

УДК 621.869

РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ СКРЕПЕРНОГО ПОТЯГА

В.М. Краснокутський, доцент, к.т.н., С.Г. Ковалевський, ст. викл.,
Г.В. Кузнецов, студент, ХНАДУ

Анотація. Розглянуто роботу скреперного потяга у штовхальному режимі зі стикуванням під час копання ґрунту переднім скрепером, а також проведено аналіз деформації пружного елемента зчпного пристрою. Розроблено методику розрахунку навантажень. Описано застосування у зчпному пристрої пружного елемента, що оберігає конструкцію скреперів від небезпечних динамічних навантажень.

Ключові слова: математична модель, скрепер, зусилля, жорсткість, буксування.

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ СКРЕПЕРНОГО ПОЕЗДА

В.Н. Краснокутский, доцент, к.т.н., С.Г. Ковалевский, ст. преп.,
Г.В. Кузнецов, студент, ХНАДУ

Аннотация. Рассмотрено работу скреперного поезда в толкающем режиме со стыковкой во время копания ґрунта передним скрепером, а также проведен анализ деформации упругого элемента сцепного устройства. Разработана методика расчета нагрузок. Описано использование в сцепном устройстве упругого элемента, который защищает конструкцию скреперов от опасных динамических нагрузок.

Ключевые слова: математическая модель, скрепер, усилие, жесткость, буксование.

DEVELOPMENT OF A MATHEMATICAL MODEL OF TANDEM SCRAPERS

V. Krasnokutskiy, Associate Professor, Candidate of Engineering Sciences,
S. Kovalevskiy, Assistant Professor, G. Kuznetsov, student, KhNAHU

Abstract. Performance of the tandem scraper in the pushing mode, when coupled, while the forward scraper is digging has been considered; and deformation of the drawbar springing element has been analyzed. A procedure for load calculation has been developed. Application of a springing element in the drawbar protecting the scraper structure from destructive dynamical loads has been described.

Key words: mathematical model, scraper, effort, stiffness factor, skidding.

Вступ

Розглянемо роботу скреперного потяга у штовхальному режимі зі стикуванням під час копання ґрунту переднім скрепером. Цей режим можливий при копанні ґрунту, якщо скрепер оснащений автоматичним зчпним пристроєм.

Аналіз публікацій

Способи вдосконалення ефективності виконання скреперних робіт [1] включають можливість, підвищення тягових якостей за ра-

хунок об'єднання машин у скреперний потяг. Використання такого методу дозволяє збільшити продуктивність скреперів, але підвищує навантаження, що діють у вузлах металоконструкції. Визначення найбільш напружених режимів роботи скреперів у складі скреперного потяга потребує додаткових досліджень.

Мета та постановка задачі

Встановити максимальні динамічні навантаження та основні чинники, що впливають на характер коливальних процесів у вузлах ме-

талоконструкції при спареній роботі скреперів у складі скреперного потяга, а також визначити величини коефіцієнтів динамічності та жорсткості пружних елементів основних елементів металоконструкції скреперів.

Розробка математичної моделі

Передній скрепер набирає ківш самостійно до тих пір, поки його тягач не починає буксувати, при цьому $T_1 = T_{\phi 1}$, швидкість V_1 падає до деякого значення V_{01} , що відповідає моменту, коли задній скрепер наздоганяє його на вищій швидкості, зчпний пристрій замикається, і подальший рух відбувається спільно.

Вважаємо для моменту стикування

$$t = 0; V_1^I = V_2^I = 0; x_1 = 0; x_2 = 0; \\ V_{01} \text{ p } V_{02}; x_{02} = T_2/C.$$

Запишемо рівняння руху

$$T_1 - AX_{01} + CX_{02} + C(X_2 - X_1) - \\ - AX_1 - M_1 X_1^{II} = 0, \quad (1)$$

якщо $T_1 = T_{\phi 1} = AX_{01}$,

де X_1 – шлях, пройдений у процесі набору ґрунту до початку буксування

$$T_1 = T_{\phi 1}.$$

Рівняння руху першого скрепера запишемо

$$C(X_2 - X_1) + CX_{02} - \\ - AX_1 - M_1 X_1^{II} = 0. \quad (2)$$

Для другого скрепера після стикування зусилля швидко досягає значення сили тяги по зчепленню. З виразу (2) маємо

