



УДК 631:621:01

**ДИНАМІКА РОЗГОНУ АГРЕГАТУ****О.І. ЛИТВИНОВ, В.С. ЛУКАЧ,**

Ніжинський агротехнічний інститут НУБіПУ, м. Ніжин, Україна

*Розв'язані аналітично диференціальні рівняння руху агрегату в момент розгону, як моделі механічної системи змінної структури з фрикційною в'яззю, побудована діаграма кутових швидкостей частин агрегату і визначені критичні умови розгону.*

**Ключові слова:** агрегат, кутова швидкість двигуна, режим пуску й розгону.

**Про проблему.** Дослідження процесу пуску машинного агрегату або механічної системи «Двигун – причіпна робоча машина» становить інтерес з багатьох причин. Для машинних агрегатів із двигуном внутрішнього згоряння важливо одержати закон зміни кутової швидкості частин агрегату, що б мати можливість оцінити критичні умови розгону, а також відповісти на запитання, чи можливо його здійснення при конкретних конструктивних параметрах і експлуатаційно-технологічних факторах. Критичні умови розгону виникають під час зрушення з місця й розгоні агрегату з повним навантаженням на необхідній технологічній робочій швидкості. У початковий момент руху накладаються додаткові інерційні навантаження, під впливом яких кутова швидкість двигуна може настільки знизитися, що подальший розгін системи стає нездійсненним.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** З літературних джерел відомо, що процес пуску й розгону машинного або машинно-тракторного агрегату давно був предметом пильної уваги учених [1-3] і розглядався неодноразово. Одним з перших розглядав це питання відомий учений, засновник науково-технічного напрямку, пов'язаного з підвищенням робочих швидкостей сільськогосподарських агрегатів, акад. В.М. Болтінський. Проте, при складанні математичної моделі процесу пуску їм були прийняті деякі спрощення, що позначилися на точності результатів. Адже відомо, що під час пуску й зрушення агрегату з місця двигун перевантажується й переходить із робочої лінійної ділянки регуляторної вітки моментної характеристики двигуна на криволінійну перевантажувальну ділянку (рис.1).

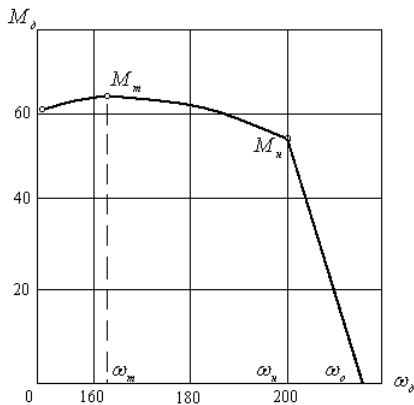


Рис. 1. Характеристика крутного моменту двигуна

У роботі [1] перевантажувальна ділянка була представлена прямою з метою подолання математичних складнощів, що фактично створює відхилення від реальності. Подібні неточності є й в інших наведених роботах.

На відміну від попередніх досліджень ці недоліки нами усунуті й отримані точні аналітичні рішення, у тому числі й з урахуванням нелінійності характеристики крутного моменту двигуна.

**Результати дослідження.** Для одержання функціональних залежностей зміни кутової швидкості двигуна й робочої машини від часу, тобто, для визначення закону зміни кутових швидкостей була складена розрахункова двомасова динамічна модель агрегату «двигун – робоча машина» змінної структури з однією фрикційною в'яззю (рис.2). При аналізі виключено з розгляду невеликий вплив на процес зміни кутової швидкості пружних характеристик передаточних елементів двигуна й робочої машини у зв'язку зі специфікою поставленого завдання.

