

УДК 624.07

Н.Х. Раковская

Международный Славянский университет, Харьков

РАСЧЕТ И АНАЛИЗ СИЛОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ БЕЗБАЛАНСИРНЫХ МНОГООСНЫХ ГРУЗОВЫХ ТЕЛЕЖЕК КАК СОСТАВНЫХ ЧАСТЕЙ АГРЕГАТОВ ПРОМЫШЛЕННОГО ТРАНСПОРТА

В работе приводятся результаты анализа существующих многоосных балансирующих агрегатов, на основании которых делается вывод о целесообразности разработки альтернативных безбалансирующих агрегатов и на основе анализа делается вывод об эффективности работы предлагаемых конструктивных схем силовых элементов, обеспечивающих равномерную нагрузку на колеса многоосных безбалансирующих железнодорожных агрегатов промышленного транспорта.

Ключевые слова: безбалансирующий агрегат, промышленный транспорт, рельсовое полотно, многоосная грузовая тележка.

Введение

В работах ряда авторов отмечалось, что широко распространенные многоосные балансирующие агрегаты промышленного транспорта, обладая эксплуатационными достоинствами, в то же время имеют и серьезные недостатки. Один из основных их недостатков состоит в том, что многоярусные системы балансирующих элементов имеют предельное число ярусов, превышение которого ведет к такому резкому увеличению их массы; что уже не предоставляется возможность увеличения массы полезного груза.

Постановка проблемы. Разработка принципа построения безбалансирующей конструкции для многоосных агрегатов промышленного транспорта, передвигающихся по рельсовому пути, а также проведения расчетов и анализа работы основных силовых элементов, обеспечивающих равномерную нагрузку на колеса агрегатов.

Анализ литературы. Имеется достаточно обширная литература, посвященная железнодорожным балансирующим многоосным агрегатам относительно небольшой грузоподъемности и, следовательно, с относительно небольшим числом ярусов балансирующих [6].

В этих работах основное внимание уделяется

совершенствованию массовых характеристик агрегатов, а также повышению надежности и удобству эксплуатации многоосных агрегатов, как на этапах движения агрегатов, так и удобству погрузки и разгрузки полезного груза.

В работах [7, 8] отмечается существование границы на число ярусов балансирующих, превышение которых не позволяет увеличивать массу полезной нагрузки.

Простейшие выходы состоят в применении многорельсовых путей, что естественно усложнит как сам рельсовый путь, так и тяжелый многоосный, многоярусный железнодорожный агрегат.

Основная часть

Типовая схема безбалансирующей модели многоосной грузовой тележки приводится на рис. 1.

Грузовые балки могут быть переменного или постоянного поперечного сечения.

В работе рассматривается вариант грузовой балки постоянного вдоль ее длины поперечного сечения.

Для такой балки уравнение моментов и дифференциальное уравнение ее изгиба имеют вид [1, 2]:

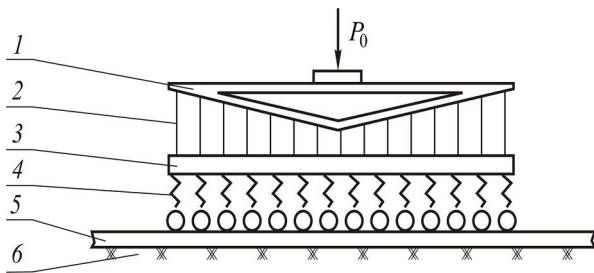


Рис. 1. Схема модели многоосного безбалансированного агрегата:

- 1 – грузовая балка; 2 – система упругих элементов;
- 3 – силовая балка; 4 – упругая подвеска колес;
- 5 – рельсовое полотно; 6 – упругое основание рельсового пути

$$M_1(x) = \sum_{i=0}^N R_{12}^i (x - ai)_+ - P_0 \left(x - \frac{L}{2} \right)_2; \quad (1)$$

$$EI_1 \frac{d^4 U_1(x)}{dx^4} = \sum_{i=0}^N R_{12}^i (x - ai)_+ - P_0 \delta \left(x - \frac{L}{2} \right); \quad (2)$$

$$U_1(x) = U_1(0) + \theta(0)x +$$

$$+ \frac{1}{6EI_1} \left[\sum_{i=0}^N R_i (x - ai)_+^3 - P_0 \left(x - \frac{L}{2} \right)_+^3 \right],$$

где R_{12}^i – сила взаимодействия между железнодорожными 1-м вертикальным силовым элементом (2) и грузовой балкой; P_0 – внешняя сосредоточенная сила, приложенная к середине грузовой балки; $U_1(0), \theta(0)$ – перемещение и угол поворота левого края силовой балки; a – расстояние между железнодорожными вертикальными силовыми элементами; $I_1 = B_1 H_1^3 / 12$ – осевой момент инерции поперечного сечения грузовой балки относительно оси z (рис. 1).