$$T_2 - CX_{02}C(X_2 - X_1) - M_2 X_2^{II} = 0; \quad (3)$$

але $T_2 = CX_{02}$, тоді

$$x_1^{II} - c(x_2 - x_1)/M_1 + CX_{02}/M_2 = 0; \quad (4)$$

$$X_2^{II} + C(X_2 - X_1)/M_2 = 0. \quad (5)$$

На підставі виразу (4) запишемо

$$X = M_1 \ddot{X}_1 / C + X_1 + AX_1 / C - X_{02};$$

$$X_2^{II} = M_1 X_1^4 / C + X_1^{II} (1 + A/C). \quad (6)$$

З виразу (5) отримаємо

$$X_1 = M_2 X_2^{II} / C + X_2;$$

$$X_2^{II} = M_2 X_2^4 / C + X_2^{II}. \quad (7)$$

Підставляючи значення X_1 в рівняння (4), а X_2^{II} в (5), отримаємо

$$X_1^4 + X_1^{II} (C/M_1 + C/M_2 + A/M_1) + \\ + ACX_1/M_1M_2 - C^2 X_{02}/M_1M_2 = 0; \quad (8)$$

$$X_2^4 + X_2^{II} (C/M_1 + C/M_2 + A/M_1) + \\ + ACX_2/M_1M_2 - C X_{02}/M_1M_2 = 0. \quad (9)$$

Рішення рівнянь (8) та (9) наберуть вигляду

$$x_1 = N_1 \sin \alpha t + N_2 \cos \alpha t + \\ + N_3 \sin \beta t + N_4 \cos \beta t; \quad (10)$$

$$x_2 = N_5 \sin \alpha t + N_6 \cos \alpha t + \\ + N_7 \sin \beta t + N_8 \cos \beta t + x_{oz}. \quad (11)$$

Постійні інтегрування визначаються з початкових умов при $t = 0$

$$N_2 + N_4 = 0;$$

$$\alpha^2 N_2 + \beta N_4 = 0;$$

$$\alpha N_1 + \beta N_3 = V_{01};$$

$$-\alpha^3 N_1 - \beta N_3 = C(V_{02} - V_{01})/M_1 - \\ - AV_{01}/M_1; \quad (12)$$

$$\alpha^2 N_6 + \beta^2 N_8 = 0;$$

$$\alpha^3 N_5 + \beta^3 N_7 = C(V_{02} - V_{01})/M_2.$$

Звідси отримаємо

$$N_2 = N_4 = N_6 = N_8 = 0;$$

$$N_1 = \left[V_{01} (A/M_1 - \beta^2) - C(V_{02} - V_0) \right]_1 \div \\ \div M / \alpha (\alpha^2 - \beta^2);$$

$$\begin{aligned}
 N_3 &= [C(V_{02} - V_{01})/M_1 - V_{01} \times \\
 &\quad \times (A/M_1 - \alpha^2)] / \beta(\alpha^2 - \beta^2); \\
 N_5 &= [C(V_{02} - V_{01})M_2 - \beta^2 V_{02}] \div \\
 &\quad \div \alpha(\alpha^2 - \beta^2); \\
 N_7 &= [\alpha^2 V_{02} - C(V_{02} - V_{01})/M_2] \div \\
 &\quad \div \beta(\alpha^2 - \beta^2).
 \end{aligned} \quad (13)$$

Деформацію пружного елемента зчїпного пристрою S визначаємо таким чином

$$S = x_{02} + x_2 - x_1; \quad (14)$$

або

$$\begin{aligned}
 S &= (N_5 - N_1) \sin \alpha t + \\
 &\quad + (N_7 - N_3) \times \sin \beta t + \chi bz.
 \end{aligned} \quad (15)$$

Підставляючи значення постійних $N_1, N_3, N_5, N_7, x_{02}$, а також вважаючи, що за значень lt і βt , кратних $\pi/2$, $\sin \alpha$, $\sin \beta$, співпадаючих за знаком, $S = S_{\max}$ отримаємо

$$S_{\max} = (N_5 - N_1) + (N_7 - N_3) + x_{02}; \quad (16)$$

або, після перетворень

$$\begin{aligned}
 S_{\max} &= \{[(\alpha^3 - \beta^3) - (\alpha - \beta)(C/M_2 + C/M_1)] \times \\
 &\quad \times (V_{02} - V_{01}) + V_{01} A(\alpha - \beta)/M_1\} \alpha^3 \beta - \alpha \beta^3.
 \end{aligned} \quad (17)$$

Аналіз виразу (17) показує, що на величину навантажень, що виникають у зчїпному пристрої, окрім мас і жорсткостей, істотний вплив справляє різниця швидкостей $V_{01} - V_{02}$, за яких відбувається стикування двох скреперів, і меншою мірою впливає початкова швидкість переднього скрепера V_{01} . Результати обчислень за різних початкових швидкостей стикування і жорсткостей зчїпного пристрою і ґрунту приведено на рис. 1.

