

коліс. Визначено коефіцієнти розподілу загальної гальмівної сили тракторного поїзда на передню, задню вісі трактора , передню і задню вісі причепа; з урахуванням коефіцієнта стійкості.

Ключові слова: розподілу гальмівних сил, тракторний поїзд, динаміка, гальмування, причіп, трактор.

Abstract

MODELING DYNAMICS OF TRACTOR WITH BRAKING AXLE TRAILER WITHOUT WHEEL LOCKING

M. Kholodov

A mathematical model of the process of braking tractor train (consisting of the wheel and axle trailer tractor) on the verge of locking the wheels. The coefficients of the overall distribution of braking force to the front tractor train, tractor rear axle, front and rear axle of the trailer , taking into account the stability factor .

Keywords: brake force distribution, tractor train dynamics, braking, trailer, tractor.

УДК 631.31

ПІДВИЩЕННЯ ТЯГОВИХ ПОКАЗНИКІВ БЛОЧНО-МОДУЛЬНИХ ТЯГОВО-ПРИВОДНИХ АГРЕГАТІВ

Макаренко М.Г., доц., Макаренко О.М., інж., Григораш О. Г., магістр

*Харківський національний технічний університет
сільськогосподарства імені Петра Василенка*

Обґрунтовується використання тягово-приводних комбінованих агрегатів. Розглянуті питання по раціональному співвідношенню між масами тягового засобу і сільгоспмашин для систем розосередженого приводу з позицій енергетичного критерію.

Вступ. Останнім часом спостерігається установка на трактори більш потужних двигунів без істотних змін маси. Поліпшення зчіпних властивостей ходових систем колісних тракторів традиційними методами не вирішують корінним чином проблему невідповідності рівня енергонасиченості трактора технологічним можливостям пасивних робочих органів знарядь. Підвищення ефективності використання МТА необхідно здійснювати перш за все за рахунок використання розосередженого приводу та вдосконалення передавальних елементів.

Енергонасичені колісні трактори можна використовувати більш продуктивно, якщо частину енергії двигуна передавати через систему валу відбору потужності (ВВП) трактора до активних робочих органів сільськогосподарських знарядь або до додаткових рушіїв. Розв'язок проблем, що виникають при цьому, сприяє процесу удосконалення як самого трактора,

так і сільськогосподарських машин у складі машинно-тракторного агрегату (МТА).

Аналіз основних публікацій, досліджень. Проведене д.т.н. Г.М. Кутьковим прогнозування розвитку енергетичних засобів с.-г. виробництва показало, що в процесі своєї еволюції кожне з них повинно пройти три основні етапи [1].

На першому етапі розвиток конструкції трактора відбувається відповідно до тягової концепції. Параметрична основа цієї концепції полягає в узгодженні потужності двигуна і маси енергетичного засобу таким чином, щоб перша могла бути цілком реалізована через тягове зусилля трактора, який в даному випадку є мобільним тяговим засобом.

Згідно концептуальних положень, викладених у [1, 2, 3], підвищення потужності двигуна неодмінно супроводжується відповідним збільшенням його експлуатаційної маси. Але енергонасиченість тягового засобу варіює при цьому мало й в основному є величиною постійною.

Енергонасиченість колісних тракторів, тяговий клас яких представлений середнім значенням даної величини, знаходиться на рівні приблизно 14,8 кВт/т. У гусеничних машин цей показник на 27% менший.

Сучасний етап розвитку енергетичних засобів характеризується завершенням тягової і зародженням нової, тягово-енергетичної концепції, відповідно до якої трактор є вже тягово-енергетичним засобом. Збільшення потужності двигуна останнього не супроводжується при цьому відповідною зміною його експлуатаційної маси.

Розвиток конструкції трактора в остаточній фазі другої логісти буде відрізнятися, як відзначається в прогнозі [1], істотною перевагою енергетичних функцій. В результаті потужність двигуна тягово-енергетичного засобу навіть при повному його баластуванні не може бути цілком реалізована через тягове зусилля.

Третій етап розвитку мобільної енергетики передбачає поступове перетворення тягово-енергетичних засобів у стаціонарні.

