

**ОБГРУНТУВАННЯ І РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ СИЛОВОГО
МОДУЛЯ МАЛОГАБАРИТНОГО ТРАНСПОРТНОГО АГРЕГАТУ.**

**Ткаченко Д.І. к.т.н., доц., Доценко М.Г. к.т.н., доц.,
Діщенко А.А. інж., Колеснік І.В., Кухаренко В.А. маг.,
Гайдаш С.Г, Проценко С.М. студ.**

Харківський національний технічний університет ім. Петра Василенко

В статті розглянуто питання впливу перевозимого в платформі вантажу на ККД агрегату.

Вступ. В агропромисловому комплексі Україні з кожним роком збільшується кількість малих селянських господарств. Тільки в Харківській області зареєстровано більше 1000 таких господарств. Всього ж в Україні подібних господарств близько 32 тисяч особистих підсобних господарств досягає 66-70 %, пояснюється недостатнім розвитком та дороговизною енергетичних засобів малої механізації. До енергетичних засобів малої механізації (ЕЗММ) відносяться самохідні машини, як правило модульної компоновки, призначені для обробки мало контурних ділянок землі, роботи в обмежених умовах теплиць, вигульних майданчиках, прибирання тротуарів, заводських територій, будівництві і тому подібне [1]. Кожний ЕЗММ модульної компоновки по функціональним принципам побудови може бути розділено на дві характерні частини: енергетичну і технологічну.

Аналіз основних публікацій, досліджень. Для досягнення ЕЗММ високої техніко-економічної ефективності і поліпшення якості виконання агрегатом технологічних операцій, енергетичну частину (силовий модуль) відокремлюють від технологічної і роблять універсальною [2]. Технологічний модуль спеціалізують по видах виконуваних робіт, забезпечуючи при цьому можливість їх швидкого з'єднання. Проте повна реалізація потужності енергосилового модуля ЕЗММ в умовах використання представляє вельми складне завдання [3].

Мета. Обґрунтування і розрахунок параметрів силового модуля малогабаритного транспортного агрегату.

Рішення задачі. В енергонасиченого силового модуля виникає розузгодження між його тяговими можливостями по двигуну і по зчепленню ведучих коліс з опорною поверхнею, яке виявляється при експлуатації мобільних засобів механізації в несприятливих польових умовах.

Як відомо, з умов можливості руху енергетичного засобу необхідно виконувати наступну нерівність [4]:

$$P_k \geq P_{k\phi} \geq \Sigma P_c ,$$

де P_k – величина дотичної сили тяги по двигуну.

$$P_k = \frac{M_e \cdot i_{mp} \cdot \eta_{mp}}{r_p},$$

тут: M_e – крутний момент двигуна;
 i_{mp} – передаточне число трансмісії;
 η_{mp} – ККД трансмісії;
 r_p – плече прикладання P_k (силовий радіус колеса);
 $P_{k\phi}$ – величина дотичної сили тяги по зчепленню.

$$P_{k\phi} = \varphi \cdot G_g,$$

тут: φ – коефіцієнт зчеплення рушія (колеса) з опорною поверхнею;
 G_g – сила ваги, що приходить на ведучі колеса;
 ΣP_c – сума всіх зовнішніх опорів. З відомого рівняння тягового балансу [5]:

$$P_k = P_{kp} + P_f + P_w \pm P_i \pm P_J, \quad (4)$$

$$\Sigma P_c = P_{kp} + P_f + P_w \pm P_i \pm P_J, \quad (5)$$

де: P_{kp} – сила тяги на гаку;
 P_f – сила опору кочення;
 P_w – сила опору повітря;
 P_i – сила опору підйому;
 P_J – сила інерції.

Аналіз чинників, що впливає на тягово-економічні характеристики мобільних машин показує, що для оптимізації роботи енергосилового агрегату необхідно забезпечити узгоджену роботу двигуна, передаточних чисел трансмісії і тягово-зчіпних якостей рушіїв. У зв'язку з цим виникає необхідність вивчення з метою оцінки їх впливу на ККД силового модуля η_{cm} .

