

УДК 624.07

Н.Х. Раковська

Міжнародний Славянський університет, Харків

РЕЙКОВИЙ ШЛЯХ СПЕЦІАЛЬНИХ АГРЕГАТІВ З ЖОРСТКІСТЮ ПІДСТАВИ, ЩО ЗМІНЮЄТЬСЯ

Наводяться розрахунки й аналіз безбалансирного багатовісного агрегату, навантаженого постійним зовнішнім навантаженням, для випадку, коли жорсткість пружної вінклерової підстави залишалася постійною, а також локально мінялася посередині довжини багатовісного агрегату. Показано, що для розглянутого варіанта навантаження багатовісного агрегату можливе створення безбалансирної конструкції, здатної забезпечувати рівномірне навантаження на колеса.

безбалансирний багатовісний агрегат, жорсткість підстави

Вступ

На основі аналізу існуючих важких багатовісних агрегатів у ряді робіт відмічається, що раціональне застосування багатоярусних балансирних систем обмежується п'ятьма ярусами. Подальше підвищення маси «корисного» вантажу, що перевозиться, здійснюється за рахунок збільшення числа ниток рейкового шляху, що істотно ускладнює як рейковий шлях, так і ходову систему багатовісного агрегату.

У зв'язку з відміченими недоліками, властивими багатоярусним балансирним системам, що ведуть до ускладнення конструкції багатовісної системи і рейкового шляху, представляється виправданим проведення розрахунків і аналізу моделей багатовісних високонавантажених спеціальних агрегатів без використання балансирних систем.

Постановка задачі. Вивчити можливість розробки моделі багатовісного агрегату без використання багатоярусних балансирів.

Аналіз літератури. Література, присвячена багатовісним агрегатам, пов'язана в основному з конструкціями, що містять багатоярусні механічні балансири. Ця література підрозділяється на дві групи.

До першої відноситься література про багатовісні багатоярусні балансирні агрегати, навантажені порівняно малим корисним навантаженням, що мають мале число ярусів балансирів. Для таких агрегатів література, в основному, по вдосконаленню їх масових характеристик, підвищенню зручності і надійності експлуатації як в процесі руху, так і на етапах вантаження і розвантаження корисних вантажів [1], [5].

До другої відноситься література, пов'язана з проблемами розробки багатовісних агрегатів з числом ярусів балансирів, рівним чотирьом-п'яти. Із-за існуючих обмежень числа ярусів [3 – 5] і забезпечення необхідної вантажопідйомності агрегату, застосовуються багатонитяні рейкові шляхи [2]. Подібні рішення ускладнюють не тільки конструкцію рухомих агрегатів, але і ускладнюють залізничну колію.

У зв'язку з відміченим, представляється доцільним пошук альтернативних, безбалансирних конструкцій багатовісних агрегатів.

Основна частина

У роботах [2, 3, 5] відмічено, що широко поширені багатовісні агрегати зі спеціальною системою механічних балансирів, володіючи експлуатаційними достоїнствами, в той же час мають і серйозні недоліки, з яких найбільш істотний полягає в тому, що багатоярусні системи балансирів мають граничне число ярусів, перевищення якого веде до такого різкого збільшення їх маси корисного навантаження на одну нитку рейкового шляху. У зв'язку з відміченим представляється виправданим вивчення можливості створення альтернативних безбалансирних конструкцій, що забезпечують рівномірне навантаження на колеса багатовісного агрегату. Першим кроком в цьому напрямі було дослідження можливості забезпечення рівномірного навантаження на колеса агрегату у разі його навантаження рівномірно розподіленим уздовж його довжини зовнішнім навантаженням (при жорсткій і пружній підвісці коліс), з урахуванням «посадки» рейкового шляху під важким багатовісним агрегатом і додатково: при локальній зміні жорсткості вінклерової підстави.

