

УДК 624.07

Б.С. Ковальский¹, Н.Х. Раковская²

¹Украинская инженерно-педагогическая академия, Харьков

²Международный Славянский университет, Харьков

ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ ПОДВЕСКА КОЛЕС БЕЗБАЛАНСИРНЫХ МНОГООСНЫХ АГРЕГАТОВ

В работе приводится анализ работы безбалансирных многоосных агрегатов. Приводится пример гидравлической системы подвески колес, обеспечивающей равномерную нагрузку на все колеса многоосного безбалансирного агрегата.

безбалансирные многоосные агрегаты, гидравлическая подвеска

Введение

Для многоосных многоярусных железнодорожных агрегатов установлено, что после достижения предельного числа ярусов балансиров увеличение массы полезной нагрузки становится невозможным. В качестве альтернативного пути увеличения массы полезного груза автором в ряде работ были предложены безбалансирные многоосные агрегаты. Установлено, что при отсутствии неровностей и просадки рельсового пути такие конструкции обеспечивают равномерную нагрузку на все колеса многоосного железнодорожного агрегата. В тех случаях, когда имеют место неровности или просадка рельсового пути, целесообразно использовать активную подвеску колес, при которой во всех случаях обеспечивается равномерная нагрузка на колеса многоосного железнодорожного агрегата даже при применении упругой подвески колес. В тех случаях, когда имеют место неровности или просадка рельсового пути, необходимо использовать активную подвеску

колес, при использовании которой во всех случаях обеспечивается равномерная нагрузка на колеса многоосного железнодорожного агрегата. В работе проводится анализ и устанавливается эффективность применения активной подвески колес, основанной на применении гидроприводов.

Анализ литературы. В литературе, посвященной многоосным агрегатам с многоярусной системой балансиров и передвигающимся по рельсовому пути, в основном содержатся вопросы совершенствования существующих агрегатов в плане снижения их массы и упрощения их эксплуатации. Типичным примером работ этого направления может служить [5]. Для тяжелых многоосных специальных агрегатов с многоярусными системами балансиров литература весьма ограничена [1 – 4], хотя совершенствование тяжелых агрегатов представляется весьма актуальным.

Постановка проблемы. В связи с имеющимися место ограничениями несущей способности полезных грузов для тяжелых многоосных многоярусных безбалансирных железнодорожных агрегатов возникает

задача разработки безбалансирных многоосных агрегатов, обладающих большой несущей способностью транспортировки полезных грузов. Как показали расчеты и проведенный анализ, при создании безбалансирных агрегатов возникает проблема создания такой подвески колес, при которой обеспечивалась бы равномерная нагрузка на колеса даже при наличии неровностей или просадки рельсовых путей.

Основная часть

В ряде работ [1 – 3] было показано, что расчет безбалансирной грузовой тележки (рис. 1), взаимодействующей с рельсовым полотном на упругом винклеровом основании, может быть осуществлен в результате решения следующей системы дифференциальных уравнений (1):

$$\left\{ \begin{aligned} & \frac{d^2}{dx^2} \left[EI_1(x) \frac{d^2 U_1(x)}{dx^2} \right] = \sum_{i=1}^N R_{12}^i \delta(x - x_i) - P_0 \delta \left(x - \frac{L}{2} \right); \\ & EF_2(x_i) \frac{dU_2(x_i, y)}{dy} = -R_{12}^i; \quad (i=1, 2, \dots, N); \\ & EI_3(x) \frac{d^4 U_3(x)}{dx^4} = \sum_{i=1}^N R_{34}^i \delta(x - x_i) - \sum_{i=1}^N R_{12}^i \delta(x - x_i); \\ & EF_4(x_i) \frac{dU_4(x_i, y)}{dy} = -R_{34}^i(x_i); \quad (i=1, 2, \dots, N); \\ & EI_5 \frac{d^4 U_5(x)}{dx^4} + K_6 U_5(x) = -\sum_{i=1}^N R_{34}^i \delta(x - x_i). \end{aligned} \right. \quad (1)$$