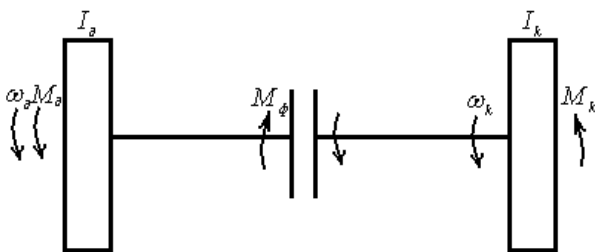


Рис. 2. Розрахункова схема машинного агрегату із фрикційною в'яззю

Як показано на рис. 1, крутний момент двигуна  $M_d$  відповідно до характеристики дизеля змінюється у функції кутової швидкості спочатку лінійно від нуля до номінальної величини  $M_n$ , потім – по квадратичній залежності (перевантажувальна гілка кривої).



Характеристика моменту фрикціону приймається в такому вигляді: у процесі плавного включення момент фрикціону змінюється лінійно, пропорційно часу [1], а після включення – приймає сталі значення

$$M_{\phi} = \beta M_n \frac{t}{t_1}, \quad \text{при } t < t_1 \quad (1)$$

$$M_{\phi} = \beta M_n, \quad \text{при } t \geq t_1 \quad (2)$$

де  $\beta$  – коефіцієнт запасу фрикціону (муфти зчеплення),  $t_1$  – момент часу повного включення фрикціону.

У початковий момент часу ведуча й ведена системи агрегату кинематично незалежні. Система диференціальних рівнянь обох частин має вигляд:

$$I_{\partial} \dot{\omega}_{\partial} = M_{\partial} - M_{\phi}, \quad (3)$$

$$I_{\kappa} \dot{\omega}_{\kappa} = M_{\phi} - M_{\kappa}, \quad (4)$$

де  $I_{\partial}$ ,  $I_{\kappa}$  – зведені до колінчастого вала двигуна моменти інерції мас ведучої і веденої частин агрегату: двигуна й робочої машини,

$\omega_{\partial}$ ,  $\omega_{\kappa}$  – кутові швидкості ведучої і веденої частин,

$M_{\partial}$ ,  $M_{\kappa}$  – зведені крутний момент двигуна й момент опору веденої частини агрегату (робочої машини).

Розв'язок диференціального рівняння (3) залежить від співвідношення часу повного включення фрикціону  $t_1$  й часу зниження кутової швидкості двигуна від холостого ходу до номінальної  $t_n$ . Тут можна виділити три інтервали:

1) при  $t < t_1$  момент фрикціону  $M_{\phi}$  є лінійним за часом, а крутний момент двигуна є лінійним за кутовою швидкістю  $\omega_{\partial}$ ;

2) при  $t_1 < t < t_n$  момент фрикціону виходить на сталі значення  $M_{\phi} = \text{const}$ , а крутний момент двигуна  $M_{\partial}(\omega_{\partial})$  є лінійним за кутовою швидкістю;

3) при  $t_1 > t_n$  момент фрикціону залишається сталим  $M_{\phi} = \text{const}$ , а крутний момент двигуна  $M_{\partial}(\omega_{\partial})$  описується квадратичною залежністю.

Нами отримані точні розв'язки диференціальних рівнянь (3) і (4) з урахуванням реальної залежності крутного моменту двигуна від кутової швидкості, у тому числі й на нелінійній ділянці регуляторної вітки характеристики, що правильно описує пусковий процес. Розв'язки



диференціальних рівнянь (3) і (4) поєднуються на окремих інтервалах часу за значеннями кутових швидкостей на границях інтервалів як двигуна  $\omega_\delta$ , так і робочої машини  $\omega_\kappa$ . Знайдемо рішення диференціального рівняння (3) на інтервалі при  $t < t_1$ , де крутний момент двигуна є лінійним у функції кутової швидкості й може бути описаний такою залежністю:

$$M_\delta = M_n \frac{\omega_0 - \omega_\delta}{\omega_0 - \omega_n},$$

де  $\omega_n, \omega_0$  – кутові швидкості двигуна, номінальна й холостого ходу;  
 $M_n$  – номінальний крутний момент двигуна.

Перевіримо правильність аналітичного подання моменту: якщо  $\omega_\delta = \omega_0$ , то  $M_\delta = 0$ , що відповідає холостому ходу двигуна, а якщо  $\omega_\delta = \omega_n$ , то  $M_\delta = M_n$ , що відповідає роботі двигуна на номінальному режимі (рис. 1).

