

Аналіз отриманих даних дозволяє зробити висновок про достатню міцність запропонованої конструкції.

Висновки і рекомендації щодо подальшого використання.

Результати проведеної дослідно-конструкторської роботи вказали на можливість виготовлення дослідних зразків напіввагонів для проведення циклу експлуатаційних випробувань.

Отримані результати розрахунків на міцність можуть бути використані при проведенні подальших науково-дослідних та дослідно-конструкторських робіт з модернізації залізничних універсальних напіввагонів.

Список літератури: 1. *Мороз, В.І.*, Формалізоване описання конструкції залізничних вантажних вагонів [Текст]/ В.І. Мороз, О.В. Фомін, // Зб.наук.праць 107. - Харків: УкрДАЗТ, 2009. - Вип. –С 173-179. 2. *Фомін, О.В.* Сучасні підходи та методи використання конструкційних резервів зниження матеріалоемності кузовів вантажних вагонів [Текст]/ О.В. Фомін // Вісник Національного технічного університету «ХПІ» – Харків. – 25`2011 С.49-54 3. Конструирование и расчет вагонов [Текст]: учебник для вузов ж.-д. трансп./ В.В.Лукин, Л.А.Шадур, В.Н.Котуранов, А.А.Хохлов, П.С.Анисимов.; под общ. ред. В.В.Лукина. - М.: УМК МПС России, 2000. 731с.4. *Мороз, В.І.* Удосконалення конструкції вітчизняних напіввагонів на основі використання сучасних підходів до їх проектування [Текст] / В.І. Мороз, О.В. Фомін, В.В. Фомін, К.В. Сидоренко, В.П. Білаш / Зб. наук. праць «Рейковий рухомий склад». - Кременчук: ДП«УкрНДІВ», 2010.- Вип.2. – С. 64-68 5. Нормы расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. – 354с.

Поступила в редколлегию 16.11.2011

УДК 62 – 233.27

О.В. ЧЕРНИШЕНКО, ст.викл., УПА, Харків

Т.Б. КРАСНОКУТСКАЯ, ст.викл., УПА, Харків

Г.І. ФЕСЕНКО, асис, УПА, Харків

УДАРНЫЕ НАГРУЗКИ ПРИ ДВИЖЕНИИ МОСТОВОГО КРАНА ПО РЕЛЬСОВОМУ ПУТИ

Дана методика определения ударных нагрузок в металлоконструкции крана и буксах крановых колес. Описано построение уравнения колебаний многомассовой системы крана и определения коэффициента динамичности в буксах и металлоконструкции крана.

Ключевые слова: стык рельсов, ходовые колеса, ударные нагрузки.

Дана методика визначення ударних навантажень у металоконструкції крана та буксах кранових коліс. Описана побудова рівняння коливань багато масової системи крана й визначення коефіцієнта динамічності в буксах і металоконструкції крана.

Ключові слова: стик рейок, ходові колеса, ударні навантаження.

Dana method of determining the shock of steel crane and crane Login Forgot wheels. Described the construction of the wave equation system multimass tap coefficient determination and dynamism in Login Forgot and metal faucet.

Key words: rail joints, road wheels, shock loads.

Введение

Ударные нагрузки, возникающие в металлоконструкции кранов при прохождении местных неровностей рельсового пути (стыков, выбоин, наплавов от сварных швов и др.), имеют существенное значение для кранов, которые

перемещаются со значительной скоростью. Особо они влияют на мостовые краны, которые имеют жесткую безрессорную ходовую часть. Учет истинных значений ударных нагрузок при проектировании и эксплуатации металлоконструкций и механизмов кранов, а так же подкрановых путей может существенно увеличить сроки безаварийной и безотказной эксплуатации кранов.

Анализ исследований

По данным ВНИИПТМАШа [1], наибольшие повреждения ходовой части и риведенных рукциях мостовых кранов характерно для концевых балок, и особенно в местах крепления ходовых колес. Одной из причин появления усталостных трещин в указанных местах является высокий уровень ударных динамических нагрузок, которые действуют на крановые колеса, а через них на концевые балки при прохождении краном неровностей рельсового пути. Вследствие этого так же наблюдается выкрашивание металла на дорожках качения ходовых колес, преждевременный выход из строя подшипников и поломка выходных валов механизмов передвижения кранов.