Конечной целью разработки многоосного безбалансирного агрегата является обеспечение одинаковой нагрузки на колеса, т.е. входящие в уравнения нагрузки на колесо, а также на рельсовый путь должны быть одинаковыми и равными

$$R_{34} = R_0 = P_0 / N. \quad (2)$$

Но из третьего уравнения (1) для обеспечения равенством $R_{34} = R_0$ необходимо, чтобы

$$R_{12} = R_{34} = R_0 = P_0 / N. \quad (3)$$

При выполнении (3) система уравнений распадается на $(2N + 3)$ независимых уравнений, правые части которых оказываются уже известными (4):

$$\left\{ \begin{aligned} & \frac{d}{dx^2} \left[EI_1(x) \frac{d^2 U_1(x)}{dx^2} \right] = R_0 \sum_{i=1}^N \delta(x - x_i) - P_0 \delta \left(x - \frac{\ell}{2} \right); \\ & EF_2(x_i) \frac{dU_2(x_i, y)}{dy} = -R_0; \quad (i=1, 2, \dots, N); \\ & EI_3(x) \frac{d^4 U_3(x)}{dx^4} = R_0 \sum_{i=1}^N \delta(x - x_i) - R_0 \sum_{i=1}^N \delta(x - x_i); \\ & EF_4(x_i) \frac{dU_4(x_i, y)}{dy} = -R_0; \quad (i=1, 2, \dots, N); \\ & EI_5 \frac{d^4 U_5(x)}{dx^4} + K_6 U_5(x) = -R_0 \sum_{i=1}^N \delta(x - x_i). \end{aligned} \right. \quad (4)$$

Для решения уравнений (4) необходимо учитывать (наряду с удовлетворением граничных условий) условия совместности перемещений, которые в рассматриваемом случае могут быть записаны как:

$$\begin{aligned} U_1(x_i) &= U_2(x_i); \quad U_2(x_i) = U_3(x_i); \\ U_3(x_i) &= U_4(x_i); \quad U_4(x_i) = U_5(x_i), \end{aligned} \quad (5)$$

где $i = 1, 2, \dots, N$.

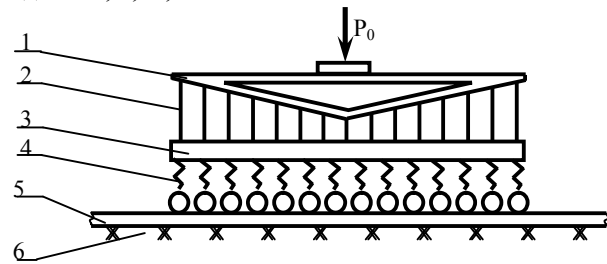


Рис.1. Схема модели многоосной безбалансирной грузовой тележки: 1 – грузовая балка; 2 – система вертикальных упругих элементов; 3 – силовая балка; 4 – упругая подвеска колес; 5 – рельсовое полотно; 6 – упругое основание рельсового пути

С практической точки зрения обеспечение одинакового нагружения колес можно достичь, если потребовать, чтобы

$$U_3(x_i) = \text{const}, \quad (i=1, 2, \dots, N). \quad (6)$$

В этом случае можем записать:

$$U_2(x_i) = U_1(x_i), \quad (i=1, 2, \dots, N); \quad (7)$$

$$\Delta U_4(x_i) = U_5(x_i), \quad (i=1, 2, \dots, N), \quad (8)$$

где $\Delta U_4(x_i)$ – дополнительное (к U_4^0 , рис. 2, а) перемещение подвески колес, вызванное неровностями и просадкой рельсового пути $U_5(x_i)$.

Из уравнений, записанных во второй строке уравнений (4), следует после интегрирования

$$U_2(x_i) = \frac{R_0 \ell_2}{EF_2(x_i)}, \quad (i=1, 2, \dots, N). \quad (9)$$

Неизвестная величина $F_2(x_i)$, входящая в выражение безразмерной жесткости вертикальных силовых элементов (2), (рис. 1) на основании (9) и (7) приводится к виду

$$\frac{EF_2(x_i)}{R_0 \ell_2} = \frac{1}{U_2(x_i)} \quad \text{или} \quad \frac{EF_2(x_i)}{R_0 \ell_2} = \frac{1}{U_1(x_i)}. \quad (10)$$

Таким образом, если известны перемещения грузовой балки (1), (рис. 1), то можно определить безразмерные (или размерные) жесткости вертикальных силовых элементов (2), (рис. 1), обеспечивающие равномерную нагрузку R_0 на силовую балку (3), (рис. 1). Отметим, что условие (6) позволяет допускать поступательное перемещение силовой балки. Только в этом случае со стороны подвески колес на силовую балку будут действовать постоянные по величине силы R_0 , не вызывая в ней изгиба. В то же время, анализируя перемещения силовой балки, начиная с неровной просадки рельсового пути, можно записать следующее соотношение (рис. 2):

$$U_3(x_i) + U_4(x_i) = U_5(x_i) \equiv \Delta U_0(x_i), \quad (11)$$

где $U_3(x_i)$ – перемещение силовой балки в точках x_i ; $U_4(x_i)$ – дополнительное перемещение железнодорожных колес, вызванное неровностями и просадкой рельсового пути; $U_5(x_i)$ – перемещения рельсового пути, вызванные их неровностями и просадкой.