При рационально спроектированной грузовой тележке нагрузки на колеса должны быть одинаковыми и равными:

$$R_{12}^i = R_0 = P_0 / N. \quad (4)$$

Масса грузовой балки постоянного поперечного сечения определяется условиями прочности:

$$\sigma = M_{1max} / W < [\sigma], \quad (5)$$

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение для выбранного материала конструкции грузовой балки.

Для случая балки прямоугольного поперечного сечения осевой момент сопротивления W имеет вид:

$$W = B_1 H_1^2 / 6 \quad (6)$$

и при заданной ширине B ее высота определяется из условия прочности (5):

$$H_1 > \sqrt[3]{M_{max} / ([\sigma] B)}. \quad (7)$$

Масса грузовой балки определяется выражением

$$M_1 = \rho_1 B_1 L_1 = \rho_1 B_1 L_1 \sqrt[3]{M_{max} / ([\sigma] B)}. \quad (8)$$

Перераспределение внешней силы P_0 в ряд одинаковых по величине сил $R_0 = P_0 / N$ обеспечивается в общем случае жесткостными характеристиками 6 силовых уровней грузовой тележки – рельсовый путь –

основание рельсового пути. Но для специализированных агрегатов упругое основание рельсового пути в отдельных случаях можно считать достаточно жестким и его перемещениями можно пренебречь.

В этих случаях перемещение силовой балки (3) рис. 1 также будет отсутствовать, и, следовательно, перераспределение силы P_0 будет осуществляться за счет перемещения грузовой балки (1) и надлежащего подбора жесткостных характеристик вертикальных силовых элементов (2).

В дальнейшем, для определенности, будем считать грузовой тележкой 16-й. Полагая, что жесткости вертикальных элементов уже подобраны, и все они воспринимают одинаковую по величине сжимающую нагрузку, получаем $P_0 / N = R_0$. Перемещение $U_0(0)$ рассматриваем как варьируемый параметр. Для определения $\theta(0)$ воспользуемся условием симметрии перемещения грузовой балки относительно ее середины. Дифференцируя по $x(3)$, получаем

$$\theta_1(x) = \theta(0) +$$

$$+ \frac{R}{2EI} \left[\sum_{i=0}^{15} (x - x_i)_+^2 + 16 \left(x - \frac{L}{2} \right)_+^2 \right]_{x=L/2} = 0. \quad (9)$$

Откуда находим, что

$$\theta_1(x) = \theta(0) + \frac{R}{2EI} \sum_{i=0}^{15} (7,5 - i)_+^2 = \frac{170 R_0 a}{2EI}, \quad (10)$$

где a – расстояние между железнодорожными осями многоосной грузовой тележки; R_0 – сила, действующая на один вертикальный силовой элемент.

В итоге получаем, что перемещение грузовой балки (1) с учетом (10) принимает вид

$$U_1(x) = U_1(0) - \frac{170 R_0 a}{2 E} x + \frac{R_0 a^3}{6EI_1} \left[\sum_{i=0}^{15} \left(\frac{x}{a} - ia \right)_+^3 - 16 \left(\frac{x}{a} - 7,5 \right)_+^3 \right]. \quad (11)$$

Полагая далее, что

$$R_0 = 2 \cdot 10^5 \text{ Н}; E = 2 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2; I = 0,140 \text{ м}^4; a = 2 \text{ м};$$

с помощью специализированной программы для ЭВМ, преобразующей аналитические выражения в графические образы, строим графики $U_1(x)$ для следующих трех значений $U_1(0)$:

$$U_1^1(0) = 0,025 \text{ м}; U_1^2(0) = 0,05 \text{ м}; U_1^3(0) = 0,1 \text{ м}.$$

Результаты расчетов приводятся на рис. 2. Анализ графиков (рис. 2) позволяет сделать следующие выводы.