По правилам Госпромнадзора при эксплуатации мостовых кранов взаимное смещение торцов стыкуемых рельсов по высоте не должно превышать 3 мм, зазоры в стыках рельсов не должны превышать 4 мм. Многочисленные обследования рельсовых подкрановых путей на различных промышленных предприятиях различными авторами показывают, что часто стыки рельс находятся в неудовлетворительном состоянии, зазоры достигают 20-30 мм., а перепад по высоте бывает равным 5-10 мм., иногда наблюдаются выбоины глубиной 10-12 мм. На длине 30-40 мм..

Прохождение ходовыми колесами рельсовых стыков сопровождается жестким ударом. При соприкосновении колеса со встречным уступом вертикальная составляющая его скорости за тысячные доли секунды резко изменяется от нулевых значений до максимальных значений, которое нельзя определить исходя только из кинематики движения жесткой системы. Если же колесо наезжает на попутный уступ, То сначала вертикальная составляющая изменяется от нуля до некоторого конечного значения (падение колеса крана) а затем практически мгновенно уменьшается до нуля. В обоих случаях удар, который получает колесо, распространяется в виде волны упругой деформации по всей металлоконструкции крана, вызывая в ней упругие колебания. Ударный импульс, полученный рельсом, распространяется на подкрановые балки и железобетонные конструкции здания, в которых установлен кран [2].

Приступая к построению динамической модели движения крана через стыки рельсового пути, необходимо провести оценку проведенных ранее экспериментов. Первые предварительные эксперименты по определению силы удара колеса о рельс, а точнее, некоторых физических величин, характеризующих эту силу, были проведены на мостовом магнитном кране грузоподъемностью 15 т. С пролетом 28 м. и скоростью передвижения 2.06 м/с.[2]. С целью имитации рельсового стыка на головку рельса, находящейся над подкрановой балкой, была приварена полоса из закаленной стали толщиной 4.4 мм. При экспериментальном изучении записывались осциллограммы вертикальных ускорений j_1 ходового

колеса, проходящего через уступ и ускорение j_2 передней по ходу движения крана главной балки на расстоянии четверти пролета от концевой балки, а так же ускорение j_3 в середине пролета главной балки. Также вертикальные перемещения y_1 главной балки в середине пролета и вертикальное перемещение y_2 в середине пролета концевой балки [2]. Данные эксперимента приведены на рисунке 1.

Экспериментально определив ускорение элементов крана, нельзя найти силу удара, так как неизвестны формы динамической деформации металлоконструкций крана при ударе. С низкой степенью точности автор оценивает лишь некоторые диапазоны, в котором находятся эти силы. По данным эксперимента Лобов делает выводы о том, что диапазон коэффициента динамичности на концевой балке изменяется от минимального 1.44 до максимального 3.19. По мнению Лобова более точные значения без сложного динамического расчета определить не возможно.

Основные цели.

Построить динамическую модель крана, в которой можно было бы рассмотреть колебания всех основных составляющих металлоконструкции и других масс и жесткостей, по которым распространяется волна упругих деформаций.

Основные материалы исследования

Ударные загрузки, которые испытывает мостовой кран при прохождении стыков рельсового пути, можно описать при помощи наезда колеса крана на уступ (рис 2). При этом колесо совершает вертикальные перемещения. Зная скорость крана V_{kr} , высоту уступа h а радиус колеса R мы можем найти вертикальное перемещение колеса в зависимости от времени [2].

$$Y_k = R \cos(\alpha - \omega t) - R \cos \alpha. \quad (1)$$

где $a = \arccos \frac{R-h}{R}$, $\omega = \frac{V_{kr}}{R}$ - угловая скорость колеса.