Представимо крутний момент двигуна в безрозмірному вигляді:

$$M_\delta = M_n v,$$

де 
$$v = \frac{\omega_0 - \omega_\delta}{\Delta\omega_{0n}}; \quad \Delta\omega_{0n} = \omega_0 - \omega_n.$$

З огляду на те, що  $\frac{d\omega_\delta}{dt} = -\frac{dv}{dt} \Delta\omega_{0n}$ , рівняння (3) представиться так:

$$\frac{dv}{dt} + \frac{M_n}{I_\delta \Delta\omega_{0n}} v = \beta \frac{M_n}{I_\delta \Delta\omega_{0n}} \cdot \frac{t}{t_1}.$$

Позначаючи 
$$\frac{M_n}{I_\delta \Delta\omega_{0n}} = \alpha_0,$$

Одержимо безрозмірне неоднорідне лінійне диференціальне рівняння першого порядку з постійними коефіцієнтами

$$\dot{v} + \alpha_0 v = \beta \alpha_0 \frac{t}{t_1}. \quad (5)$$

Загальний розв'язок неоднорідного диференціального рівняння (5) складається із загального розв'язку однорідного рівняння без правої частини й частинного розв'язку неоднорідного рівняння. Для однорідного рівняння розв'язок шукаємо у вигляді

$$v_1 = ce^{\lambda t}.$$



Після підстановки шуканого розв'язку в однорідне рівняння (5) і рішення характеристичного рівняння одержуємо  $\lambda = -\alpha_0$ . Тоді загальний розв'язок однорідного рівняння

$$v_1 = ce^{\alpha_0 t}. \quad (6)$$

Частинний розв'язок рівняння (5) шукаємо методом варіацій довільних сталих Лагранжа, вводячи підстановку:

$$v(t) = c_1(t)v_1(t).$$

Загальний розв'язок одержимо у вигляді:

$$v(t) = \frac{\beta}{\alpha_0 t_1} ((\alpha_0 t - 1) + e^{-\alpha_0 t}).$$

І, остаточно, при  $t = t_1$  будемо мати:

$$v(t_1) = \beta \left( 1 - \frac{1 - e^{-\alpha_0 t_1}}{\alpha_0 t_1} \right). \quad (7)$$

Добуток  $\alpha_0 t$  безрозмірний, тому що  $\alpha_0$  має розмірність, яка є оберненою до часу  $t^{-1}$ . Фізичний зміст величини  $\alpha_0$  полягає в тому, що  $t_0 = \frac{1}{\alpha_0} = \frac{I_\delta}{M_n} \Delta\omega_{0n}$  є часом, за який двигун з моментом інерції  $I_\delta$  змінить свою кутову швидкість на величину  $\Delta\omega_{0n} = \omega_0 - \omega_n$ , тобто, вийде на номінальний режим роботи.

Продовжимо розв'язок рівняння (3) для інтервалу часу  $t_1 < t < t_n$ , якщо  $t < t_n$  й коли момент фрикціону постійний:  $M_\phi = \beta \cdot M_n = const$ , а момент двигуна ще залишається лінійним за кутовою швидкістю. Тоді диференціальне рівняння в безрозмірному вигляді буде таким:

$$\dot{v} + \alpha_0 v = \beta \alpha_0. \quad (8)$$

Поеднавши розв'язок рівняння (8) з розв'язком (7) при  $t = t_1$ , остаточно для інтервалу  $t_1 < t < t_n$  маємо рішення

$$v = \beta \left( 1 - \frac{1 - e^{-\alpha_0 t_1}}{\alpha_0 t_1} e^{-\alpha_0 (t-t_1)} \right). \quad (9)$$



Переходимо далі до одержання точного розв'язку для нелінійної ділянки кривої крутного моменту двигуна на проміжку часу  $t_n < t < t_2$ . Тут крутний момент двигуна представляється параболою у функції кутової швидкості двигуна  $\omega_\delta$ :

$$M_\delta = K_m M_n - (K_m - 1) M_n \left( \frac{\omega_\delta - \omega_m}{\omega_n - \omega_m} \right)^2, \quad (10)$$

де  $K_m = \frac{M_m}{M_n}$  – коефіцієнт пристосовності двигуна,

$M_m, \omega_m$  – максимальний момент двигуна й відповідна йому кутова швидкість,

$t_2$  – момент вирівнювання кутових швидкостей двигуна й робочої машини.