Различные значения перемещений краев грузовой балки $U_1^1(0)$ приводит, как это следует из формулы (3), к постоянному смещению балки в вертикальной плоскости. Однако из физических соображений следует, что в результате поступательного смещения изогнутой грузовой балки происходит общее обжатие всех вертикальных силовых элементов (2) рис. 1. И, как следствие этого, с ростом

$U_1^j(0)$ должно происходить выравнивание требуемых значений жесткости (или площадей поперечных сечений) вертикальных силовых элементов (2), обеспечивающих при этом равномерную нагрузку на силовую балку (3) и колеса грузовой тележки. Поскольку на железнодорожный силовой элемент (2) передается на колесо усилие, равное

$$R_0 = P_0 / N,$$

то можно записать и требуемую площадь его поперечного сечения для i -го элемента

$$F_i = \frac{R_0 l_0}{E U_1(x_i)}, \text{ или } F_i \frac{E}{|R_0|} = \frac{l_0}{|U_1(x_i)|} = \tilde{F}_i, \quad (12)$$

где l_0 – длина вертикального силового элемента (2); $U_1(x_i)$ – перемещение 1-го вертикального силового элемента (2); \tilde{F}_i – относительная площадь поперечного сечения i -го вертикально силового элемента.

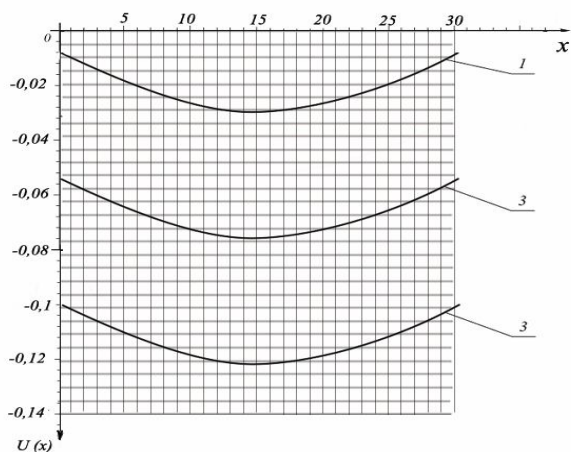


Рис. 2. Перемещения грузовой балки при различных ее смещениях при $x = 0$: 1 – $U(0) = 0,01$ м; 2 – $U(0) = 0,05$ м; 3 – $U(0) = 0,1$ м

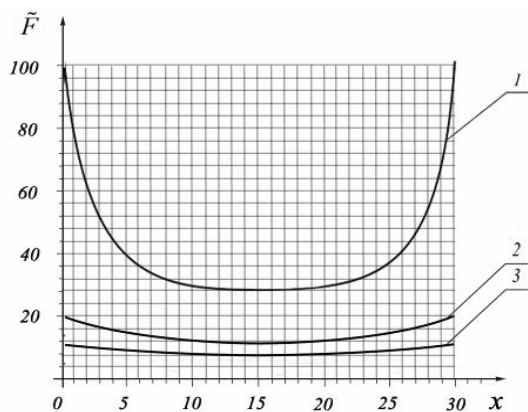


Рис. 3. Относительные значения площадей поперечных сечений \tilde{F}_i вертикальных силовых элементов при различных величинах смещений грузовой балки при $x = 0$: 1 – $U(0) = 0,01$ м; 2 – $U(0) = 0,05$ м; 3 – $U(0) = 0,1$ м

При выборе F_i (12) практический интерес представляет вопрос о рациональном выборе $U_1^j(x_i)$, при котором суммарная масса силовых элементов была бы наименьшей.

Если воспользоваться формулой (12) и перейти к массе i -го стержня

$$m_i = \rho_0 \frac{R_0 l_0}{E U_1(U_0^i, x)}, \quad (13)$$

то суммарная масса всех стержней (в нашем случае 16) определяется выражением:

$$m_{\Sigma}^j = \sum_{i=0}^{15} \rho_0 \frac{R_0 l_0}{E U_1(U_1^j(0), a \cdot i)},$$

или
$$\tilde{m}_{\Sigma}^j = \frac{m_{\Sigma}^j}{\rho_0 R_0 / E} = \sum_{i=0}^{15} \frac{l_0}{U_1^j(U_1^j(0), a \cdot i)}, \quad (14)$$

где $U_1^j(0)$ – величина перемещения левого края грузовой балки (равная перемещению в силу симметрии и правого края); l_0 – длина вертикального силового элемента (2) (рис. 1), которая в рассматриваемом случае принимается равной 1 метру; \tilde{m}_{Σ}^j – относительная масса всех вертикальных силовых элементов, число которых в рассматриваемом случае равно 16.