Соответственно, вертикальная составляющая скорости колеса при наезде крана на стык рельса будет выглядеть следующим образом

$$\frac{dY_k}{dt} = R \omega \sin(\alpha - \omega t) = V_{kr} \sin(\alpha - \omega t). \quad (2)$$

Из (2) определяем начальную скорость удара при столкновении колеса со стыком рельса при $t = 0$

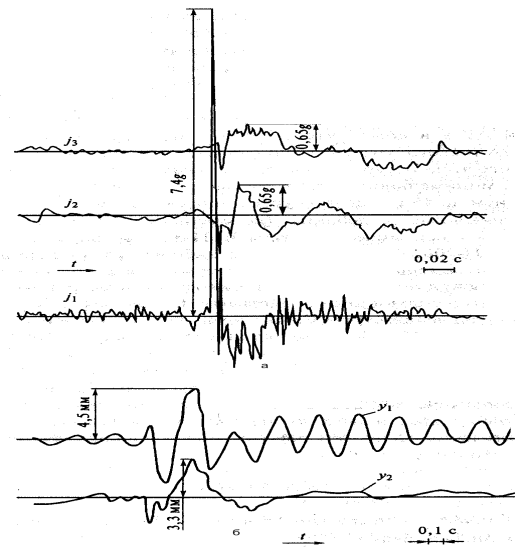


Рис 1. Осциллограммы, полученные при наезде колеса на уступ рельса [1]: а – ускорение элементов крана при расположении тележки без груза в крайнем положении вблизи рельса с уступом; б – перемещение главной и концевой балок при расположении тележки без груза в середине пролета.

$$Y_k(0) = R\omega \sin \alpha \quad (3)$$

Вертикальное ускорение, то есть интенсивность снижения начальной скорости находим как дифференциал скорости по времени

$$Y_k'' = -R\omega^2 \cos(\alpha - \omega t) \quad (4)$$

Для решения данной задачи необходимо составить многомассовую динамическую модель крана, которая представлена на рис 2. В этой модели учитываются не только жесткость канатов и металлоконструкции моста крана, но и жесткость наиболее податливых элементов механизма передвижения крана, таких как подшипники букс крановых колес.

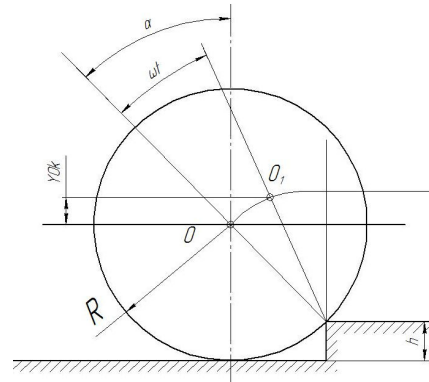


Рис. 2. Схема движения колеса при наезде крана на уступ.

В данной модели есть возможность рассматривать различные варианты сочетания удара от стыков и неровностей рельсового пути с учетом их геометрических параметров. Также можно учесть преднапряженное состояние металлоконструкции мостового крана от поднимаемого груза и собственного веса.