У правильності подання крутного моменту двигуна (10) легко переконатися:

при  $\omega_\delta = \omega_m$  крутний момент двигуна дорівнює  $M_\delta = K_m M_m$ , а при  $\omega_\delta = \omega_n$  крутний момент буде:  $M_\delta = K_m M_n - (K_m - 1) M_n = M_n$ .

Тоді рівняння (3) буде мати вигляд:

$$I_\delta \dot{\omega}_\delta + (K_m - 1) M_n \left( \frac{\omega_\delta - \omega_m}{\omega_n - \omega_m} \right)^2 = K_m M_n - \beta \cdot M_n.$$

Зведемо кутову швидкість до безрозмірного вигляду

$$\frac{\omega_\delta - \omega_m}{\omega_n - \omega_m} = \Omega_\delta, \quad \text{тоді} \quad \frac{d\omega_\delta}{dt} = \frac{d\Omega_\delta}{dt} \Delta\omega_n, \quad \text{де} \quad \Delta\omega_n = \omega_n - \omega_m$$

і, позначаючи  $\alpha_n = \frac{M_n}{I_\delta \Delta\omega_n}$ , остаточно одержуємо рівняння:

$$\dot{\Omega}_\delta + (K_m - 1) \alpha_n \Omega_\delta^2 = -\alpha_n (\beta - K_m). \quad (11)$$

Тут  $t = \frac{1}{\alpha_n}$  – характерний час, за який номінальний момент  $M_n$

викликає зміну кутової швидкості двигуна на величину  $\Delta\omega_n$ .

Нелінійне диференціальне рівняння (11) є окремим випадком спеціального рівняння Ріккати  $y' + ay^2 = bx^\rho$  при  $\rho = 0$ , яке розв'язується



підстановкою  $t = \frac{x}{a}$  й введенням нової змінної  $y' = ui$ , що приводить його до лінійного рівняння першого порядку. У нашому випадку  $ab \leq 0$ , тоді для рівняння (11) існує відомий розв'язок [4]. Поєднаний з попереднім розв'язком (9) на границі інтервалу  $t = t_n$ , де  $\omega_\partial = \omega_n$ , розв'язок рівняння (11) буде мати вигляд:

$$\Omega_\partial(t) = \frac{1 - \sqrt{\frac{\beta - K_m}{K_m - 1}} \operatorname{tg}(\sqrt{(K_m - 1)(\beta - K_m)} \alpha_n)(t - t_n)}{1 + \sqrt{\frac{K_m - 1}{\beta - K_m}} \operatorname{tg}(\sqrt{(K_m - 1)(\beta - K_m)} \alpha_n)(t - t_n)}. \quad (12)$$

Таким чином, для рівняння (3) отримані розв'язки (7), (9), (12) на зазначених інтервалах з відповідним протіканням кривих крутного моменту двигуна на лінійній і параболічній ділянках.

Переходимо до розв'язку рівняння (4) для веденої частини агрегату.

Уведемо безрозмірну кутову швидкість  $\Omega_\kappa = \frac{\omega_\kappa}{\omega_m}$ , звідки  $\dot{\omega}_\kappa = \omega_m \dot{\Omega}_\kappa$ .