На сучасному етапі розвитку суспільства задоволення даних вимог у рамках старої тягової концепції побудови енергетичних засобів неможливе. Так, подальше зростання продуктивності МТА на основі тягового напрямку за рахунок збільшення швидкості руху практично вичерпаний [5].

Крім того, для більшості сучасних сільськогосподарських машин перехід на робочі швидкості вище 10 км/год., недоцільний у першу чергу з енергетичної точки зору [6, 7]. Цей висновок, цілком ймовірно, залишиться справедливим і на перспективу, тому що в найближчому майбутньому не вимальовується реальна можливість заміни старих робочих органів сільськогосподарських знарядь принципово новими.

Підвищення продуктивності праці за рахунок застосування широкозахватних МТА на базі енергозасобів також досяг своєї межі [7, 8]. Стримуючими факторами тут є: транспортні габарити агрегатів; час переналагодження МТА з транспортного положення в робоче і навпаки; ущільнюючий вплив ходових систем важких тракторів на структуру ґрунту і

врожайність оброблюваних культур.

Мета і постановка завдання. Одним із актуальних завдань землеробства в сучасних умовах є надійний захист ґрунтів від переущільнення і економія енергоресурсів за рахунок використання комбінованих та блочно-модульних МТА. Особливо гостро стоїть проблема по розробці і дослідженні механізмів приводу до рушіїв і робочих органів МТА багатофункціонального призначення при 2-х потоковій роздачі енергії двигуна, що дозволяють забезпечити більш повніше і ефективніше завантаження його в умовах обмежених можливостях рушіїв трактора по зчепленню з опорною поверхнею.

Вирішення задачі. Між тяговим зусиллям трактора і його масою склалася цілком певні співвідношення, порушення яких приводить або до зайвої маси трактора при обмежених можливостях двигуна, або до значного недовикористання потужності двигуна при недостатній масі трактора.

До теперішнього часу трактори розвивалися у напрямі підвищення експлуатаційно-технологічних показників за рахунок підвищення потужності і маси, технічного рівня і, частково, універсальності, досягнувши високих техніко-економічних показників. В основу були покладені закономірності, розроблені В.П. Горячкіним, по взаємодії енергетичних співвідношень зі швидкістю руху трактора і робочої машини:

$$75N = P_v = P_{\max} \left[1 - \left(\frac{V}{V_{\max}} \right)^m \right] V$$

Сучасні ергонасичені трактори можна використовувати ефективно, якщо частину енергії двигуна передавати через систему ВВП трактора до робочих органів сільськогосподарської машини або до ходової системи агрегатуємих машин.

Сучасні трактори працюють в основному в тяговому режимі. Тяговий ККД колісних тракторів класу 14 кН по схемі 4К2 невисокий — 0,46—0,667 на стерні і 0,355—0,46 на полі, підготовленому під посів, у тракторів класу 50 кН по схемі 4К4 з колесами рівного розміру він відповідно складає 0,42—0,615 на стерні і 0,306—0,52 на полі, підготовленому під посів. Трактори важких тягових класів мають великі втрати на перекочування і буксування, сильно ущільнюють ґрунт. Трактори класу 50 кН агрегуються, наприклад, з п'ятьма-шістьма сівалками СЗ-3,6, маса яких в заправленому стані рівна 9,25—11,1 т. Щоб використовувати цю масу в якості зчіпної, необхідно передати енергію для приводу опорних коліс. Для цієї мети може бути використаний механічний, гідро- або електропривод. У зв'язку з подвійним перетворенням енергії ККД у двох останніх приводів нижчий, ніж у механічної трансмісії трактора. Таким чином, при виборі параметрів системи активного приводу необхідно визначити, яку частину потужності енергозасобу доцільно реалізувати на ведучих колесах додаткового тягово-технологічного візка або на опорних колесах сільгоспмашин.

Рівняння потужностного балансу тягово-приводного агрегату з приводом

опорних коліс сільгоспмашин при русі в сталому режимі має вигляд

$$N_e = N_{TP.T} + N_{fT} + N_{\delta.T} + N_{KP.T} + N_{ВП} + N_{f.CM} + N_{\delta.CM} + N_{KP.CM}, \quad (1)$$

де: $N_{TP.T}, N_{fT}, N_{\delta.m}, N_{KP.T}$ – потужність, що втрачається відповідно в трансмісії, при перекочуванні і буксуванні тягового засобу, а також тягова;
 $N_{ВП}, N_{f.cm}, N_{\delta.cm}, N_{kp.cm}$ – потужність, що втрачається відповідно в системі відбору потужності енергозасобу при перекочуванні і буксуванні, а також тягова сільгоспмашин.