Вони показують, що при копанні однорідних ґрунтів, на яких можуть виникати опори копанню, що зростають із найбільшою можливою інтенсивністю, тобто за найнесприятливіших прийомів керування ковшом і поєднань швидкостей стикування максимальні значення коефіцієнта динамічності при зіткненнях з жорсткими перешкодами не переви-

щують величин, отриманих при копанні скреперами, сполученими заздалегідь до початку копання.

Розглянуті залежності показують, що основними чинниками, що впливають на характер коливальних процесів при спареній роботі скреперів та на величину максимальних динамічних навантажень, що виникають у зчїпних пристроях, є:

- маса і жорсткість скреперних агрегатів;
- величини сили тяги, що реалізується тягачами за умови зчеплення рушіїв із ґрунтом;
- інтенсивність зростання опорів копанню ґрунту або жорсткість перешкод у ґрунті, що потрапляють під ніж скрепера при копанні;
- швидкість, за якої починається інтенсивне буксування рушіїв тягачів, і різниця швидкостей скреперів під час їх стикування в забої.

Застосування у зчїпному пристрої пружного елемента, що знижує жорсткість зчеплення, є корисним заходом, що оберігає конструкцію обох скреперів від небезпечних динамічних навантажень. Так, за жорсткості зчеплення 200 кН/м коефіцієнт динамічності не перевищує 2,2, навіть в умовах зустрічі копаючим скрепером жорсткої важкої перешкоди. Проте застосування пружних елементів із такою жорсткістю навряд чи доцільно, оскільки при цьому виникає значна амплітуда коливаний, при спареній роботі скреперів, що перевищує 0,5 м.

Доцільним у даному випадку було б застосування пружного елемента з жорсткістю 1000 кН/м і обмеження допустимої швидкості.

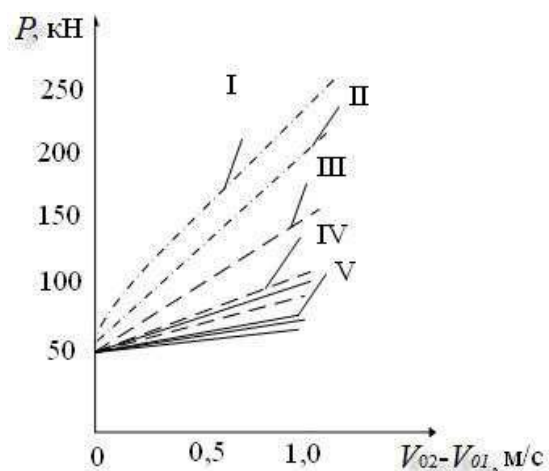


Рис. 1. Графік залежності зусиль від різниці швидкостей руху скреперів

I – $A = 10^4$ кН/м; $C = 2000$ кН/м; $V_{01} = 1,0$ м/с;

$V_{02} = 2,0$ м/с;

II – $A = 10^4$ кН/м; $C = 200$ кН/м; $V_{01} = 0$ м/с;

$V_{02} = 1,0$ м/с;

III – $A = 10$ кН/м; $C = 2000$ кН/м; $V_{01} = 0$ м/с;

$V_{02} = 1,0$ м/с;

IV – $A = 10$ кН/м; $C = 1000$ кН/м;

V – $A = 10$ кН/м; $C = 200$ кН/м.

копання і стикування скреперів величиною близько 0,5 м/с, що приводить до виникнення коливань з амплітудою не більше 0,16 м, а коефіцієнта динамічності, що дорівнює 2.

Висновки

Розроблена методика розрахунку навантажень, що виникають при спареній роботі скреперів, може бути використана при виборі основних параметрів і в попередніх розрахунках зчіпних пристроїв на міцність.

Література

1. Хмара А.А. Машини для земляних робіт: навч. пос. /А.А. Хмара, С.В. Кравець,

В.В. Нічке, Л.В. Назаров. – Рівне–Дніпропетровськ – Харків [б.в.], 2010. – 560 с.

2. Недорезов И.А. Оценка распределения грунтов по трудности разработки землеройными машинами / И.А. Недорезов // Экскаваторы и стреловые краны : реф. сб. – М.: ЦНИИЭстроймаш. – 1971. – Вып. 2. – С. 35–40.

3. Краснокутский В.М. Повышение эффективности работы полуприцепных скреперов путем улучшения их тягово-сцепных качеств / В.М. Краснокутский, А.В. Тютюн // Вісник Харківського національного техн. університету сільськогосподарства ім. П. Василенка. Сер. «Технічні науки» (Механізація сільськогосподарського виробництва)/ М-во аграрної політики України. – 2011. – Вип. 107. – С. 52.

Рецензент: Л.А. Хмара, професор, д.т.н., ХНАДУ.

Статья надійшла до редакції 22 травня 2012 р.