Прийmemo позначення:  $M_\kappa = K_3 M_n$ ,

де  $K_3$  – коефіцієнт завантаження двигуна,  $\alpha_\kappa = \frac{M_n}{I_\kappa \omega_m}$ . Тоді одержуємо диференціальне рівняння в безрозмірному вигляді:

$$\dot{\Omega}_\kappa(t) = \alpha_\kappa \left( \beta \frac{t}{t_1} - K_3 \right). \quad (13)$$

Момент часу  $t_0$  початку розгону веденої частини агрегату визначається з умови рівності моментів фрикціону й моменту опору робочої машини  $M_\phi = M_\kappa$ :

$$\beta M_n \frac{t}{t_1} = K_3 M_n, \quad \text{звідки } t_0 = \frac{K_3 t_1}{\beta}.$$

Розв'язок рівняння (13) для інтервалу  $t_0 < t < t_1$  має вигляд:

$$\Omega_\kappa(t) = \alpha_\kappa \left( \frac{\beta}{2t_1} t^2 - K_3 t + \frac{K_3^2 t_1}{2\beta} \right). \quad (14)$$



Для границі інтервалу  $t = t_1$  маємо

$$\Omega_{\kappa}(t_1) = \alpha_{\kappa} \frac{(\beta - K_3)^2}{2\beta} t_1. \quad (15)$$

Для проміжку часу  $t_1 < t \leq t_2$ , де  $M_{\phi} = \beta M_n$ , розв'язок рівняння (4) має вигляд:

$$\Omega_{\kappa}(t) = \alpha_{\kappa} \left( (\beta - K_3)t - \frac{\beta_2 - K_3^2}{2\beta} t_1 \right). \quad (16)$$

Отже, отримані розв'язки, що дають уявлення про хід зміни кривих  $\omega_{\delta}(t)$  і  $\omega_{\kappa}(t)$  в довільний момент часу. Для кривої двигуна – це спадний розв'язок від значення  $\omega_0$ , для кривої робочої машини – зростаючий від нуля. Зміну реальної величини  $\omega_{\kappa}(t)$  завжди можна простежити з огляду на те, що  $\omega_{\kappa} = \omega_m \Omega_{\kappa}(t)$ . Мінімальне значення кутової швидкості двигуна  $\omega_{\delta}$ , що дорівнює  $\omega_2$ , досягається в той момент часу  $t_2$ , при якому інтегральні криві перетинаються (рис.3). Далі відбувається спільний розгін системи, кутові швидкості вирівнюються  $\omega_{\delta} = \omega_{\kappa}$ , момент тертя фрикціону стрибком убуває до досить необхідної величини, що забезпечує нормальну роботу.

При спільному розгоні системи рівняння (3) і (4) поєднуються:

$$(I_{\delta} + I_{\kappa})\dot{\omega}_{\delta} = M_{\delta} - M_{\kappa} \quad (17)$$

Підставимо в рівняння (17) вирази для  $M_{\delta}$  й  $M_{\kappa}$ . Оскільки двигун працює на перевантажувальній гілці характеристики, то залежність крутного моменту від кутової швидкості є параболічною (10), а момент опору веденої частини агрегату дорівнює  $M_{\kappa} = K_3 M_n$ . Уводячи безрозмірну кутову швидкість

$$\frac{\omega_{\delta} - \omega_m}{\omega_n - \omega_m} = \Omega_{\delta}; \quad \frac{d\omega_{\delta}}{dt} = \frac{d\Omega_{\delta}}{dt} \Delta\omega_{\delta},$$

і позначаючи  $\frac{M_n}{(I_{\delta} + I_{\kappa})\Delta\omega_n} = \alpha$ , одержуємо нелінійне диференціальне рівняння

$$\dot{\Omega} + \alpha(K_m - 1)\Omega^2 = \alpha(K_m - K_3). \quad (18)$$





Вираз (18) є спеціальним рівнянням Ріккати, що й рівняння (11), але зі значенням  $ab > 0$ , тому що  $K_m > 1$ ;  $K_m > K_3$ ,  $K_3 < 1$ .