График функции \tilde{m}_{Σ}^j , зависящий от величины перемещения краев грузовой балки $U_1^j(0)$ на основе формул (4) и (14) с использованием специализированной программы для ЭВМ по преобразованию аналитических выражений в графические образы приводится на рис. 4.

Из анализа графика (рис. 4) следует, что требуемая суммарная относительная масса всех вертикальных силовых элементов (2), (рис. 1) снижается с ростом $U_1^j(0)$, т.е. с ростом общего обжатия упругих элементов.

Полученный результат объясняется тем, что, согласно (14), при малых перемещениях силовых элементов (2), а следовательно, и деформациях (т.к. $l_0 = \text{const}$), для обеспечения требуемого значения усилия в вертикальных силовых элементах необходима и большая требуемая их площадь, а следовательно, и масса элементов.

Однако снижение F_i ограничивается двумя факторами. Во-первых, при снижении F_i возможна потеря устойчивости силовых элементов. Во-вторых, при снижении F_i возможно превышение возникающих в силовых элементах напряжений допустимому напряжению $|\sigma_n|$, равному пределу пропорциональности материала силовых элементов.

Из-за сравнительно малых напряжений $|\sigma_n|$ малыми оказываются и деформации, возникающие в силовых элементах, выполненных из металла, а при общей малой длине элементов (порядка 1 м) малы оказываются и перемещения силовых элементов.

В случае высоких уровней внешних нагрузок R_0

(а, следовательно, и R_0) может оказаться более эффективным в качестве вертикальных силовых элементов применение гидроцилиндров. Простейшая схема приводится на рис. 5.

Если в гидроцилиндре использовать жидкость с большой сжимаемостью [3], то за счет только сжимаемости жидкости можно получить перемещение уровня жидкости в гидроцилиндре на несколько сантиметров, что позволяет использовать в качестве вертикальных силовых элементов при достаточно высоких уровнях внешней нагрузки P_0 (а, следовательно, и R_0).

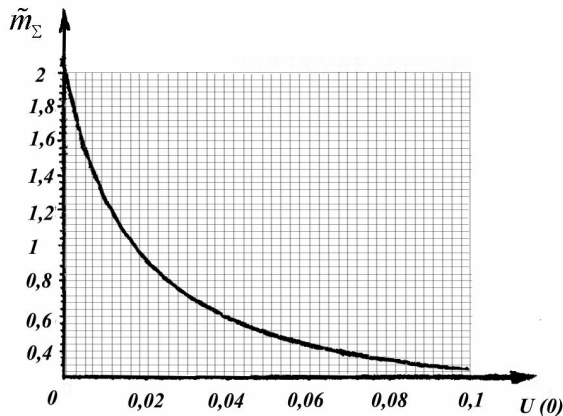


Рис. 4. Относительная суммарная масса всех вертикальных силовых элементов в зависимости от величины смещения грузовой балки U_0 при $x=0$

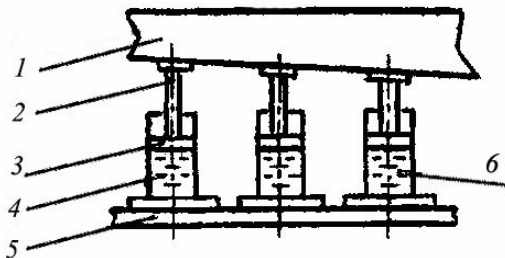


Рис. 5. Схема использования гидроцилиндров в качестве вертикальных силовых элементов в безбалансирной многоосной грузовой тележке:

- 1 – грузовая балка; 2 – шток гидроцилиндра; 3 – поршень гидроцилиндра; 4 – гидроцилиндр; 5 – силовая балка; 6 – сжимаемая жидкость

Рассмотрим более подробно возможности применения в качестве силовых элементов гидроцилиндры. Как известно, для сжимаемости жидкости имеет место следующая связь [4]:

$$\Delta V = -\chi V \Delta p, \quad (15)$$

где V – объем жидкости в гидроцилиндре (при $P = 0$); ΔV – изменение объемов жидкости в гидроцилиндре при действии внешнего давления Δp ; χ – коэффициент изотермической сжимаемости жидкости.