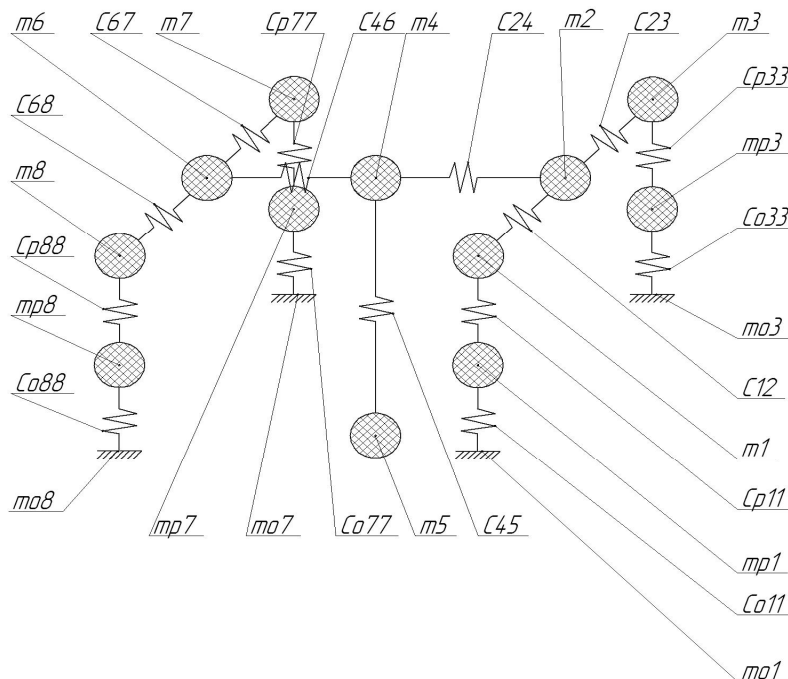


Рис. 3. Многомассовая динамическая модель мостового крана

Для решения многомасвой модели мостового крана, представленной на рис. 3, введем следующие допущения:

- массу главных балок моста крана приведем к краям этих балок (m_2 и m_6),
- массу концевых балок распределим на массы m_1 , m_3 и m_7, m_8 соответственно,
- жесткость главных балок будем рассматривать как жесткость одной приведенной балки,

- массы $mp1$, $mp3$, $mp7$ и $mp8$ рассматриваются как массы букс крана с учетом масс подшипников валов и крановых колес
- так как подкрановые пути мостовых кранов опираются на колоны зданий, которые в свою очередь опираются на фундамент зданий, массы которых намного больше массы крана и поднимаемых им грузов в нашей модели массы подкрановых путей $mo1$, $mo3$, $mo7$ и $mo8$ будем считать равными бесконечности.

При решении поставленной задачи воспользуемся уравнением Лагранжа второго рода.

Для составления системы дифференциальных уравнений необходимо записать функцию кинетической, потенциальной энергии и функции рассеивания.

Кинетическую энергию запишем в следующем виде:

$$T = \frac{1}{2} \left[mo1 \cdot zo1'^2 + mp1 \cdot zp1'^2 + m1 \cdot z1'^2 + m2 \cdot z2'^2 + m3 \cdot z3'^2 + mo3 \cdot zo3'^2 + mp3 \cdot zp3'^2 + m4 \cdot z4'^2 + m5 \cdot z5'^2 + m6 \cdot z6'^2 + m7 \cdot z7'^2 + mp7 \cdot zp7'^2 + mo7 \cdot zo7'^2 + m8 \cdot z8'^2 + mp8 \cdot zp8'^2 + mo8 \cdot zo8'^2 \right] \quad (3)$$

Потенциальная энергия:

$$\begin{aligned} \Pi = \frac{1}{2} \left[co11(zo1 - zp1)^2 + cp12(zp1 - z1)^2 + c12(z1 - z2)^2 + c23(z2 - z3)^2 + \right. \\ \left. + cp33(z3 - zp3)^2 + co33(zo3 - zp3)^2 + c24(z2 - z4)^2 + c45(z4 - z5)^2 + \right. \\ \left. + c46(z4 - z6)^2 + c67(z6 - z7)^2 + cp77(z7 - zp7)^2 + co77(zo7 - zp7)^2 + \right. \\ \left. + c68(z6 - z8) + cp88(z8 - zp8)^2 + co88(zo8 - zp8)^2 \right] \quad (4) \end{aligned}$$

Функция рассеивания:

$$\begin{aligned} \Phi = \frac{1}{2} \left[ro11(zo1' - zp1')^2 + rp11(zp1' - z1')^2 + r12(z1' - z2')^2 + r23(z2' - z3')^2 + \right. \\ \left. + rp33(z3' - zp3')^2 + ro33(zo3' - zp3')^2 + r24(z2' - z4')^2 + r45(z4' - z5')^2 + \right. \\ \left. + r46(z4' - z6')^2 + r67(z6' - z7')^2 + rp77(z7' - zp7')^2 + ro77(zo7' - zp7')^2 + \right. \\ \left. + r68(z6' - z8')^2 + rp88(z8' - zp8')^2 + ro88(zo8' - zp8') \right] \quad (5) \end{aligned}$$