Модель багатовісного безбалансирного агрегату (рис. 1) представляється у вигляді силової (вантажної) балки 1, працюючої на вигин, жорсткої (або пружної) підвіски коліс і нескінченної балки 2, лежачої на вінклеровій підставі і моделюючої рейковий шлях. Силова схема моделі безбалансирного багатовісного агрегату, навантаженого рівномірно розподіленим зовнішнім навантаженням, наводиться на рис. 2.

Основне допущення, яке використовувалося при побудові моделі і проведенні розрахунків, полягало в тому, що досліджувана система є плоскою і всі її елементи розташовуються у вертикальній площині.

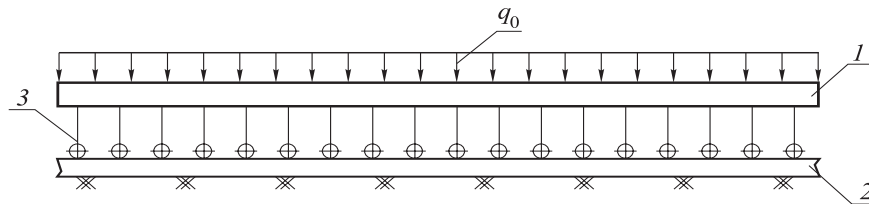


Рис. 1. Модель багатовісного безбалансирного рухомого агрегату, навантаженого рівномірно розподіленим зовнішнім навантаженням q_0 : 1 – силова (вантажна) балка; 2 – нескінченна балка; 3 – опори

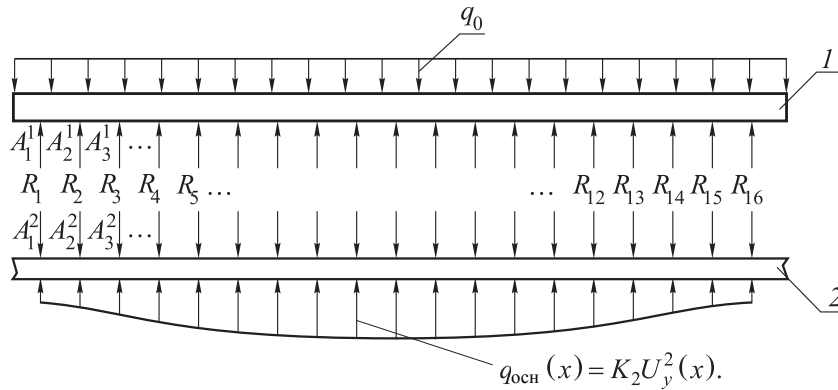


Рис. 2. Силова схема моделі безбалансирного багатовісного рухомого агрегату, навантаженого рівномірно розподіленим зовнішнім навантаженням q_0 : 1 – силова (вантажна) балка; 2 – нескінченна балка; 3 – опори;
 R_i – сили взаємодії між балками в точках $A_1^1, A_2^1, A_3^1, \dots$ і $A_1^2, A_2^2, A_3^2, \dots$

При рішенні задачі необхідно враховувати, що зв'язки R_i між балками 1 і 2 повинні бути такими, що (рис. 2): переміщення балки 1 (у точках A_1^1, A_2^1, A_3^1 і т.д.) повинні дорівнювати переміщенням нескінченної балки 2 (у точках A_1^2, A_2^2, A_3^2 і т.д.) при жорстких зв'язках або відрізнятись на величину переміщення пружного зв'язку; сили взаємодії між балками R_i в точках $A_1^1, A_2^1, A_3^1, \dots$ та $A_1^2, A_2^2, A_3^2, \dots$ повинні бути, через третій закон Ньютона, рівними за величиною і протилежними за напрямом.