Цей взаємозв'язок доцільно розглядати, починаючи від ведучих коліс (тягових елементів ходової частини), які долають зовнішній опір при виконанні корисної роботи (корисної потужності).

Дослідження виконуємо за відомою методикою визначення ККД мобільних машин і агрегатів, розглядаючи рух агрегату по горизонтальній поверхні, як рівномірний.

Зважаючи на вище викладене, використаємо залежності, приведені в роботах [6] і [7] і отримаємо формулу для визначення повного ККД η_{cm} ведучих коліс силового модуля при виконанні транспортної операції.

$$\eta_{cm} = \frac{(P_k - P_f - P_{fz}) \cdot v}{M_k \cdot \omega_k} = \left(1 - \frac{P_k}{1 + \chi_k}\right) \cdot \frac{r_k}{r_p}, \quad (6)$$

де: P_k – дотична сила тяги модуля;
 P_f – сила опору кочення модуля;

v – поступальна швидкість руху;
 M_k – крутний момент, підведений до осі ведучих коліс;
 ω – кутова швидкість колеса;
 r_k – кінематичний радіус колеса;
 r_p – силовий радіус колеса;
 ρ_k – коефіцієнт силових втрат,

$$\rho_k = \frac{P_f}{P_{k\varphi}} = \frac{f}{\varphi},$$

тут: f – коефіцієнт опору коченню;
 φ – коефіцієнт зчеплення;
 χ – коефіцієнт корисного вагового навантаження (корисне вагове навантаження на ведучі колеса),

$$\chi = \frac{G_{zp}}{G_k},$$

тут: G_{zp} – корисне вагове навантаження;
 G_k – вагове навантаження на колеса модуля (без вантажу, що перевозиться).

З рівняння (6) видно, що наявності корисного вантажу, що перевозиться, ККД силового модуля η_{cm} зростає.

Розглянемо окремі випадки роботи ведучих коліс силового модуля.

Якщо $\chi = 0$, то:

$$\eta_{cm} = (1 - \rho_k) \cdot \frac{r_k}{r_p} = \eta_{ТВК},$$

де: $\eta_{ТВК}$ – тяговий ККД ведучих коліс модуля;

Якщо $\varphi = f$, то

$$\eta_{cm} = \frac{\chi}{1 + \chi} \cdot \frac{r_k}{r_p} = \eta_{ТВК},$$

де: $\eta_{ТВК}$ – перевізний (транспортний ККД).

Як видно, рівняння (6) є більш загальним в порівнянні з іншими відомими ККД. Аналогічним чином є можливість, отримати формулу для визначення повного ККД ходової системи η_{xc} ,

$$\eta_{xc} = \frac{(P_{кxc} + P_{fxc} + P_{fz2}) \cdot v}{\sum M_{cm} \cdot \omega_k} = \left(1 - \frac{\rho_{xc}}{1 + \chi_{xc}}\right) \cdot \frac{r_k}{r_p}, \quad (7)$$

де: P_{kxc} – сумарна дотична сила тяги ходової системи агрегату (залежить від колісної формули);
 P_{fxc} – сумарна сила опору кочення;
 P_{fnp} – сумарна додаткова сила опору коченню, що виникає спід дією вантажу, що перевозиться;
 v – поступальна швидкість агрегату;
 r_k – приведений (узагальнений) кінематичний радіус колеса;
 r_p – приведений (узагальнений) силовий радіус (можна з достатньою точністю прийняти за $r_p \approx r_d$ - динамічному);

$$\rho_{xc} = \frac{P_{fxc}}{P_{kxc}} = \frac{f_{xc}}{\lambda_{xc} \cdot \varphi_{xc}},$$