Для поиска уравнения движения всех масс запишем уравнение Лагранжа от каждой из обобщенных координат (рис 3). При этом вводим допущение, что все точки перемещаются в вертикальной плоскости и взаимосвязаны линейными жесткостями.

$$\left\{ \begin{array}{l}
\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial z_{o1'}} \right) - \frac{\partial T}{\partial z_{o1}} + \frac{\partial \Pi}{\partial z_{o1}} + \frac{\partial \Phi}{\partial z_{o1'}} = 0 \\
\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial z_{p1'}} \right) - \frac{\partial T}{\partial z_{p1}} + \frac{\partial \Pi}{\partial z_{p1}} + \frac{\partial \Phi}{\partial z_{p1'}} = -F_{\acute{a}o\acute{e}\acute{n}} \\
\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial z_{1'}} \right) - \frac{\partial T}{\partial z_1} + \frac{\partial \Pi}{\partial z_1} + \frac{\partial \Phi}{\partial z_{1'}} = -F_{kb} \\
\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial z_{2'}} \right) - \frac{\partial T}{\partial z_2} + \frac{\partial \Pi}{\partial z_2} + \frac{\partial \Phi}{\partial z_{2'}} = -F_{gb} \\
\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial z_{3'}} \right) - \frac{\partial T}{\partial z_3} + \frac{\partial \Pi}{\partial z_3} + \frac{\partial \Phi}{\partial z_{3'}} = -F_{kb} \\
\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial z_{p3'}} \right) - \frac{\partial T}{\partial z_{p3}} + \frac{\partial \Pi}{\partial z_{p3}} + \frac{\partial \Phi}{\partial z_{p3'}} = -F_{\acute{a}o\acute{e}\acute{n}} \\
\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial z_{o3'}} \right) - \frac{\partial T}{\partial z_{o3}} + \frac{\partial \Pi}{\partial z_{o3}} + \frac{\partial \Phi}{\partial z_{o3'}} = 0 \\
\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial z_{4'}} \right) - \frac{\partial T}{\partial z_{p4}} + \frac{\partial \Pi}{\partial z_{p4}} + \frac{\partial \Phi}{\partial z_{4'}} = -F_{gt} \\
\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial z_{5'}} \right) - \frac{\partial T}{\partial z_5} + \frac{\partial \Pi}{\partial z_5} + \frac{\partial \Phi}{\partial z_{5'}} = -F_{gr} \\
\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial z_{6'}} \right) - \frac{\partial T}{\partial z_6} + \frac{\partial \Pi}{\partial z_{p6}} + \frac{\partial \Phi}{\partial z_{6'}} = -F_{gb} \\
\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial z_{7'}} \right) - \frac{\partial T}{\partial z_7} + \frac{\partial \Pi}{\partial z_7} + \frac{\partial \Phi}{\partial z_{7'}} = -F_{kb} \\
\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial z_{p7'}} \right) - \frac{\partial T}{\partial z_{p7}} + \frac{\partial \Pi}{\partial z_{p7}} + \frac{\partial \Phi}{\partial z_{p7'}} = -F_{\acute{a}o\acute{e}\acute{n}} \\
\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial z_{o7'}} \right) - \frac{\partial T}{\partial z_{o7}} + \frac{\partial \Pi}{\partial z_{o7}} + \frac{\partial \Phi}{\partial z_{o7'}} = 0 \\
\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial z_{8'}} \right) - \frac{\partial T}{\partial z_8} + \frac{\partial \Pi}{\partial z_8} + \frac{\partial \Phi}{\partial z_{8'}} = -F_{kb} \\
\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial z_{p8'}} \right) - \frac{\partial T}{\partial z_{p8}} + \frac{\partial \Pi}{\partial z_{p8}} + \frac{\partial \Phi}{\partial z_{p8'}} = -F_{\acute{a}o\acute{e}\acute{n}} \\
\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial z_{o8'}} \right) - \frac{\partial T}{\partial z_{o8}} + \frac{\partial \Pi}{\partial z_{o8}} + \frac{\partial \Phi}{\partial z_{o8'}} = 0
\end{array} \right. \quad (6)$$

где F_{kb} - сила тяжести от приведенной массы концевой балки,

F_{gb} - сила тяжести от приведенной массы главной балки,

F_{gt} - сила тяжести от массы грузовой тележки

F_{gr} - сила тяжести от массы груза.