Система рівнянь, що дозволяє визначати переміщення балок 1 і 2, може бути представлена як:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2}{dx^2} \left[EI_1(x) \frac{d^2 U_y^1(x)}{dx^2} \right] &= \sum_{i=1}^N R_i \delta(x - x_i) - q_0(x); \\ EI_2 \frac{d^4 U_y^2(x)}{dx^4} + K_2(x) U_y^2(x) &= - \sum_{i=1}^N R_i \delta(x - x_i); \\ U_y^1(x_i) + U_y^3(x_i) &= U_y^2(x_i), \quad (i = 1, 2, 3, \dots, N) \end{aligned} \right\} (1)$$

де $U_y^1(x_i), U_y^2(x_i), U_y^3(x_i)$ – вертикальні переміщення силової балки, балки на пружній підставі і пружної підвіски коліс в точці x_i ; $EI_1(x), EI_2$ – вигинисті жорсткості силової (або вантажної) балки і рейкового шляху; $K_1(x)$ – жорсткість пружної підстави; $U_y^3(x_i) = R_i (L_3 / EF_3)$ – переміщення пружної підвіски; EF_3 / L_3 – жорсткість зв'язку силової балки з колесом; $q_0(x)$ – зовнішнє розподілене навантаження, що діє на силову балку; R_i – сила взаємодії колеса з рейкою (або балкою на вінклеровій підставі при $x = x_i$).

Систему рівнянь (1) зручно перетворити до безрозмірної форми

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2}{d\bar{x}^2} \left[\bar{d}_1(\bar{x}) \frac{d^2 \bar{U}_y(\bar{x})}{d\bar{x}^2} \right] &= + \sum \bar{R}_i \delta(\bar{x} - \bar{x}_i) - \bar{q}_y(\bar{x}); \\ \frac{d^4 U_y^2(x)}{d\bar{x}^4} + K_2(\bar{x}) U_y^2(\bar{x}) &= - \sum \bar{R}_i \delta(\bar{x} - \bar{x}_i); \\ \bar{U}_y^1(\bar{x}_i) + \bar{K}_3 [\bar{U}_y^2(\bar{x}_i) - \bar{U}_y^1(\bar{x}_i)] &= \bar{U}_y^2(\bar{x}_i), \\ &(i = 1, 2, 3, \dots, N) \end{aligned} \right\} (2)$$

де $\bar{x} = L_1 \bar{x}$; L_1 – довжина вантажної балки;

$$\left. \begin{aligned} \bar{U}_y^1(\bar{x}) &= L_1 U_y^1(\bar{x}); \quad \bar{U}_y^2(\bar{x}) = L_1 U_y^2(\bar{x}); \\ \bar{d}_1(\bar{x}) &= \frac{EI_1(\bar{x})}{EI_2}; \quad \text{при } I_1 = \text{const}; \quad \bar{d}_1 = \frac{EI_1}{EI_2}; \\ \bar{K}_2(\bar{x}) &= \frac{K_2(\bar{x}) L_1^4}{EI_2}; \quad \bar{K}_3 = \frac{EF_3 L_1}{R_i L_3}; \\ \bar{R}_i &= \frac{R_i L_1^2}{EI_2}; \quad \bar{q}_y(\bar{x}) = \frac{q_y(\bar{x}) L_1^3}{EI_2}. \end{aligned} \right\} (3)$$

З аналізу системи рівнянь (2), записаних в безрозмірному вигляді, і коефіцієнтів приведення, визначених формулою (3), робимо висновок, що поведінка системи спеціальний важкий агрегат – рейковий шлях на пружній вінклеровій підставі визначається в загальному випадку безрозмірними параметрами $\bar{d}_1(\bar{x}), \bar{K}_2, \bar{K}_3(x_i); \bar{q}_0(\bar{x})$.

У разі, коли вигиниста жорсткість вантажної балки є величиною постійною, і величиною постійною є навантаження q_0 , а також жорсткість підвіски коліс $\bar{K}_3 = \infty$, поведінка системи визначається двома безрозмірними параметрами:

$$\bar{d}_1 = EI_1 / (EI_2); \quad \bar{K}_2 = K_2 L_1^4 / (EI_2). \quad (4)$$

На основі системи рівнянь (2) і співвідношень (3) з використанням ЕОМ був проведений ряд розрахунків, метою яких було встановлення принципової можливості створення моделі рухомих високонавантажених важких агрегатів (без застосування систем багатоярусних механічних балансирів) з рівномірним розподілом зусиль R_i (колесо-рейка) з урахуванням деформацій вантажної балки і балки на пружній підставі. Разом з відміченим вище основним завданням розв'язувалося також завдання з виявлення впливу проектних параметрів (EI_1 , EI_2 , K_2 , K_3) на характер деформації складових частин даної системи і характер розподілу зусиль R_i .