Частина потужності двигуна N_T реалізується на тяговому засобі, а частина N_{CM} – на сільгоспмашині:

$$N_e = \frac{N_T}{\eta_{TP}} + \frac{N_{CM}}{\eta_{ВП}}. \quad (2)$$

Тут $\eta_{TP}, \eta_{ВП}$ – ККД, відповідно, трансмісії тягового засобу, системи відбору потужності і приводу ходової системи сільгоспмашини:

$$N_{TP} = N_{TP} = P_{fT}v + P_{km}v_m\delta_m + P_{kp.m}v,$$

$$N_{CM} = P_{fcm}v + P_{k.cm}v_{cm}\delta_{cm} + P_{kp.cm}v,$$

v – дійсна швидкість руху агрегату;

v_m і v_{CM} – теоретична швидкість руху відповідно тягового засобу і сільгоспмашини.

Далі

$$N_T = P_{fT}v + (P_{fT} + P_{KP.T}) \frac{v}{1-\delta_T} \delta_T + P_{KP.T}v; \quad (3)$$

$$N_{CM} = P_{fcm}v + (P_{fcm} + P_{KP.CM}) \frac{v}{1-\delta_{CM}} \delta_{CM} + P_{KP.CM}v. \quad (4)$$

Звідки

$$N_T = P_{fT}v \frac{v}{1-\delta_T} + P_{KP.T} \frac{v}{1-\delta_T}; \quad (5)$$

$$N_{CM} = P_{fcm}v \frac{v}{1-\delta_{CM}} - P_{KP.CM} \frac{v}{1-\delta_{CM}}. \quad (6)$$

Відповідно до досліджень В.В. Гуськова, втрати на перекочування колеса

$$N_{fT} = \frac{1}{2} \sqrt[3]{\frac{G_T^4}{D^2 b}}. \quad (7)$$

Тут G_T – навантаження на колесо;

D – приведений діаметр умовного колеса;
 b – ширина шини.

Приведений діаметр колеса визначається по формулі

$$D = d \left(1 + \frac{\sqrt[3]{G_T K^2 b^2}}{\pi P_{\omega} \sqrt{2r_1} \sqrt[6]{d}} \right), \quad (8)$$

де r_1 – зовнішній радіус кривизни шини в поперечному перетині;
 K – коефіцієнт об'ємного змінання ґрунту: $K = K_1 / \sqrt{bD}$;
 K_1 – коефіцієнт об'ємного змінання ґрунту, отриманий при вдавлюванні штампів твердоміра.

Залежність між буксуванням, зчіпною масою і тяговим зусиллям виражається за допомогою формули Киртбая, на основі якої апроксимовані експериментальні дані для тракторів з різними ходовими системами:

$$\delta = \frac{aP_{KP}}{G_{СЦ.Т}} + b \left(\frac{P_{KP}}{G_{СЦ.СМ}} \right), \quad (9)$$

де a, b і c – безрозмірні коефіцієнти, залежні від типу трактора і ґрунтових умов.

В розрахунках не враховуємо вплив швидкості руху агрегату на залежність $\delta = f(P_{kp})$ і розглядаємо цю залежність в межах лінійної. Експериментально встановлено, що лінійний характер вона носить у тракторів класу 14 кН в діапазоні до $P_{kp} = 12$ кН, а класу 50 кН – до $P_{kp} = 45$ кН, тобто практично у всьому робочому діапазоні.