Згідно [4], воно має розв'язок в гіперболічних функціях. Інтегральна крива, що проходить через точку  $t_{н1}$ ,  $\omega_n$ , коли  $\Omega_\delta = 1$ , буде мати вигляд (тут  $\tau = t - t_{н1}$ ).

$$\Omega_\delta(t) = \frac{1 + \sqrt{\frac{K_m - K_3}{K_m - 1}} \operatorname{th}(\sqrt{(K_m - 1)(K_m - K_3)}\alpha)\tau}{1 + \sqrt{\frac{K_m - 1}{K_m - K_3}} \operatorname{th}(\sqrt{(K_m - 1)(K_m - K_3)}\alpha)\tau}. \quad (19)$$

Відповідно до отриманих розв'язків побудована діаграма зміни кутових швидкостей двигуна й робочої машини на різних інтервалах розгону (рис. 3). Тут же показаний і хід зміни моментів.

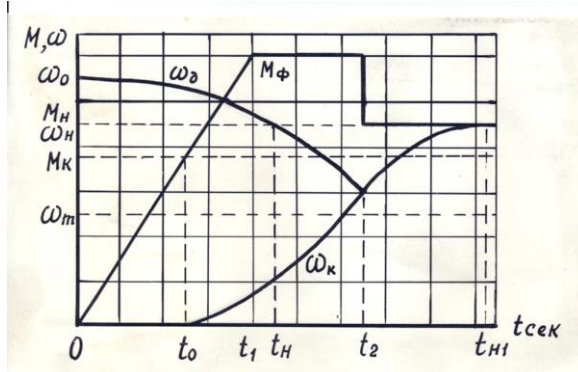


Рис. 3. Графік інтегральних кривих кутових швидкостей і моменту фрикціону

Проведемо короткий якісний аналіз процесу пуску. Отримані розв'язки, що виражають залежність від часу кутових швидкостей двигуна й комбайна окремо і як єдиного кінематичного цілого, дозволяють розглянути процес розгону й знайти критерії його стійкості і параметрів реалізації, забезпечення таких умов його протікання, при яких кутова швидкість двигуна  $\omega_2$  не виявиться нижче критичної  $\omega_m$  (рис. 1). У зв'язку зі складністю виразів обмежимося наближеним аналізом стійкості розгону. Прийmemo для спрощення, що включення фрикціону відбувається миттєво, а параболічна ділянка кривої характеристики крутного моменту двигуна замінюється прямою, що є паралельною осі абсцис.

Тоді диференціальне рівняння руху, значно спрощуючись, приймає вигляд:

$$I_\delta \dot{\omega}_\delta = -M_n (\beta - K_m) \quad (20)$$



З виразу (20) легко побачити, що вал двигуна обертається рівномірно-сповільнено, оскільки в правій частині рівняння маємо постійну величину. Якщо позначити час сповільнення до рівня  $\omega_2$  через  $t_2^o$ , то замість (20) маємо:

$$I_o \frac{\omega_2 - \omega_0}{t_2^o} = -M(\beta - K_m),$$

звідки

$$t_2^o = \frac{(\omega_0 - \omega_2)I_o}{M_n(\beta - K_m)} \quad (21)$$

Для веденої частини агрегату спостерігається рівномірно прискорений обертальний рух від нуля до  $\omega_2$ , тому аналогічно знаходимо час розгону до рівня  $\omega_2$ :

$$I_k \omega_k = M_n(\beta - K_s) \quad I_k \frac{\omega_2 - 0}{t_2^k} = M_n(\beta - K_s), \text{ звідки}$$
$$t_2^k = \frac{\omega_2 I_k}{M_n(\beta - K_s)}. \quad (22)$$

Порівнявши вирази (21) і (22), одержимо

$$\omega_2 = \frac{\omega_0}{1 + \frac{I_k(\beta - K_m)}{I_o(\beta - K_s)}}. \quad (23)$$

Вираз (23) свідчить, що механічна система успішно вийде на робочий режим, тобто, розгін здійсниться, якщо спільна кутова швидкість  $\omega_2$  не виявиться нижче критичної  $\omega_m$ . Отже, критерій стійкості розгону приймає такий вигляд:

$$\omega_2 \geq \omega_m; \quad \frac{\omega_0 - \omega_m}{\omega_m} \geq \frac{I_k(\beta - K_m)}{I_o(\beta - K_s)}. \quad (24)$$

Система успішно вийде на робочий режим, якщо кутова швидкість  $\omega_2$  не виявиться нижче критичної  $\omega_m$ . Критерій стійкості розгону (24) накладає тверді обмеження на конструктивні  $I_o, I_k, \beta$  й експлуатаційно-технічні параметри  $K_m, K_s$  агрегату.