Розрахунки системи залізничний багатівісний агрегат – рейковий шлях проводилися при наступних основних початкових даних. Для 16-вісного агрегату довжина складала $L = 32$ м. Зовнішнє рівномірне розподілене навантаження $q = 5,3333 \cdot 10^4$ Н/м (що відповідало середньому значенню навантаження на колесо $R_i = 10^6$ Н). Осьовий момент інерції рейки (КР 140) $J_2 \approx 5,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4$. Жорсткість вінклерової підстави приймалася рівною $K_2 = 10^3$ Н/м². Осьовий момент інерції вантажної (силової) балки приймався в двох варіантах: 1. $J_1 \approx J_2 \approx 5,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4$; 2. $J_1 = 100J_2$. Результати розрахунків з використанням ЕОМ наведені на рис. 3, що дозволяє зробити висновки.

У разі відносно малої вигинистої жорсткості вантажної балки $J_1 \approx J_2$ спостерігається просадка рейкового шляху на ділянці багатівісного агрегату (при жорсткій підвісці коліс). Проте просадку рейкового шляху повторює і вантажна балка із-за малої її вигинистої жорсткості. В результаті відстані між балками (1) і (2) (рис. 1) залишаються незмінними, і

це призводить до рівномірного навантаження коліс R_i багатівісного важкого агрегату.

У разі відносно високої вигинистої жорсткості вантажної балки $J_1 = 100J_2$ її вигин відсутній і, переміщаючись поступально вниз, вантажна балка деформує рейковий шлях таким чином, що на значній довжині багатівісного важкого агрегату навантаження на колеса виявляється однаковим, за винятком крайових ділянок.

Таким чином, при належному виборі вигинистої жорсткості вантажної балки J_1 (як це витікає з графіка для $R_i - N$ на рис. 3, а) можна добитися рівномірного навантаження на колеса багатівісного агрегату навіть при використанні жорсткої підвіски коліс.

Застосуванням пружної підвіски коліс, як це витікає з аналізу графіка для $R_i - N$ (рис. 4), можна добитися однакового навантаження на колеса багатівісного важкого агрегату.

Вище розглядалася задача розрахунку сил взаємодії колесо-рейка для багатівісного агрегату в припущенні, що жорсткість K_2 вінклерової підстави залишається постійною на всій ділянці взаємодії важкого багатівісного агрегату з рейковим шляхом.

Розглянемо тепер складніший випадок, коли на ділянці взаємодії багатівісного агрегату з рейковим шляхом жорсткість K_2 вінклерової підстави міняється локально за законом:

$$K_2(x) = K_2^0 - \Delta K_2 \cdot \Gamma(x - L_1/2), \quad (5)$$

де L_1 – довжина багатівісного агрегату.

Система рівнянь (1), що описує напружено-деформований стан системи багатівісний агрегат – рейковий шлях, стосовно даного варіанту вінклерової підстави може бути записана у вигляді