Тоді

$$\delta_T = \frac{aP_{KP.T}}{G_{СЦ.Т}}; \quad (10)$$

$$\delta_{СМ} = \frac{aP_{KP.СМ}}{G_{СЦ.СМ}}, \quad (11)$$

$G_{СЦ.Т}$ і $G_{СЦ.СМ}$ – відповідно зчіпні маси тягового засобу і сільгоспмашини.
 З урахуванням умов (5), (6), (10), (11) отримаємо

$$N_e = \frac{P_{JT}v}{\eta_{TP} \left(1 - \frac{aP_{KP.T}}{G_{СЦ.Т}} \right)} + \frac{P_{KP}v}{\eta_{TP} \left(1 - \frac{aP_{KP.T}}{G_{СЦ.Т}} \right)} + \frac{P_{JCM}v}{\eta_{СЭОМ} \left(1 - \frac{aP_{KP.СМ}}{G_{СЦ.СМ}} \right)} + \frac{P_{KP.СМ}v}{\eta_{СЭОМ} \left(1 - \frac{aP_{KP.СМ}}{G_{СЦ.СМ}} \right)}; \quad (12)$$

де v – дійсна швидкість агрегату;

$P_{кр.см}$ і $P_{фсм}$ – відповідно тягове зусилля і опір перекочуванню сільгоспмашини.

Хай $P_{кр} = P_{кр.т} + P_{кр.см}$; $G_{сц.т} = \gamma G_T$;

$$1 - K_P = \frac{P_{кр.см}}{P_{кр}}; \quad (13)$$

$$K_P = \frac{P_{кр.т}}{P_{кр}}; \quad (14)$$

де γ – коефіцієнт використання зчіпної маси трактора.

Прийнято, що маса сільгоспмашини використовується як зчіпна: $G_{сц.см} = G_{см}$. Кінематичні співвідношення швидкостей тягового засобу і приводної сільгоспмашини пов'язані з силовими. Кінематична невідповідність колових швидкостей обертання коліс сільгоспмашини і тягового засобу

$$K = \frac{v_T}{v_{см}} = \frac{(1 - \delta_{см})}{(1 - \delta_T)}. \quad (15)$$

Звідси

$$K_v \left(\frac{1 - a P_{кр} K_P}{\gamma G_T} \right) = \left\{ \frac{1 - a [P_{кр} (1 - K_P) - P_{фсм}]}{G_{см}} \right\}; \quad (16)$$

$$K_P = \frac{\left(K_v - 1 + \frac{a(P_{кр} - P_{фсм})}{G_{см}} \right)}{\left(\frac{a P_{кр}}{\gamma G_T} K_v + \frac{a P_{кр}}{G_{см}} \right)}. \quad (17)$$

Після підстановки виразів (13), (14) у формулу (12) маємо

$$N_e = v \left(\frac{AG^{4/3}}{\eta_{ТП}} + \frac{P_{кр} v_{кр}}{\eta_{ТП}} \right) \frac{1}{\frac{1 - a P_{кр} K_P}{\gamma G_T}} + \frac{P_{кр} (1 - K_P) v}{\eta_{сэом} \left\{ \frac{1 - a [P_{кр} (1 - K_P) - P_{фсм}]}{G_{см}} \right\}}. \quad (18)$$

Таким чином, для агрегату з незалежними змінними параметрами сільгоспмашин і систем їх приводу $P_{кр}$, $G_{см}$, A , $\eta_{ТП}$, $\eta_{ВП}$ і γ слід визначити залежні параметри G_T , K_P , і K_v , що характеризують оптимальні енергетичні показники агрегату.

Таким чином, для визначення $\eta_{ВП}$ и $\eta_{ТП}$ отримана система рівнянь (17), розв'язок яких пов'язаний з рядом технічних складнощів. Тому оптимальне поєднання параметрів G_T , K_P і K_v необхідно визначати виходячи з аналізу рівняння

потужнісного балансу. Розрахунки слід провести для двох ґрунтових фонів – стерні, середнього суглинку; оранки, супіски, що злежалася – і двох колісних схем – 4К4 і 4К2.

Підвищення тягових показників і несучої здатності шин тракторів важких тягових класів досягається за рахунок застосування шин широкого профілю. Між вантажопідйомністю G і зовнішнім діаметром шин d при $d = 1\text{--}2$ м прийнято наступні співвідношення: для шин просапних тракторів середньої серії $\mu_G = G/d = 5\text{--}8$, для шин-балонів $\mu_G = 24\text{--}25$ кг/см.

