

УДК 531.3:621.86:69.002.5

Голотюк М. В., к.т.н., старший викладач, Кирикович В. Д., к.т.н., старший викладач, Гоч М. В., студент (Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне)

ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ В ПРУЖНІЙ СИСТЕМІ ВІДВАЛУ ПЛАНУВАЛЬНИКА

Розглянута проблема динамічних навантажень в пружних системах планувальника. Запропоновано навантаження пружної системи відвалу при зміні зовнішнього опору в функції швидкості, що дозволяє зменшити динамічні навантаження і знизити енергозатрати робочого процесу.

Ключові слова: динаміка, планувальник, пружна система, відвал, планування.

Проблема та її зв'язок з науковими та практичними завданнями.

Під динамічною системою розуміють пружну механічну систему, що має можливість здійснювати коливальний рух. До зазначених механічних систем умовно відносять важільні, кулачкові, зубчасті, фрикційні механізми, механізми з гнучкими ланками, пневматичні і гідравлічні механізми, системи з електричними і електронними зв'язками.

До механічних систем з електричними зв'язками відносять машинні агрегати, в яких виникають перехідні процеси, викликані системою керування електродвигуном або генератором.

До механічних систем з електронними зв'язками відносять машинні агрегати, керовані електронними пристроями, причому ці пристрої взаємодіють з механічною частиною агрегатів і впливають на їх роботу.

Залежно від складності структури динамічних систем їх характеризують числом ступенів свободи (числом незалежних координат), що дозволяє визначати їх стан в будь-який фіксований момент часу.

У динамічних системах всі або окремі ланки приймаються пружними, тобто деформуються. При цьому деформація таких ланок не перевищує межі пружності. Саме завдяки властивості пружності буде деформована динамічна система намагається повернутися в положення стійкої рівноваги. Такий процес завжди супроводжується коливальними рухами.

Динамічні системи володіють також властивістю демпфірування коливань. Ця властивість перешкоджає розвитку коливальних процесів внаслідок наявності внутрішнього тертя в кінематичних парах систем і в конструкційних матеріалах, з яких виготовлені їх ланки. При демпфуванні відбувається часткове розсіювання (дисипація) механічної енергії і перетворення її в теплову.

Якщо в динамічній системі можна знехтувати демпфуючими зв'язками і враховувати тільки пружні зв'язки, то її називають консервативною. В такій ідеалізованій системі при коливаннях механічна енергія зберігається незмінною.

Якщо ж у динамічній системі механічна енергія зменшується і в ній за відсутності зовнішнього порушення виникають затухаючі коливання, то її називають дисипативною. У такій системі завжди діє комплекс пружних і демпфуючих зв'язків.

Залежно від характеру пружних деформацій ланок динамічних систем коливання останніх підрозділяються на поздовжні, поперечні і крутильні.

При необмеженому зчепленні рушіїв ЗТМ з ґрунтом можна виділити дві технологічні стадії функціонування: початковий сталий рух машини до заглиблення робочого органу та робочий несталий рух в процесі копання. Відповідна розрахункова схема представлена на рис. 1.

На першій стадії (рис. 1, а) машина з приведеною масою m_n рухається із сталою швидкістю $V_{пoc}$, долаючи до початку копання опір руху P_0 . При цьому рушійна сила P_d рівна силі P_0 .

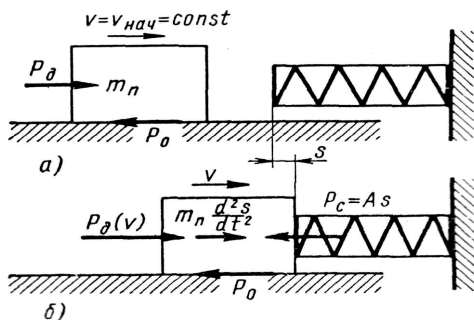


Рис. 1. Розрахункова схема одномасової динамічної системи ЗТМ:
а – до початку копання, б – в процесі копання ґрунту

На другій стадії (рис. 1, б) сила опору копанню P_c представляється як опір при лінійній деформації ґрунту і графічно інтерпретується у

вигляді пружини з жорсткістю, рівній інтенсивності зростання опору A . В цьому випадку приймаємо

$$P_c = P_0 + A \cdot S, \quad (1)$$

де S – координата переміщення.

Буксування рушіїв відсутнє і рушійна сила менше сили зчеплення ($P_d < T_\varphi$). Вважаємо, що рушійна сила є функцією швидкості: $P_d = f(\dot{S})$.

Рівняння руху машинного агрегату має вигляд:

$$P_d(\dot{S}) - P_0 - A \cdot S - m_{\Pi} \cdot \ddot{S} = 0. \quad (2)$$

Після перетворення маємо:

$$\ddot{S} + G \cdot \dot{S} + \frac{A}{m_{\Pi}} \cdot S = D. \quad (3)$$

Постійні коефіцієнти G і D залежать від початкового опору P_0 і від характеру зміни рушійної сили P_d . Їх значення визначаються по формулах, приведених в монографії А.М. Холодова.