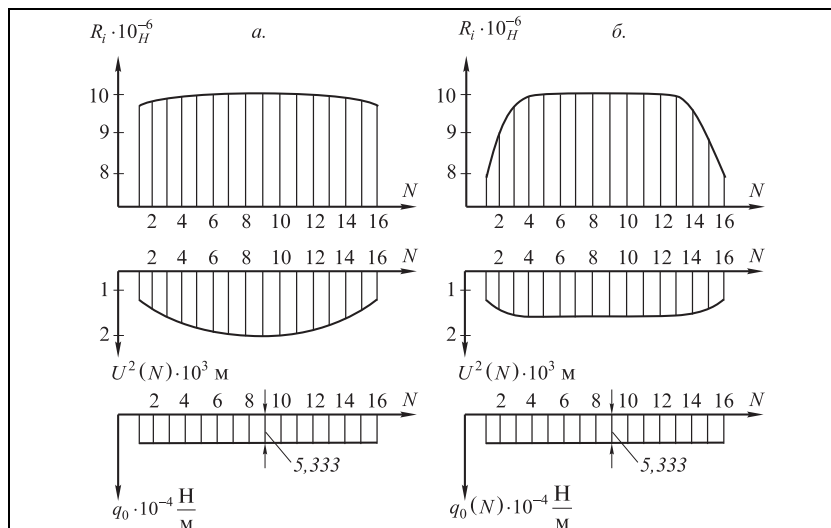


Рис. 3. Розподіл навантаження R_i на колеса, переміщення рейкового шляху

U_i^2 і зовнішнього навантаження q_0 (при жорсткій підвісці коліс):

а – випадок рівності вигинистих жорсткостей вантажної балки і рейки ($I_1 = I_2$);

б – випадок, коли вигиниста жорсткість вантажної балки істотно більша за вигинисту жорсткість рейки ($I_1 \approx 100I_2$)

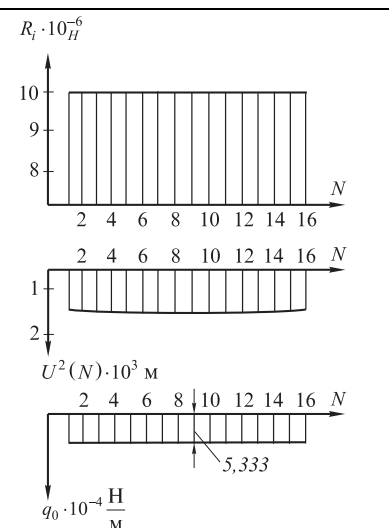


Рис. 4. Розподілення навантаження R_i на колеса, переміщення рейкового

шляху U_i^2 і зовнішнього навантаження q_0 при пружній підвісці коліс

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2}{dx^2} \left[EJ_1 \frac{d^4 U_y^1(x)}{dx^4} \right] &= \sum_{i=1}^N R_i \delta(x - x_i) - q_0; \\ EJ_2 \frac{d^4 U_y^2}{dx^4} + \left[K_2^0 - \Delta K_2 \cdot \Gamma \left(x - \frac{L_1}{2} \right) \right] U_y^2(x) &= \\ &= - \sum_{i=1}^N R_i \delta(x - x_i); \\ U_y^1(x_i) + U_y^3(x_i) &= U_y^2(x_i), \quad (i = 1, 2, \dots, N). \end{aligned} \right\} (6)$$

Систему рівнянь (6) зручно перетворити до безрозмірного вигляду

$$\left. \begin{aligned} \bar{d}_1 \frac{d^4 \bar{U}_y^1(x)}{d\bar{x}^4} &= \sum_{i=1}^N \bar{R}_i \delta(\bar{x} - \bar{x}_i) - \bar{q}_0(x); \\ \frac{d^4 \bar{U}_y^2}{d\bar{x}^4} + \left[\bar{K}_2 + \Delta \bar{K}_2 \cdot \Gamma \left(\bar{x} - \frac{L_1}{2} \right) \right] \bar{U}_y^2 &= - \sum_{i=1}^N \bar{R}_i \delta(\bar{x} - \bar{x}_i); \\ U_y^1(\bar{x}_i) + \bar{K}_3^1 [\bar{U}_y^2(\bar{x}_i) - \bar{U}_y^1(\bar{x}_i)] &= \bar{U}_y^2(\bar{x}_i); \quad (i = 1, N). \end{aligned} \right\} (7)$$

додаючи до позначень (3) ще і наступні:

$$\left. \begin{aligned} U_y^1 &= \bar{U}_y^1 L_1; U_y^2 = \bar{U}_y^2 L_1; x = \bar{x} \cdot L_1; \\ \bar{K}_2 &= \frac{K_2 J_1^4}{E_2 J_2}; \Delta \bar{K}_2 = \frac{\Delta K_2 L_1^4}{E_2 J_2}; \bar{R}_i = \frac{R_i L_1^2}{E_2 J_2}; \\ &\text{при } J_1 = \text{const}; \bar{d}_1 = EJ_1 / EJ_2. \end{aligned} \right\} (8)$$