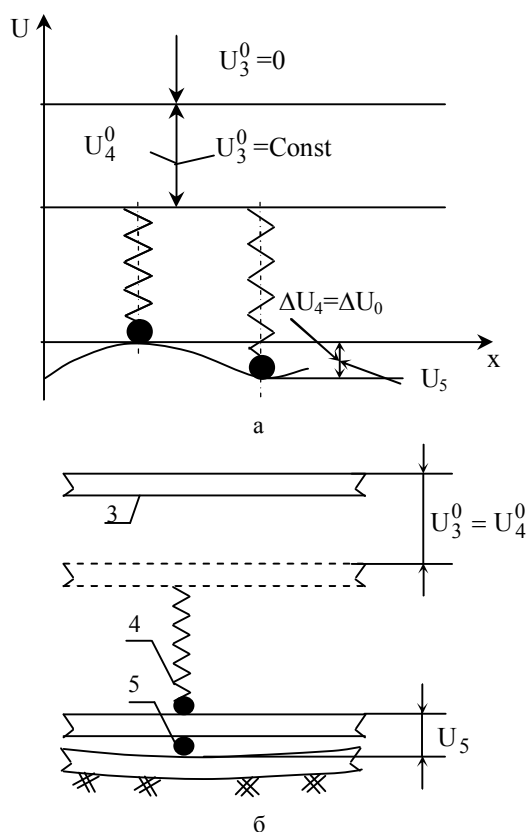


Рис. 2. Связи перемещений силовой балки (3), подвески колес (4) и неровностей и просадки рельсового пути (5): а – схема перемещений фрагмента железнодорожного безбалансирного агрегата (в зоне: силовая балка – рельсовый путь); б – фрагмент железнодорожного безбалансирного агрегата (в зоне: силовая балка – рельсовый путь); $U_3^0=0$ – перемещение силовой балки при жесткой подвеске колес и отсутствии неровностей и просадки рельсового пути; $U_3^0 = U_4^0 = \text{const}$ – перемещение силовой балки при активной подвеске колес и отсутствии неровностей и просадки рельсового пути; $U_5 = \Delta U_4 = \Delta U_0$

Если потребовать, чтобы силовая балка не изгибалась, а перемещалась лишь поступательно, то в этом случае соотношение (11) можно записать как

$$U_4(x_i) - U_5(x_i) = U_3^0(x_i), \quad (12)$$

где $U_3^0(x_i)$ – поступательное смещение грузовой балки (рис. 2, а). Но $U_4(x)$ можно представить как

$$U_4(x_i) = U_4^0(x_i) + \Delta U_4^0(x_i), \quad (13)$$

где $U_4^0(x_i)$ – перемещение подвески при отсутствии неровностей и просадки рельсового пути.

При этом имеет место (12) и (13), т.е. получаем

$$U_4^0 + \Delta U_4(x_i) - U_5(x_i) = U_3^0,$$

или $\Delta U_4(x_i) = U_5(x_i) = \Delta U_0(x_i)$. (14)

Таким образом, на основе (14) приходим к выводу, что нагрузка на колеса будет обеспечиваться постоянной и равной R_0 , если

$$\Delta U_4(x_i) = \Delta U_0(x_i), \quad (15)$$

т.е. $\Delta U_0(x_i) = U_5(x_i)$. (16)

Следует отметить, что условие (16) может быть реализовано при использовании простой механической (мягкой) подвески колес (4), рис. 1. Однако, для тяжелых многоосных железнодорожных агрегатов применение мягкой подвески может снизить ее статическую устойчивость. В связи с этим рассматривается упругая подвеска колес, основанная на использовании гидравлической подвески, содержащей автоматическую систему регулирования давления в силовых гидроцилиндрах (4), рис. 3.