$F_{\acute{o}yкc}$ - сила риведен от массы буксы колеса

После проведения дифференцирования по каждой из обобщенных координат получаем следующую систему дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases}
m01 \cdot z01'' + c011(z01 - zp1) + r011(z01' - zp1') = 0 \\
m03 \cdot z03'' + c033(z03 - zp3) + r03(z03' - zp3') = 0 \\
m07 \cdot z07'' + c077(z07 - zp7) + r077(z07' - zp7') = 0 \\
m08 \cdot z08'' + c088(z08 - zp8) + r088(z08' - zp8') = 0 \\
mp1 \cdot zp1'' + cp11(zp1 - z1) - c011(z01 - zp1) + rp11(zp1' - z1') - r011(z01' - zp1') = F_{\text{букс}} \\
mp3 \cdot zp3'' + cp33(zp3 - z3) - c033(z03 - zp3) + rp33(zp3' - z3') - r033(z03' - zp3') = F_{\text{букс}} \\
mp7 \cdot zp7'' + cp77(zp7 - z7) - c077(z07 - zp7) + rp77(zp7' - z7') - r077(z07' - zp7') = F_{\text{букс}} \\
mp8 \cdot zp8'' + cp88(zp8 - z8) - c088(z08 - zp8) + rp88(zp8' - z8') - r088(z08' - zp8') = F_{\text{букс}} \\
m1 \cdot z1'' + c12(z1 - z2) - cp11(zp1 - z1) + r12(z1' - z2') - rp11(zp1' - z1') = -Fkb \\
m3 \cdot z3'' + c23(z3 - z2) - cp33(zp3 - z3) + r23(z3' - z2') - rp33(zp3' - z3') = -Fkb \\
m7 \cdot z7'' + c67(z7 - z6) - cp77(zp7 - z7) + r67(z7' - z6') - rp77(zp7' - z7') = -Fkb \\
m8 \cdot z8'' + c68(z8 - z6) - cp88(zp8 - z8) + r68(z8' - z6') - rp88(zp8' - z8') = -Fkb \\
m2 \cdot z2'' + c24(z2 - z4) - c12(z1 - z2) - c23(z3 - z2) + r24(z2' - z4') - \\
-r12(z1' - z2') - r23(z3' - z2') = -Fgb \\
m6 \cdot z6'' + c46(z6 - z4) - c67(z7 - z6) - c68(z8 - z6) + r46(z6' - z4') - \\
-r67(z7' - z6') - r68(z8' - z6') = -Fgb \\
m4 \cdot z4'' + c45(z4 - z5) - c24(z2 - z4) - c46(z6 - z4) + r45(z4' - z5') - \\
-r24(z2' - z4') - r46(z6' - z4') = -Fgt \\
m5 \cdot z5'' - c45(z4 - z5) - r45(z4' - z5') = -Fgr
\end{cases} \quad (7)$$

Для успешного решения этой системы уравнений, прежде всего, необходимо определить все жесткости и коэффициенты затухания металлоконструкций крана с учетом схемы, которая приведена на рис. 3. Жесткость главных и концевых балок моста можно определить, исходя из знания основных размеров сечения главных и концевых балок, а также положения тележки на мосту крана. В общем случае, исходя из расчетной схемы, все жесткости можно рассчитать как жесткости концевых балок с соответствующей длиной. Согласно [3] жесткость концевой балки определяется по формуле

$$c = \frac{3EJ_y}{l^3}, \quad (8)$$

где E - модуль Юнга первого рода, J_y - момент инерции сечения главных и концевых балок относительно вертикальной оси, l - длины этих же балок. Учитывая, что в расчетной схеме две главные балки заменены одной общей балкой их жесткости необходимо сложить. Жесткость канатов определяется по уже известной формуле

$$c45 = \frac{EA}{l}, \quad (9)$$

где A - площадь сечения всех проволок в канате с учетом кратности полиспаста, l - длина грузоподъемного полиспаста.