Розрахунки по формулі (8) показують, що при $K_1 = 0,1$ кН/см³ для шин середньої серії $D/d = 1,75$, для шин-балонів $D/d = 1,4$. З урахуванням цього величина $\mu_G = G/D$ для шин середньої серії складає $\mu_G = 2,75\text{--}4,55$, для шин-балонів $\mu_G = 17,2\text{--}17,8$ кг/см.

Співвідношення між зовнішнім діаметром і шириною профілю для шин середньої серії $\mu_{ш} = d/B = 4,7\text{--}6$, для шин-балонів $\mu_{ш} = 2,4\text{--}2,7$, для шин середньої серії $\mu_{ш} = D/B = 8,23\text{--}10,5$, для шин-балонів $\mu_{ш} = 3,36\text{--}3,78$.

Розрахунки показали, що на стерні енергозасіб з системами безступеневого відбору потужності і приводу сільгоспмашин $\eta_{ВП} = 0,5\text{--}0,65$ неконкурентоздатні по критерію мінімуму енерговитрат з працюючими в тяговому режимі агрегатами, у яких на стерні в діапазоні тягових опорів до 100 кН $\eta_T = 0,6\text{--}0,64$. При ККД систем відбору потужності і приводу $\eta_{ВП} = 0,7$ енергетичні показники енергозасобу вище, ніж тягового агрегату з механічною трансмісією трактора: $\eta_T = 0,68\text{--}0,72$.

Системи з розосередженим приводом опорних коліс сільгоспмашин або додаткового ведучого моста особливо ефективні при роботі на полі, підготовленому під посів, і з низькою несучою здатністю. Так, на полі, підготовленому під посів, у енергозасоба з системою розосередженого приводу і $\eta_{ВП} = 0,5$ енергетичні показники вище, ніж у трактора. Тяговий ККД такого агрегату $G_{СМ} = 0,52\text{--}0,63$. При $G_{СМ} = 8\text{--}10$ т і $P_{кр} = 70$ кН на відборі енергозасіб масою 12 т може реалізувати до 40% потужності.

При $\eta_{ВП} = 0,7$ і $\eta_{ВП} = 0,8$ тяговий ККД досягає відповідно 0,64 і 0,68. На відборі доцільно реалізувати від 20 до 60% потужності при $\eta_{ВП} = 0,7$ і від 40 до 80% при $\eta_{ВП} = 0,8$ ($G_{СМ} = 6\text{--}10$ т). Енергозасоби масою 5 т можуть виконувати більшість сільськогосподарських операцій.

Агрегати з енергозасобом масою 5 т на полі, підготовленому під посів, ефективні при $G_{СМ} = 100,0$ кН до $P_{кр} = 40$ кН ($\eta_{ВП} = 0,7$) і до $P_{кр} = 50$ кН ($\eta_{ВП} = 0,8$), а енергозасоби масою 12 т – починаючи з $P_{кр} = 40$ кН при $G_{СМ} = 2$ т.

Розрахунки показали, що на стерні в агрегаті з енергозасобом 4К2 система розосередженого приводу конкурентоздатна при $\eta_{ВП} = 0,7$. Тяговий ККД енергозасобу коливається в межах 0,63–0,67, тобто приблизно рівний максимальному тяговому ККД трактора 4К4 в тяговому режимі.

У енергозасобу 4К2 на полі, підготовленому під посів, тяговий ККД $\eta_a = 0,58\text{--}0,64$ ($\eta_{ВП} = 0,7$). На відборі доцільно реалізувати від 60 до 80% потужності ($G_{СМ} = 6\text{--}10$ т).

Розрахунки підтвердили теоретичну передумову про те, що із зростанням $\eta_{ВП}$ зменшується оптимальний коефіцієнт кінематичної невідповідності K_v : на

стерні при $\eta_{ВП} = 0,5-0,65$ $K_v = 1,135$; при $\eta_{ВП} = 0,8$; $K_v = 1,1$ і при $\eta_{ВП} = 0,95$ $K_v = 1$.