Із цієї ж умови (24) можна визначити величину максимального зведеного моменту інерції веденої частини агрегату, зокрема, наприклад, комбайна, при якому розгін здійснений:



$$I_k \leq I_\delta \frac{(\omega_0 - \omega_m)(\beta - K_s)}{\omega_m (\beta - K_m)} \quad (25)$$

З формули (25) може бути визначена за інших рівних умов максимальна величина коефіцієнта запасу фрикціону

$$\beta \leq \frac{K_m - C_\beta K_s}{1 - C_\beta} = \beta_{\max}, \quad (26)$$

де

$$C_\beta = \frac{I_\delta (\omega_0 - \omega_m)}{I_k \omega_m}.$$

Підставивши реальні параметри довільного транспортного або сільськогосподарського агрегату у вираз (26), можна знайти необхідний коефіцієнт запасу фрикціону. Так, наприклад, для агрегату із трактором Т-150 і причіпним кукурудзозбиральним комбайном оптимальний коефіцієнт запасу фрикціону становить  $\beta = 1,46$ .

**Висновки.** На відміну від попередніх досліджень, нами отримані точні аналітичні розв'язки диференціальних рівнянь руху механічної системи «двигун – робоча машина» в один із самих важких у динамічному відношенні режимів роботи агрегату – у нестационарному режимі пуску й розгону. Установлено закони зміни кутової швидкості, як найбільш інформативні показники руху, у тому числі й з урахуванням нелінійної гілки кривої регуляторної характеристики крутного моменту двигуна.

За результатами дослідження побудована діаграма інтегральних кривих кутових швидкостей двигуна й робочої машини як на інтервалах роздільного руху, так і в період зміненої структури механічної системи під час спільного розгону.

Проведено аналіз стійкості розгону, визначені критерії його реалізації, які накладають обмеження на конструктивні (зведені моменти інерції мас двигуна й робочої машини, коефіцієнт запасу фрикціону) і експлуатаційно-технічні параметри агрегату (коефіцієнт пристосовності й коефіцієнт завантаження двигуна). Визначено максимальний зведений момент інерції агрегату, при якому розгін можливий, а також і необхідний при цьому коефіцієнт запасу фрикціону.

### Література

1. Болтінський В.М. Розгін машинно-тракторних агрегатів на підвищених швидкостях.– «Механізація й електрифікація сільського господарства», 1961, №3. С. 4–9.
2. Алфьоров С.А. Динаміка зернозбирального комбайна. – М.: Машинобудування, 1973. – 256 с.
3. Вейц В.Л., Кочура А.Е. Динаміка машинних агрегатів із двигунами внутрішнього згорання. М.–Л.: Машинобудування, 1976. – 383 с.



4. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Довідник з математики. – М.: Наука, 1986.–544с.

#### **Динамика разгона агрегата**

**Литвинов О.И., Лукач В.С.**

*Решены аналитически дифференциальные уравнения движения агрегата в момент разгона, как модели механической системы переменной структуры с фрикционной связью; построена диаграмма угловых скоростей частей агрегата и определены критические условия разгона.*

**Ключевые слова:** агрегат, угловая скорость двигателя, режим пуска и разгона.

#### **Dynamics of disperse machine**

**O.I. Lytvynov, V.S. Lukach**

*Solved analytically differential equations of motion unit at the time of the disperse, as variable structure model of mechanical system with friction connections; chart parts unit and velocity are critical conditions disperse.*

**Keywords:** aggregate, angular velocity of engine, startup and acceleration.