущими колесами (тип 4К2) на однородной поверхности и одинаковых сцепных качествах обоих ведущих колес тяговое усилие P_k может быть найдено по выражению:

$$P_k = \lambda_k \varphi_k G_{СММ}.$$

Тяговое усилие на ведущем колесе создается крутящим моментом, передаваемым по трансмиссии от двигателя [3]. Необходимый крутящий момент двигателя может быть определен по зависимости:

$$M_d = \frac{r_k P_k}{i_T \eta_T},$$

где M_d — крутящий момент двигателя; r_k — динамический радиус колеса; i_T — передаточное отношение трансмиссии; η_T — механический КПД трансмиссии.

Динамический радиус колеса r_k (расстояние от опорной поверхности до оси вращения) зависит от нагрузки на колесо, давления воздуха в шине, конструктивных особенностей шины, скорости движения и др. Для расчетных исследований часто используют статический радиус колеса, определяемый по соответствующему стандарту или по зависимости:

$$r_k = 0,5D - (0,14...0,18)B,$$

где D и B — наружный диаметр и ширина профиля шины.

Передаточное отношение трансмиссии i_T определяется передаточными отношениями ее агрегатов: коробки передач (КП), главной передачи, колесного редуктора и др. При использовании механической КП передаточное отношение трансмиссии изменяется ступенчато при переходе с одной передачи на другую. Обычно изменение передаточных отношений передач выполняют в геометрической прогрессии:

$$i_n = i_1 q^{n-1},$$

где i_1, i_n — передаточные отношения КП на 1-й и n -й передачах рабочего диапазона; q — показатель геометрической прогрессии (выбирается таким, чтобы при использовании всех передач КП можно было получить все необходимые рабочие скорости СММ).

Использование бесступенчатой КП (вариатора) позволяет плавно менять передаточное отношение от i_1 до i_n .

Механический КПД трансмиссии η_T зависит от ее типа (ступенчатая, бесступенчатая, механическая, гидростатическая, гидродинамическая, электрическая и т. д.) и количества зубчатых зацеплений. Для механической ступенчатой трансмиссии КПД обычно находят по формуле:

$$\eta_T = \eta_{ц}^m \eta_k^n (1 - \zeta),$$

где $\zeta = 0,03...0,05$ — коэффициент, учитывающий потери энергии в трансмиссии на холостом ходу; $\eta_{ц}, \eta_k$ — КПД цилиндрической и конической пар шестерен, принимают $\eta_{ц} = 0,985...0,99$ и $\eta_k = 0,975...0,98$; m и n — количество одновременно находящихся в зацеплении цилиндрических и конических пар шестерен.

В полноприводных СММ типа 4К4 для определения КПД рассматривают отдельно потоки энергии по ветвям трансмиссии от двигателя к передним η_{T1} и задним η_{T2} ведущим колесам. Результирующее значение механического КПД трансмиссии определяют как их сумму с учетом долей передаваемой мощности:

$$\eta_T = \eta_{T1} \lambda_{N1} + \eta_{T2} (1 - \lambda_{N1}),$$

где λ_{N1} — доля мощности, передаваемая на привод передних колес.

Обычно доля мощности, передаваемая на передний ведущий мост, находится в пределах:

— для СММ 4К4а (малые колеса переднего моста) $\lambda_{N1} = 0,15...0,25$;

— для СММ 4К4б (колеса обоих мостов одного раз-
мера) $\lambda_{N1} = 0,4...0,6$.

Скорость движения СММ при выполнении агротехнологической операции обычно определяется условиями обеспечения необходимого режима работы используемого с.-х. орудия [4]. Отклонение скорости СММ как в большую, так и в меньшую сторону приводит к ухудшению качества выполнения работ с.-х. орудием. Для обеспечения необходимой скорости движения с.-х. орудия на СММ выбираются необходимые передаточное отношение трансмиссии и частота вращения вала двигателя. Взаимосвязь скорости движения СММ $v_{\text{СММ}}$ с угловой частотой вращения вала двигателя ω_d может быть выражена как:

$$\omega_d = i_T \frac{v_{\text{СММ}}}{r_k(1-\delta)},$$

где $v_{\text{СММ}}$ — действительная скорость СММ; δ — коэффициент буксования.

Коэффициент буксования учитывает снижение скорости движения СММ из-за проскальзывания колеса относительно поверхности качения и позволяет оценить изменение действительной скорости СММ относительно расчетной $v_{\text{рСММ}}$ без буксования:

$$v_{\text{СММ}} = (1 - \delta)v_{\text{рСММ}}.$$

Степень проскальзывания ведущего колеса зависит от величины касательной силы тяги P_k , поверхности качения, конструктивных особенностей, степени накачанности шины и др. Обычно для расчета коэффициента буксования рассматривают его зависимость от касательной силы тяги и качества поверхности качения, которая может быть выражена в виде:

$$\delta = k_{\text{п}} \ln \left(\frac{G_i \varphi_{\text{пр}}}{G_i \varphi_{\text{пр}} - P_{ki}} \right),$$

где $k_{\text{п}}$ — коэффициент деформационных потерь в контакте ведущего колеса с опорной поверхностью; P_{ki} , G_i — касательная сила тяги и нагрузка ведущего колеса; $\varphi_{\text{пр}}$ — коэффициент на пределе сцепления.