Рішення характеристичного рівняння, відповідного рівнянню (3), має такий вигляд:

$$\alpha_{1,2} = -\frac{G}{2} \pm \sqrt{\frac{G^2}{4} - \frac{A}{m_{\Pi}}}. \quad (4)$$

Якщо, $G^2 > \frac{4A}{m_{\Pi}}$ то

$$S_1 = C_1 e^{\alpha_1 t} + C_2 e^{\alpha_2 t} + \frac{D \cdot m_{\Pi}}{A}. \quad (5)$$

Якщо, $G^2 < \frac{4A}{m_{\Pi}}$ то

$$S_2 = e^{-Gt/2} (C_3 \cdot \cos pt + C_4 \cdot \sin pt) + \frac{D \cdot m_{\Pi}}{A}, \quad (6)$$

де $p = \sqrt{\frac{A}{m_{\Pi}} - \frac{G^2}{4}}$ – частота затухаючих коливань.

У практичних розрахунках доводиться мати справу з обома отри-
маними рішеннями.

Прийmemo такі початкові умови: при $t = 0$ $S = 0$; $\dot{S} = V_n$.

Відмітимо, що початкову швидкість при переході від рівномірного руху до копання із зростаючим опором можна представити у вигляді:

$$V_n = D/G. \quad (7)$$

Після знаходження довільних постійних M і ряду перетворень отримаємо:

$$S_1 = \frac{D}{G \cdot r} \left(-\frac{\alpha_2}{\alpha_1} e^{\alpha_1 t} + \frac{\alpha_1}{\alpha_2} e^{\alpha_2 t} \right) + \frac{D \cdot m_{\Pi}}{A}, \quad (8)$$

$$V_1 = \dot{S}_1 = \frac{D}{G \cdot r} \left(-\alpha_2 e^{\alpha_1 t} + \alpha_1 e^{\alpha_2 t} \right), \quad (9)$$

$$a_1 = \ddot{S}_1 = -\frac{DA}{m_{\Pi} \cdot G \cdot r} \left(e^{\alpha_1 t} - e^{\alpha_2 t} \right), \quad (10)$$

де $r = 2 \sqrt{\frac{G^2}{4} - \frac{A}{m_{\Pi}}}$;

$$S_2 = \frac{Dm_{\Pi}}{A} e^{-Gt/2} \left[\left(\frac{A}{G \cdot m_{\Pi} \cdot p} - \frac{G}{2p} \right) \sin pt - \cos pt + 1 \right], \quad (11)$$

$$V_2 = \dot{S}_2 = D \cdot e^{-Gt/2} \left(\frac{1}{G} \cos pt + \frac{1}{2p} \sin pt \right), \quad (12)$$

$$a_2 = \ddot{S}_2 = -e^{-Gt/2} \frac{AD}{G \cdot m_{\Pi} \cdot p} \sin pt. \quad (13)$$

Завдання динамічного розрахунку ЗТМ зазвичай зводиться до відшукування максимальних прискорень в процесі копання ($a_{1\max}$ або $a_{2\max}$). При цьому динамічне навантаження на робочий орган складає:

$$F_{\max} = m_{\Pi} \cdot a_{\max}. \quad (14)$$

Таким чином, головними чинниками, що визначають динамічні навантаження в ЗТМ, є початкова швидкість копання, приведена маса машини і інтенсивність зростання опору.

Для експлуатаційного планування використовуються причіпні і напівнавісні довгобазові планувальники. «Слабкою ланкою» в таких машинах є пружна система відвалу. Саме в ній виникають найбільш небезпечні динамічні навантаження. Для дослідження зазначеної проблеми розглянемо розрахункову схему, представлену на рис. 2.

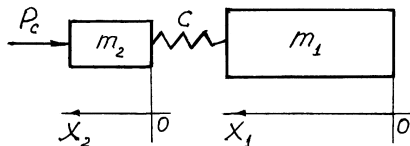


Рис. 2. Розрахункова схема динамічної системи відвалу планувальника

Прийmemo такі позначення: m_1 – маса планувальника без робочого органа; m_2 – приведена маса відвалу; c – жорсткість пружної системи відвалу; P_c – сила опору, що вирівнюється ґрунту; x_1 і x_2 – координати переміщення планувальника і відвалу.

При невеликих швидкостях руху планувальника маємо:

$$P_c = \frac{P}{v} \cdot \dot{x}_2, \quad (15)$$

де P – найбільша сила опору при максимальній швидкості розгону машини v ; \dot{x}_2 – швидкість руху відвалу.

Вважатимемо, що в момент розгону машини прискорення постійне. Тоді координати центра маси будуть знаходитися

$$x_1 = \frac{v \cdot t^2}{2t_1}, \quad (16)$$

де t_1 – час розгону до номінальної швидкості після зупинки машини.