Для передачі крутного моменту на активний привід рушіїв або робочих органів може бути використаний ВВП. Однак, вітчизняні трактори, що мають незалежний і синхронний приводи ВВП, у багатьох випадках не відповідають швидкісним технологічним характеристикам робочих машин. У міру збільшення навантаження поступальна швидкість руху знижується. Звідси витікає, що синхронний привід для даного механізму не придатний, а оптимальне значення швидкості при незалежному приводі робочих органів практично важко визначити і постійно підтримувати у міру зміни технологічних показників оброблюваного матеріалу і умов руху. Для забезпечення якнайкращого завантаження двигуна енергонасиченого трактора при змінних технологічних параметрах необхідно мати багатоступеневий незалежний привід ВВП, а ще краще – безступеневий привід, що забезпечує постійний режим роботи робочих органів при будь-якій швидкості руху агрегату.

Двохпотокова схема передачі енергії, де разом з ланкою «ведучі колеса – грунт» енергія передається через ВВП трактора, минувши найбільш вузьку ланку «ведучі колеса – грунт». Залежно від типу робочого органу співвідношення передаваної потужності в цих силових потоках змінюється в широких межах. Так, наприклад, робота агрегату з фрезерними робочими органами через ВОМ трактора передається до 80...90% потужності.

Для виявлення недоліків існуючих конструкцій передач розглянемо схеми перемикання передач для різних типів трансмісій. Зміну швидкостей обертання валів і передаваного крутного моменту можна представити графічно (рис 1), відповідно, а) на тракторах з механічною КП; б) з використанням синхронізаторів; в) на тракторах з гідромеханічною КП; г) бажаний закон зміни ω і M

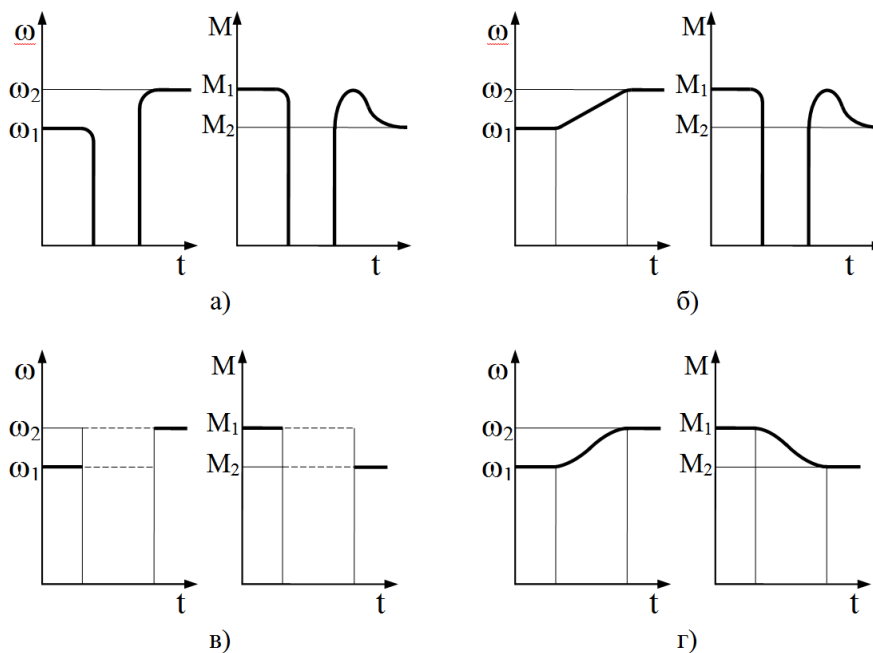


Рис. 1. - Зміна кутових швидкостей і крутного моменту під час перемикання передач при різних способах перемикання

Найбільш прогресивними є коробки передач, що дозволяють змінювати передавальне відношення без розриву потоку потужності, в яких зміни кутових швидкостей і моментів відбувається плавно (рис 1, г).

Найбільш дешевими при виготовленні і простими в обслуговуванні є механічні коробки передач.

Висновки. За результатами розрахунків можна зробити наступні висновки.

1. Застосування двопотокового приводу на ведучі колеса тягача і додатковий ведучий міст або привод ходових систем сільгоспмашин дозволяє істотно зменшити масу МТА, зменшити ущільнення ґрунту, скоротити типаж тягових засобів до трьох тягових класів масою 2, 5 і 12 т.