Если принять следующие параметры гидроцилиндра: $D=0,1$ м – внутренний диаметр гидроцилиндра; $H = 0,5$ м – начальная высота жидкости в гидроцилиндре; $\chi = 3,14 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2 / \text{Н}$ – (жидкость типа

пентан), то при действующей силе на гидроцилиндр $R_0 = 2 \cdot 10^5$ м давление, передаваемое на жидкость, будет равно

$$\Delta p = \frac{4P_0}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 2 \cdot 10^5}{\pi \cdot 0,01} = 2,54 \cdot 10^7 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}. \quad (16)$$

И тогда на основе формулы (15) перемещение уровня жидкости в гидроцилиндре определится формулой:

$$\Delta V = -\chi V \Delta p = US = -\chi SH \Delta p, \quad (17)$$

где S – площадь поперечного сечения жидкости в цилиндре; U – перемещение уровня жидкости в гидроцилиндре.

На основании формулы (17) получаем оценку для изменения уровня жидкости в гидроцилиндре

$$U = 3,14 \cdot 10^9 \cdot 0,5 \cdot 2,54 \cdot 10^7 = 4 \cdot 10^{-2} \text{ м}.$$

Полученный результат свидетельствует о том, что с помощью простейшей схемы гидроцилиндра за счет лишь относительно высокой сжимаемости принятой в расчете жидкости, можно реализовывать вертикальное перемещение уровня жидкости в гидроцилиндре (а, следовательно, и гидроштоке) до 4 см при весьма ограниченных габаритах гидроцилиндра.

Следует отметить, что при использовании более сложных схем гидроцилиндров (или гидропневмоцилиндров) можно реализовывать при необходимости перемещения штоков на десятки сантиметров.

В заключение отметим одно обстоятельство, связанное с конструкцией грузовой балки (1), рис. 1.

Наряду с грузовой балкой с прямолинейной осью, может представлять практический интерес грузовая балка со слегка искривленной осью (рис. 6).

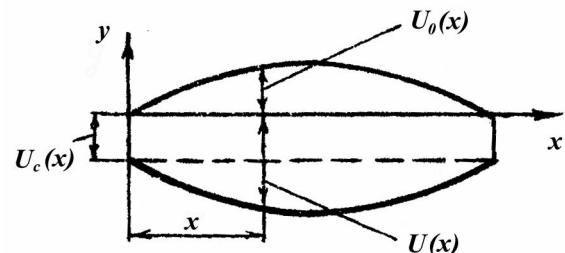


Рис. 6. Грузовая балка с искривленной осью

Если обозначить через $U_0(x)$ ординаты начального искривления оси балки, а через $U(x)$ – прогибы этой балки, вызванные действием внешней силы P_0 (рис. 5), то при принятых обозначениях можно записать, что

$$U_c(x) = U(x) + U_0(x), \quad (18)$$

$U_c(x)$ – положение оси балки после приложения внешней нагрузки.

При этом закон Гука для балки при изгибе со слегка искривленной осью [5]:

$$EI_1 \frac{d^2 U(x)}{dx^2} = M(x). \quad (19)$$

Полагая далее для определенности, что

$$M(x) = \sum_{i=0}^{15} R_i (x - ai)_+ - P_0 \left(x - \frac{L}{2} \right)_+, \quad (20)$$

где a – расстояние между железнодорожными осями многоосной грузовой тележки.

После двукратного интегрирования выражения (19) с учетом (20) будем иметь:

$$U(x) = U(0) + \theta(0)x + \frac{1}{6EI_1} \left[\sum_{i=1}^{15} R_i (x - ai)_+^3 - P_0 \left(x - \frac{L}{2} \right)_+^3 \right]. \quad (21)$$

Если теперь $U_0(x)$ из (18) выбрать в виде

$$U_0(x) = - \left[\theta(0)x + \frac{1}{6EI_1} \left[\sum_{i=1}^{15} R_i (x - ai)_+^3 - P_0 \left(x - \frac{L}{2} \right)_+^3 \right] \right], \quad (22)$$

то на основании (18), (21) и (22) приходим к

$$U_c(x) = U(x) + U_0(x) = U(0). \quad (23)$$

Другими словами, искривленная ось грузовой балки, после приложения внешней нагрузки принимает вид прямой линии (параллельной оси x), и смещенной на величину $U(0)$, что может представлять определенные удобства на практике.