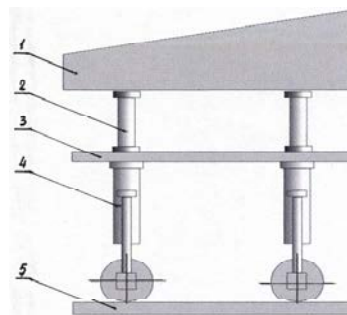


Рис. 3. Фрагмент многоосной безбалансирной грузовой тележки с гидравлической подвеской колес: 1 – грузовая балка; 2 – силовые элементы; 3 – силовая балка; 4 – гидроцилиндры с системой регулирования; 5 – рельсовый путь

На рис. 4 приведена зависимость требуемого давления в цилиндре (обеспечивающего нагрузку на колеса $R_0 = 10^5$ н) от размеров диаметра гидроцилиндра. Как следует из графика (рис. 4) значение диаметра цилиндра, обеспечивающего создание суммарной силы $R_0 = 10^5$ н составляет 0,2 м при $P = 3,1 \cdot 10^6 \text{ н/м}^2$.

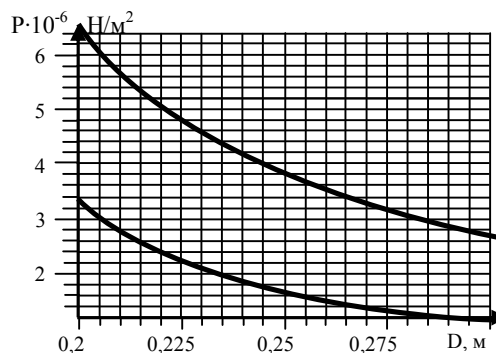


Рис. 4. Зависимость требуемого давления в цилиндре от его диаметра

Наличие неровностей и просадки рельсового пути приводит к изменению нагрузок на колеса многоосной грузовой тележки. Для обеспечения поддержания нагрузки на колеса, близкой к постоянной, должна использоваться система автоматического регулирования давления в цилиндре. На рис. 5 приводятся основные элементы одного из возможных вариантов системы автоматического регулирования давления в гидроцилиндрах с обозначениями используемых элементов.

Работа системы регулирования давления в полостях цилиндра (входящего в систему подвески колес многоосной безбалансирной грузовой тележки) может быть описана следующим образом:

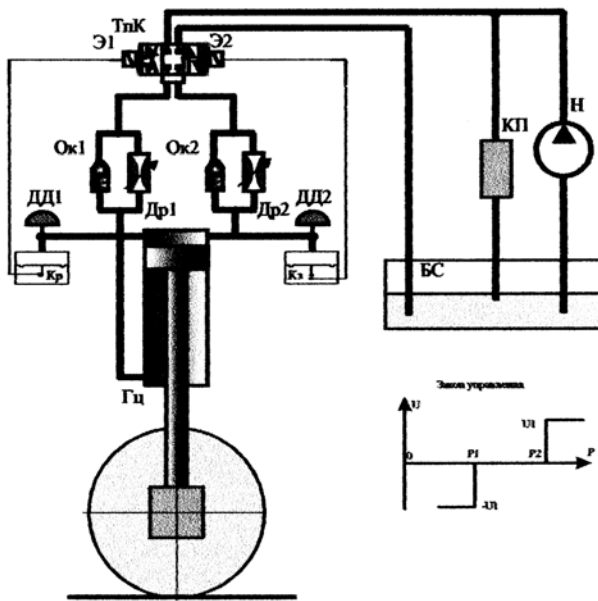


Рис. 5. Принципиальная схема автоматического регулирования давления в пневмоцилиндре, входящем в систему активной подвески железнодорожных колес

$$\left\{ \begin{aligned}
 M^{\Sigma} \frac{d^2 U_4(x_i, t)}{dt^2} &= F_1 P_1(x_i, t) - F_2 P_2(x_i, t) - \\
 &- F_{тр} \text{sign} \left(\frac{dU_4(x_i, t)}{dt} \right) - R(x_i, t); \\
 Q_1(x_i, t) &= F_1 \frac{dU_4(x_i, t)}{dt} + Q_{сж1}(x_i, t); \\
 Q_2(x_i, t) &= F_2 \frac{dU_4(x_i, t)}{dt} - Q_{сж2}(x_i, t); \\
 Q_1(x_i, t) &= \max_i \sqrt{(P_0(x_i, t) - P_1(x_i, t)) / \rho}; \\
 Q_2(x_i, t) &= \max_i \sqrt{(P_2(x_i, t) - P_c(x_i, t)) / \rho}; \\
 \frac{V_1(x_i, t)}{G} \cdot \frac{dP_1(x_i, t)}{dt} &= Q_{сж1}(x_i, t); \\
 \frac{V_2(x_i, t)}{G} \cdot \frac{dP_2(x_i, t)}{dt} &= Q_{сж2}(x_i, t),
 \end{aligned} \right. \quad (17)$$