2. Агрегати з системою розосередженого приводу конкурентоздатні по критерію мінімуму енерговитрат з агрегатами, що працюють в тяговому режимі на стерні, при $\eta_{ВП} = 0,7-0,75$, на полі, підготовленому під посів, – при $\eta_{ВП} = 0,5$.

3. Потужність, яку слід реалізувати для приводу додаткових ведучих коліс, істотно збільшується із зростанням маси $G_{СМ}$ і $\eta_{ВП}$ машин. Для сільгоспмашин масою $G_{СМ} = 4-10$ т при $\eta_{ВП} = 0,7$ на відборі слід реалізувати до 60%, для сільгоспмашин масою до 4 т – до 30% потужності.

4. Передачу крутного моменту на додатковий ведучий міст або привод ходових систем сільгоспмашин слід забезпечити через безступеневу трансмісію з автоматичним кетуванням.

Список використаних джерел

1. Ксеневич И.П., Кутьков Г.М. Технологические основы и техническая концепция трактора второго поколения // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1982, №2.
2. Кутьков Г.М., Ксеневич И.П. Блочно-модульные МТА // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1990, №1.
3. Кутьков Г.М. Технологические основы и тяговая динамика мобильных энергетических средств: Учебное пособие // Минсельхозпрод России; Гл. упр. высш. учебн. завед.; МИИСП им В.П.Горькина.-М., 1992.-154 с.
4. Ксеневич И.П. Выбор концепции создания энергетических средств и модульное их конструирование // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1991, №2.
5. Погорелый Л.В. Сельскохозяйственная техника и технологии будущего. – К.: Урожай, 1988.-176 с.
6. Юдкин В.В. Оптимизация скорости движения и ширины захвата почвообрабатывающих агрегатов//Механизация и электрификация сельского хозяйства, 1988, N4.
7. Панов И.М. Современное состояние и пути развития техники для новых технологий возделывания сельскохозяйственных культур // Итоги науки и техники ВИНТИ; Серия "Тракторы и с.-х. машины и орудия", 1990, №5.
8. Колчин С.Н. К вопросу о модульном построении широкозахватных сельскохозяйственных агрегатов // Агрегатирование с.-х. техники. – Труды ВИСХОМ. М.,1989.

9. Хвостов В.А., Селиванов СЕ. Модульное построение машин для фермерских хозяйств // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1990, №10.

Аннотация

ПОВЫШЕНИЕ ТЯГОВЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ БЛОЧНО-МОДУЛЬНЫХ ТЯГОВО-ПРИВОДНЫХ АГРЕГАТОВ

Макаренко Н., Макаренко А., Григораш Е.

Обосновывается использование тягово-приводных комбинированных агрегатов. Рассмотрены вопросы по рациональному соотношению между массами тягового средства и сельхозмашин для систем рассредоточенного привода из позиций энергетического критерия.

Abstract

INCREASE OF HAULING INDEXES OF BLOCK-MODULE HAULING-DRIVE AGGREGATES

N. Makarenko, A. Makarenko, E. Grigorash

The use of the hauling-drive combined aggregates is grounded. Questions on rational correlation between the masses of hauling mean and agricultural machines for the systems of the dispersed drive from positions of power criterion are considered.

УДК 631.31

ВИЗНАЧЕННЯ ГРАНИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ТРАКТОРІВ ТА ПРОГНОЗУВАННЯ ЇХ ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ

Макаренко М.Г., доц., Макаренко О.М., інж., Григораш О. Г., магістр

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

Наведені пропозиції по методиці визначення граничних параметрів технічного стану тракторів при експлуатації для прогнозування їх залишкового ресурсу. Аналізується вплив управління якістю та об'ємом обслуговуючих дій для тракторів, які мають значний термін експлуатації, з метою підвищення їх функціональної стабільності.

Вступ. Під впливом навантажень і зовнішнього середовища машини зношуються і старіють. Важливим напрямком ефективного використання тракторів, що мають значний термін експлуатації, є дослідження проблеми зношування і старіння машин, які забезпечують підвищення надійності і ефективності роботи техніки, її функціональної стабільності. Управління технічним станом тракторів шляхом прогнозування залишкового ресурсу та забезпечення необхідного рівня обслуговуючих дій дозволить істотно