Выводы

1. В работе для грузовой тележки приводятся расчеты и анализ двух важнейших силовых элементов конструкции: грузовой балки и вертикальных силовых элементов (1, 2), (рис. 1).

2. Для случая грузовой балки определяются ее перемещения от действия внешней сосредоточенной силы и реакции со стороны вертикальных силовых элементов (11), (рис. 2).

3. Показано, что в случае специального выбора начального искривления оси грузовой балки при

действии внешней нагрузки ось грузовой балки может принимать форму прямой горизонтальной линии, что может оказаться полезным в ходе эксплуатации такого типа безбалансирных конструкций многоосных грузовых тележек (18), (20), (21) (рис. 6).

4. Для варианта вертикальных силовых элементов (выполненных из металла) установлено необходимое распределение их жесткостей (на растяжение), при котором обеспечивается одинаковое их нагружение со стороны грузовой балки, что является основой для обеспечения равномерной нагрузки (12), (рис. 3).

5. Приводятся расчеты и анализ для вертикальных силовых элементов, представляющих собой гидроцилиндры со штоками, и заполненных сильно сжимаемой жидкостью. Приводятся определенные значения перемещений штоков гидроцилиндров, обусловленных сжатием жидкости (17) (рис. 6).

Список литературы

1. Кеч В. Введение в теорию обобщенных функций с приложениями в технике / В. Кеч, П. Теодоек. – М.: Мир, 1978. – 518 с.
2. Тимошенко С.П. Механика материалов / С.П. Тимошенко, Дж. Гудвер. – М.: Мир, 1976. – 670 с.
3. Кей Дж. Таблицы физических и механических постоянных / Дж. Кей, Т. Лэби. – М.: ГИФМЛ, 1962. – 248 с.
4. Россель Ж. Общая физика / Ж. Россель. – М.: Мир, 1964. – 506 с.
5. Тимошенко С.П. Курс теории упругости / С.П. Тимошенко. – К.: Наукова думка, 1972. – 508 с.
6. Новый 16-осный транспортер // Железные дороги мира. – 1993. – № 8. – С. 9-14.
7. Раковский Х.В. Ходовая часть сверхтяжелых специальных агрегатов рельсы – основания путей / Х.В. Раковский, Н.Х. Раковская. – Х.: МСУ, 1998. – 84 с.
8. Гордеев В.А. Рельсовые пути тяжелых транспортных устройств / В.А. Гордеев. – М.: Транспорт, 1981. – 160 с.

Поступила в редколлегию 2.06.2009

Рецензент: д-р техн. наук, проф. О.Н. Фоменко, Харьковский университет Воздушных Сил им. И. Кожедуба, Харьков

РОЗРАХУНОК І АНАЛІЗ СИЛОВИХ ЕЛЕМЕНТІВ БЕЗБАЛАНСІРНИХ БАГАТОВІСНИХ ВАНТАЖНИХ ВІЗКІВ ЯК СКЛАДОВИХ ЧАСТИН АГРЕГАТІВ ПРОМИСЛОВОГО ТРАНСПОРТУ

Н.Х. Раковська

У роботі наводяться результати аналізу існуючих багатовісних балансірних агрегатів, на підставі яких робиться висновок про доцільність розробки альтернативних безбалансірних агрегатів і на основі аналізу робиться висновок про ефективність роботи запропонованих конструктивних схем силових елементів, що забезпечують рівномірне навантаження на колеса багатовісних безбалансірних залізничних агрегатів промислового транспорту.

Ключові слова: безбалансірний агрегат, промисловий транспорт, рейкове полотно, багатовісний вантажний візок.

CALCULATION AND ANALYSIS OF POWER ELEMENTS OF A LOT OF AXES RAILWAY UNIT FREIGHT LIGHT CARTS AS COMPONENT PARTS OF AGGREGATES OF INDUSTRIAL TRANSPORT

N.C. Rakovskaya

In work results of the analysis of axes existing with a lot are resulted railway units on the basis of which the conclusion about expediency of development of alternative units is done and on the basis of their analysis the conclusion about an overall performance of offered constructive schemes of the power elements providing, uniform loading on wheels with a lot of axes railway units is done.

Keywords: railway units, industrial transport, rail linen, a lot of axes freight light cart.