Рівняння руху маси m_2 прийме вигляд:

$$m_2 \ddot{x}_2 - (x_1 - x_2) c = -\frac{P}{v} \cdot \dot{x}_2. \quad (17)$$

Підставляючи сюди вираз для x_1 , після перетворення отримаємо:

$$\ddot{x}_2 + \frac{P}{v \cdot m_2} \dot{x}_2 + \frac{c}{m_2} \cdot x_2 = \frac{v \cdot c \cdot t^2}{2m_2 t_1}. \quad (18)$$

Приймаємо такі початкові умови: $t = 0$ $x_2 = 0$; $\dot{x}_2 = 0$.

Рівняння (18) за структурою аналогічно рівнянню (17). Опускаючи детальне рішення, знайдемо вираз для шуканого динамічного навантаження в пружній системі відвалу:

$$Q_d = (x_1 - x_2)c = -\frac{e^{\alpha t}}{v \cdot c \cdot t_1 \cdot \beta} (\gamma \cdot \sin \beta t + \delta \cdot \cos \beta t) + \frac{P}{t_1} \left(t - \frac{P}{c \cdot v} \right) + \frac{v \cdot m_2}{t_1}, \quad (19)$$

де

$$\alpha = -\frac{P}{2v m_2}; \quad \beta = \sqrt{\frac{c}{m_2} - \frac{P^2}{4v^2 m_2^2}};$$

$$\gamma = \frac{P(v^2 m_2 c + P^2)}{2 \cdot v \cdot m_2}; \quad \delta = \beta(v^2 m_2 c - P^2).$$

Час t обмежений часом розгону t_1 і не може його перевищувати.

Графік функції $Q_D = f(t)$ показаний на рис. 3.

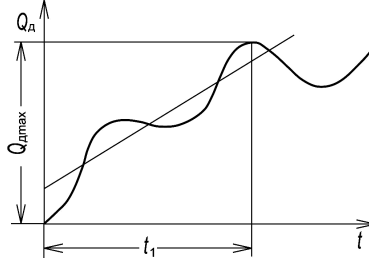


Рис. 3. Графік навантаження пружної системи відвалу при зміні зовнішнього опору в функції швидкості

Час t_m , відповідає максимуму функції $Q_D(t)$, тобто:

$$t_m = t_1 = \frac{1}{\beta} \operatorname{arc\,tg} \left(\frac{\gamma}{\delta} \right). \quad (20)$$

Тоді

$$Q_{D \max} \cong \frac{e^{\alpha t_1} \sqrt{\gamma^2 + \delta^2}}{v c t_1 \cdot \beta} + P \left(1 - \frac{P}{c v t_1} \right) + \frac{v m_2}{t_1}. \quad (216)$$

Якщо маса m_2 крім динамічного навантаження сприймає статичну силу Q_C , то повна максимальне навантаження в пружній системі відвалу складатиме:

$$Q_{\text{полн. макс}} = Q_{D \max} + Q_C. \quad (22)$$

Висновки. Аналізуючи отримані результати маємо, що динамічні навантаження в системі планувальника постійно змінюються, зростаючи із навантаженням на відвал. Виконані дослідження дають можливість підібрати раціональні параметри елементів пружної системи відвала планувальника для зменшення динамічних навантажень.

1. Сур'янінов М. Г. Теоретичні основи динаміки машин / Сур'янінов М. Г., Дашенко О. Ф., Білоус П. О. – Одеса : Наука і техніка, 2004. – 292 с. 2. Дмитриченко М. Ф. Динаміка мобільних машин з напіпними функціональними елементами. Монографія / Дмитриченко М. Ф., Вікович І. А. – Львів : Видавництво Львівської політехніки, 2008. – 496 с. 3. Лупичев Л. Н. Динаміка складних систем / Л. Н. Лупичев. – М. : ИФТП, 1993. – 154 с. 4. Кожевников С. Н. Динаміка нестационарних процесів в машинах / С. Н. Кожевников. – К. : Наукова думка, 1986. – 288 с.

Рецензент: д.т.н., професор Кравець С. В. (НУВГП)

**Holotiuik M. V., Candidate of Engineering, Senior Lecturer,
Kyrykovich V. D., Candidate of Engineering, Senior Lecturer,**

Hoch M. V., Senior Student (National University of Water Management and Nature Resources Use, Rivne)

DYNAMIC FORCES IN THE ELASTIC BLADE SYSTEM SCHEDULER

The problem of the dynamic loadings is considered in the resilient systems of planner. Loading of the resilient system is offered to the dump at the change of external resistance in the function of speed, that allows to decrease the dynamic loadings and reduce the енергозатрати of working process.

Keywords: dynamics, planner, resilient system, dump, planning.

Голотюк Н. В., к.т.н., старший преподаватель, Кирикович В. Д., к.т.н., старший преподаватель, Гоч Н. В., студент (Национальный университет водного хозяйства и природопользования, г. Ровно)

ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ В УПРУГОЙ СИСТЕМЕ ОТВАЛА ПЛАНИРОВЩИКА

Рассмотрена проблема динамических нагрузок в упругих системах планировщика. Предложена нагрузка упругой системы отвала при изменении внешнего сопротивления в функции скорости, что позволяет уменьшить динамические нагрузки и снизить энергозатраты рабочего процесса.

Ключевые слова: динамика, планировщик, упругая система, отвал, планирование.