На основі системи (7) і (8) був проведений розрахунок з використанням ЕОМ напружено-деформованого стану системи багатовісний агрегат – рейковий шлях. При розрахунках використовувалися такі початкові дані:

$$\begin{aligned} I_2 &= 5,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4; \quad K_2^0 = 10^8 \text{ Н/м}^2; \quad \Delta K_2 = (1/2) K_2; \\ I_1^{(1)} &\square 100 I_2; \quad I_1^{(2)} = 0,0 I_2. \end{aligned}$$

Результати розрахунків наводяться (для жорсткої підвіски коліс) на рис. 5, вони дозволяють зробити наступні висновки.

У разі відносно малої вигинистої жорсткості I_1 у порівнянні з I_2 спостерігається просіла рейкового шляху на ділянці багатовісного агрегату (при жорсткій підвісці коліс). Проте просілу рейкового шляху повторює і вантажна балка із-за малої її вигинистої жорсткості. В результаті відстані між балками (1) і (2) (рис. 1) залишаються практично незмінними, що і призводить до рівномірного вантаження коліс R_i багатовісного агрегату (рис. 5, б).

У разі відносно високої вигинистої жорсткості вантажної балки I_1 її вигин практично відсутній, і здійснюючи поступальну ходу вниз спільно з обертальною, вантажна балка (при жорсткій підвісці коліс) деформує рейковий шлях таким чином, що він виявляється практично прямолінійним. В результаті реакція рейкового шляху на колеса багатовісного агрегату приймає вигляд, що приводиться на рис. 5, а, повторюючи характер ступінчастої жорсткості пружної підстави. Таким чином, при належному виборі вигинистої жорсткості вантажної балки I_1 (рис. 5, б) можна добитися рівномірного навантаження на колеса багатовісного важкого агрегату навіть при використанні жорсткої підвіски коліс. З урахуванням пружної підвіски коліс (7), можна добитися рівномірного навантаження на колеса, що виходить з табл. 1 і рис. 6.

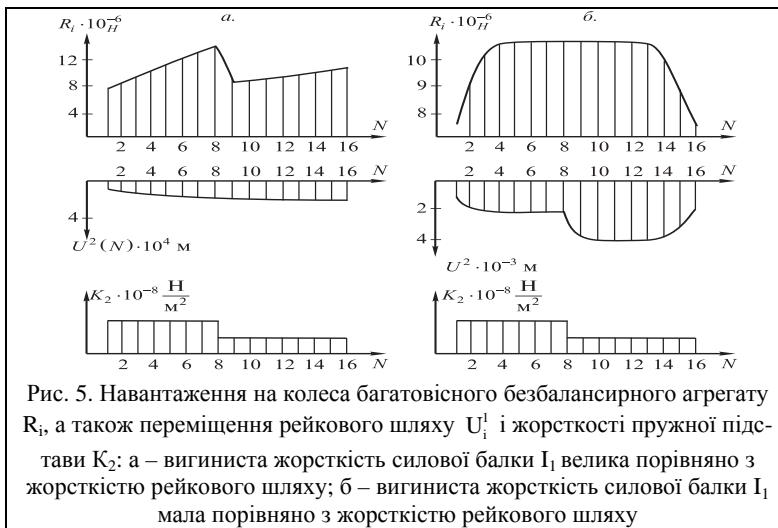


Рис. 5. Навантаження на колеса багатовісного безбалансирного агрегату R_i , а також переміщення рейкового шляху U_y^1 і жорсткості пружної підстави K_2 : а – вигиниста жорсткість силової балки I_1 велика порівняно з жорсткістю рейкового шляху; б – вигиниста жорсткість силової балки I_1 мала порівняно з жорсткістю рейкового шляху