где M^{Σ} – суммарная масса колеса, поршня и истока; $U_4(x_i, t)$, м – перемещение подвески в месте контакта опорой колеса ОМ подвески с координатой x_i ; F_1, F_2 , м² – рабочая площадь поперечных сечений в верхнем и нижнем отсеках цилиндра; $Q_{сж1}(x_i, t), Q_{сж2}(x_i, t)$, м³/с – сжимаемость жидкости в верхнем и нижнем отсеках цилиндра; $V_1(x_i, t), V_2(x_i, t)$, м³ – объем верхнего и нижнего отсеков цилиндра; G , н/м² – объемный модуль упругости жидкости; $Q_1(x_i, t), Q_2(x_i, t)$, м³/с – объемный секундный расход жидкости через верхнюю и нижнюю полость цилиндра; $F_{тр}$, н – трение поршня при движении его в цилиндре; μ – приведенный коэффициент расхода; $x(x_i)$ – площади проходных сечений; ρ – плотность жидкости.

Система уравнений (17) может быть упрощена путем исключения $Q_{сж1}(x_i, t), Q_{сж2}(x_i, t)$, а также $Q_1(x_i, t), Q_2(x_i, t)$, т.е.

$$\left\{ \begin{aligned}
 M^{\Sigma} \frac{d^2 U_4(x_i, t)}{dt^2} &= F_1 P_1(x_i, t) - F_2 P_2(x_i, t) - \\
 &- F_{тр} \text{sign} \left(\frac{dU_4(x_i, t)}{dt} \right) - R(x_i, t); \\
 \mu_{\max} \sqrt{\frac{P_0 - P_1(x_i, t)}{\rho}} &= F_1 \frac{dU_4(x_i, t)}{dt} + \frac{V_1(x_i, t)}{G} \cdot \frac{dP_1(x_i, t)}{dt}; \\
 \mu_{\max} \sqrt{\frac{P_2(x_i, t) - P_c}{\rho}} &= F_2 \frac{dU_4(x_i, t)}{dt} - \frac{V_2(x_i, t)}{G} \cdot \frac{dP_2(x_i, t)}{dt}.
 \end{aligned} \right. \quad (18)$$

Поскольку системы автоматического регулирования давления в гидроприводах разработаны достаточно основательно, то можно считать, что для рассматриваемого типа гидроцилиндров, входящих в состав гидравлических подвесок колес, гарантированно можно подобрать такую систему, которая бы при различных режимах эксплуатации грузовой тележки обеспечивала бы поддержание нагрузки на колеса в допустимых пределах.

Выводы

Подробно рассматривается и проводится анализ алгоритма расчета и проектирования безбалансирных многоосных железнодорожных грузовых тележек. Приводятся системы уравнений, позволяющие определить перемещения и направления во всех силовых элементах конструкции модели грузовой тележки. В работе предложено использовать гидропривод в сочетании с системой поддержания заданного давления в гидроцилиндрах, входящих в состав подвески колес. Рассмотренная в работе система подвески отличается компактностью и эффективностью поддержания потребного давления в полости силового цилиндра. В связи с отмеченными выше свойствами гидравлическая система подвески может рассматриваться как весьма перспективная составная часть конструкции многоосных безбалансирных железнодорожных грузовых тележек, способных транспортировать сверхтяжелые полезные грузы.

Список литературы

1. Раковская Н.Х. Математические модели безбалансирных сверхтяжелых специальных агрегатов (Сопряженные задачи в расчетах и проектировании). – Министерство обороны Украины, 2003. – Ч. 1. – 36 с.
2. Раковский Х.В., Раковская-Башмакова Н.Х. Ходовая часть сверхтяжелых агрегатов – рельсы-основания путей. – Х.: МСУ, 1988. – 84 с.
3. Раковская Н.Х., Раковский Х.В. Контактное взаимодействие "колесо-рельс" безбалансирных многоосных тяжелых агрегатов. – Х.: ХУПС, 2006. – 327 с.
4. Гордеев В.А. Рельсовые пути тяжелых транспортных устройств. – М.: Транспорт, 1981. – 160 с.
5. Новый 16-осный транспортер. – М.: Железные дороги мира, 1993. – № 8. – С. 9-14.

Поступила в редколлегию 28.02.2007

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