Значения коэффициентов для колесных СММ приведены в таблице, причем меньшие значения $\varphi_{\text{пр}}$ даны для СММ типа 4К2, а большие — для СММ типа 4К4 (различие составляет 10–15 %).

Крутящий момент двигателя M_d и частота вращения его вала ω_d позволяют оценить необходимую мощность двигателя:

$$N_e = M_d \omega_d.$$

Эффективность работы СММ оценивается по экономичности использования топлива двигателем, которая выражается с помощью удельного расхода топлива, г/(кВт · ч):

$$g_e = \frac{G_T}{N_e} \cdot 10^3,$$

где G_T — часовой расход топлива, кг/ч; N_e — эффективная мощность двигателя, кВт.

Экономичность работы СММ принято оценивать по удельному крюковому расходу топлива, г/(кВт · ч):

$$g_{\text{кр}} = \frac{G_T}{N_{\text{кр}}} \cdot 10^3,$$

где $N_{\text{кр}}$ — тяговая (крюковая) мощность, кВт.

Тяговая мощность СММ определяет его производительность и может быть найдена по зависимости:

$$N_{\text{кр}} = P_{\text{кр}} v_{\text{СММ}}.$$

Тяговая мощность СММ — результат снижения мощности двигателя при ее передаче по трансмиссии СММ, потере при буксовании и преодолении сопротивления качению колес, следовательно:

$$N_{\text{кр}} = N_e - N_m - N_{\delta} - N_f.$$

где $N_m = (1 - \eta_{\text{СММ}})N_e$ — мощность механических потерь в трансмиссии; $N_{\delta} = \delta \eta_{\text{СММ}} N_e$ — мощность, потерянная при буксовании ведущего колеса; $N_f = f_k G_{\text{СММ}} v_{\text{тр}}$ — мощность, затраченная на качение колес.

Соотношение между эффективной мощностью двигателя и тяговой мощностью можно представить в виде:

$$N_e = \frac{N_{\text{кр}} + f_k G_{\text{СММ}} v_{\text{СММ}}}{\eta_{\text{СММ}}(1-\delta)}.$$

Эффективность использования мощности двигателя СММ оценивают по тяговому КПД, который определяется как соотношение мощностей:

$$\eta_T = \frac{N_{\text{кр}}}{N_e} = (1 - \delta) \eta_{\text{СММ}} - f_k \frac{G_{\text{СММ}} v_{\text{СММ}}}{N_e} = [\eta_{\text{СММ}}(1 - \delta)] / \left(1 + f_k \frac{G_{\text{СММ}}}{P_{\text{кр}}} \right).$$

Последняя зависимость показывает, что высокие значения тягового КПД могут быть получены при малых потерях в трансмиссии, небольшом буксовании, низком сопротивлении качению и большом отношении тяговой силы к массе СММ. Однако обеспечение качества работы СММ при максимальном тяговом КПД — непростая задача, так как влияющие факторы взаимосвязаны, и изменение одного фактора может изменять другие, что приводит к неоднозначному изменению тягового КПД. Для решения этой задачи строят тяговую характеристику СММ, по которой находят лучшие режимы работы СММ при выполнении тех или иных агротехнологических операций.

Тяговая характеристика может быть построена для решения следующих задач:

- анализа конструктивных параметров при проектировании нового СММ;
- подбора мощности и регуляторной характеристики двигателя для определенной конструкции СММ;
- согласования с.-х. орудия с тяговыми характеристиками СММ.

Достигнутый сегодня научно-технический уровень исследований позволяет достаточно полно определять эффективность функционирования СММ, в частности оценивать качество выполнения агротехнологических

операций при изменяющихся условиях, которые зависят от параметров и режимов работы машины и воздействия различных факторов [5].

Литература и источники

1. **Лачуга Ю. Ф.** и др. Концепция модернизации парка сельскохозяйственных тракторов России на период до 2020 года. — М.: ВИМ, 2013.

2. **Девянин С. Н., Сапожников И. И.** Регулирование качества конструкции средства малой механизации тягового класса 0,2 // Тракторы и сельхозмашины. — 2014, № 4.

3. **Девянин С. Н., Сапожников И. И.** Технический уровень качества типажа двигателей для средств малой механизации // Тракторы и сельхозмашины. — 2013, № 9.

4. **Рославцев А. В., Сапожников И. И.** Сертификационное сопровождение качества продукции агроинженерии на основе теории движения тягово-транспортных средств // Тракторы и сельхозмашины. — 2012, № 2.

5. **Рославцев А. В., Сапожников И. И.** Материально-энергетические затраты при функционировании МТА — комплексный критерий оценки его качества // Тракторы и сельхозмашины. — 2012, № 5.