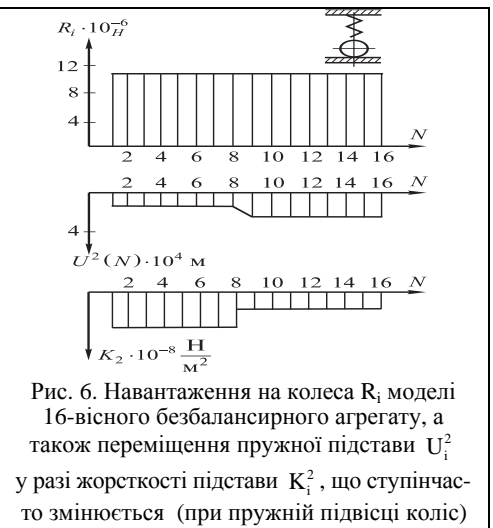


Рис. 6. Навантаження на колеса R_i моделі 16-вісного безбалансирного агрегату, а також переміщення пружної підстави U_y^2 у разі жорсткості підстави K_2^2 , що ступінчасто змінюється (при пружній підвісці коліс)

Таблиця 1

Значення сил R_i і переміщень U_y^1

№	$R_i \cdot 10^{-6}$, Н	$U_y^1 \cdot 10^3$, М	№	$R_i \cdot 10^{-6}$, Н	$U_y^1 \cdot 10^3$, М
1	0,9969	2,21769	9	0,9970	3,99382
2	0,9969	2,20926	10	0,9970	4,00601
3	0,9969	2,20741	11	0,9970	4,00283
4	0,9969	2,20729	12	0,9970	4,00614
5	0,9969	2,20731	13	0,9970	4,00621
6	0,9969	2,20728	14	0,9970	4,00714
7	0,9970	2,20654	15	0,9970	4,01194
8	0,9970	2,20651	16	0,9970	4,01947

Висновки

В результаті виконаних з використанням ЕОМ розрахунків і аналізу отриманих результатів можна зробити наступні висновки.

1. Для безбалансирних багатовісних агрегатів, навантажених рівномірним зовнішнім навантаженням, і при постійній жорсткості пружної вінклерової підстави, при належному виборі вигинистої жорсткості вантажної (силової) балки $J_1 \square J_2$ можливо забезпечення рівномірного навантаження на колеса багатовісного агрегату.

2. Для безбалансирних багатовісних агрегатів, навантажених рівномірним зовнішнім навантаженням, і при жорсткості пружної вінклерової підстави, що змінюється стрибкоподібно на ділянці розташування багатовісного агрегату при належному виборі вантажної (силової) балки $J_1 \square J_2$, можливо забезпечення рівномірного навантаження на колеса агрегату навіть при використанні жорстких підвісок коліс.

3. У всіх випадках застосування пружної підвіски коліс з високою точністю забезпечувалося рівномірне навантаження на колеса багатовісного агрегату з боку рейкового шляху.

4. У роботі показано, що для рівномірно розподіленого зовнішнього навантаження, що діє на багатовісний агрегат, можливо досягнення практично однакових зусиль на колеса (навіть при жорсткій підвісці) без застосування системи багатоярусних балансирів.

Список літератури

1. *Новый 16-осный транспортер*. – М.: Железные дороги мира. – 1993. – № 8. – С. 9-14.
2. *Гордеев В.А. Рельсовые пути тяжелых транспортных устройств*. – М.: Транспорт, 1981. – 158 с.
3. *Раковский Х.В., Раковская Н.Х. Ходовая часть сверхтяжелых специальных агрегатов – Рельсы – основания путей*. – Х.: МСУ, 1998. – 84 с.
4. *Раковская Н.Х. Комплексный подход к расчету взаимодействия ходовой части тяжелого многоосного агрегата, рельсов и основания пути // Вісник Міжнародного Слов'янського університету. Серія "Технічні науки". – Х.: МСУ. – 2003. – Т. 6, № 2. – С. 27-60.*

Надійшла до редколегії 29.08.2006

Рецензент: д-р техн. наук, проф. О.М. Фоменко, Харківський університет Повітряних Сил ім. І. Кожедуба, Харків.