тут: ρ_{xc} – приведений (узагальнений) коефіцієнт силових втрат;
 f – приведений коефіцієнт опору коченню;
 φ_{xc} – приведений коефіцієнт зчеплення (коефіцієнт сили тяги);

$$\chi_{xc} = \frac{G_{zp}}{G_0},$$

тут: χ_{xc} – приведений коефіцієнт сумарного корисного вагового навантаження;
 G_{zp} – сумарне корисне вагове навантаження;
 G_0 – сумарне вагове навантаження при відсутності вантажу, що перевозиться;

$$\lambda_{xc} = \frac{m_{cy}}{m_{agr}},$$

тут: λ_{xc} – коефіцієнт зчїпної маси агрегату;
 m_{cy} – зчїпна маса агрегату;
 m_{agr} – повна маса агрегату.

Узагальнені параметри ходової системи агрегату можуть бути визначені, якщо відомі конструктивні і експлуатаційні параметри одинарних коліс.

З рівняння (7) видно, що ККД ходової системи (ведучих коліс) агрегату, як і силового модуля за наявності вантажу, що перевозиться, зростає.

Висновки

1. Ефективність роботи силового модуля і ходової системи мобільного агрегату доцільно оцінювати повним ККД, що враховує як тягові, так і вагові навантаження.

2. Для розрахунку повного ККД ведучих коліс і ходової системи рекомендується використовувати формули (6) і (7).

3. Між конструктивними і експлуатаційними параметрами ведучих коліс і ходової частини агрегату, є певні зв'язки, виражені формулами (1) і (2).

Список використаних джерел

1. Діщенко А.А., Зарічний А.А., Кухаренко В.А., Обґрунтування параметрів малогабаритного трактора класу 2Кн. Збірник доповідей міжвузівського студентського семінару «Тракторна енергетика», - Харків.:2008.
2. Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1992г. №2.
3. Ракитянский Д.Ю., Щербак А.А., и др. Разработка универсальной блочно-модульной почвофрезы ФН-1,2. Матеріалі студентської науково-практичної конференції «Молодь і технічний прогрес в АПК». Харків 2010.
4. Д.А. Чудаков. Основы теории і розрахунку трактора і автомобіля. М.: «Колос», 1972.
5. Шалягин В.Н., Ткаченко Д.И. К вопросу внедрения эффективности работы самоходных машин и агрегатов в тяжелых полевых и дорожных условиях.- Повышение технико-экономических показателей агрегатов и систем энергонасыщенных тракторов. Сб. научных трудов МНИСП.- М.:1980.
6. Шалягин В.Н., Ткаченко Д.И. К вопросу определения радиусов, сопротивления качению и тягового КПД эластичного колеса.- Совершенствование сельскохозяйственных тракторов и автомобилей. Сб. научных трудов МНИСП.- М.:1979.
7. Шалягин В.Н., Ткаченко Д.И. Полный КПД мобильного энергетического средства. - Совершенствование сельскохозяйственных тракторов и автомобилей. Сб. научных трудов МНИСП, т. XV, вып. 4.-М.:1978.

Анотация

ОБОСНОВАНИЕ И РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ СИЛОВОГО МОДУЛЯ МАЛОГАБАРИТНОГО ТРАНСПОРТНОГО АГРЕГАТА

Ткаченко Д.И., Доценко Н.Г., Дищенко А.А., Колесник И.В., Кухаренко В.А.,
Гайдаш С.Г, Проценко С.Н.

В статье на основании анализа исследований предлагается оценка работы транспортного агрегата полным КПД, что учитывает как тяговые так и весовые нагрузки

Annotation

GROUND AND CALCULATION OF PARAMETERS OF THE POWER MODULE OF A SMALL TRANSPORT AGGREGATE

D. Tkachenko, M. Docenko, A. Dischenko, I. Kolesnik, V. Kukharenko,
S. Gaydash, S. Procenko

In the article on the basis of analysis of research it is offered to the robot of a transport aggregate to estimate complete KKD which takes into account the both hauling and gravimetric, loadings.