Жесткости подшипников в буксах механизма передвижения $cp11$, $cp33$, $cp77$ и $cp88$ можно определить как геометрическая жесткость всех тел ривед в подшипнике, которые деформируются при нагружении всего подшипника. Более подробно о расчете жесткости подшипников в статье [5].

Жесткости подкрановых путей и колес подшипников учитываются в риведенных жесткостях $co11$, $co33$, $co77$ и $co88$

Коэффициент затухания металлоконструкции находим по формуле предложенной в [6]

$$r_{\Gamma} = 2m_M \cdot \omega_M \cdot D^*, \quad (10)$$

где m_M - приведенная масса металлоконструкции, $D^*=0,01$ – постоянная демпфирования [7], ω_M - частота колебаний металлоконструкции, которую находим по формуле

$$\omega_M = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_M}{m_M}}, \quad (11)$$

где c_M - жесткость металлоконструкции.

Так же необходимо привести массы металлоконструкций крана согласно динамической модели мостового крана приведенной на рис. 3. Так как все составные части металлоконструкции крана в данной модели рассматриваются как консольные балки, то согласно [6] их приведенную массу находим из следующего выражения

$$m_M = \frac{104m}{405}, \quad (12)$$

Где m - масса приводимой консольной балки.

Коэффициенты затухания колебаний груза, подвешенного на канате, находим по формуле

$$r_K = m_{\Gamma} \cdot \omega_{\Gamma} \cdot D_K \quad (13)$$

где m_{Γ} - масса груза, который висит на канате, $D_K=0,14$ – постоянная демпфирования каната [7], ω_{Γ} - частота колебаний груза, висящего на канате, которую находим по формуле

$$\omega_{\Gamma} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_K}{m_{\Gamma}}} \quad (14)$$

где c_K - жесткость канатов, на которых висит груз.

В расчетной схеме необходимо учесть, что под нагрузкой металлоконструкция крана получила начальные перемещения как от веса поднимаемого груза, так и под действием собственного веса. Для определения первоначального перемещения в расчетной схеме необходимо задаться базовой вертикальной координатой, относительно которой и будут определены первоначальные перемещения всех масс в металлоконструкции крана. За ноль по вертикальной оси относительно плоскости установки крана принимаем уровень подкрановых рельс. Тогда, при движении крана по рельсовому подкрановому пути, координаты $zo1$, $zo3$, $zo7$ и $zo8$ будут равны 0.

Координаты z_{p1} , z_{p3} , z_{p7} и z_{p8} с учетом всего веса крана и поднимаемого им груза а так же жесткостей c_{o11} , c_{o33} , c_{o77} и c_{o88} определяются по формуле

$$z_{p11} = z_{p33} = z_{p77} = z_{p88} = -\frac{P_{кр} + P_{gp}}{4 \cdot c_{o11}}. \quad (15)$$

где $P_{кр}$ - сила веса крана, P_{gp} - сила веса груза, $P_{áóèñ}$ - сила веса буксы ходового колеса крана.

Координаты концов концевых балок z_1 , z_3 , z_7 и z_8 изменят свое нулевое значение в отрицательную сторону, так как жесткости подшипников в ступицах крановых колес воспринимают всю нагрузку от крана. Следовательно, координаты z_1 , z_3 , z_7 и z_8 можно рассчитать по формуле

$$z_1 = z_3 = z_7 = z_8 = -\frac{P_{кр} + P_{gp} - 4P_{букс}}{4c_{p11}} + z_{p11}, \quad (16)$$

В соответствии с расчетной схемы и принятым допущениям координаты концов главных балок z_2 и z_6 определяем по следующей формуле

$$z_2 = z_6 = -\frac{P_{кр} + P_{gp} - P_{кб}}{4c_{12}} + z_1, \quad (17)$$

где c_{12} - жесткость консоли концевой балки, $P_{кб}$ - сила веса концевых балок вместе со ступицами и механизмами перемещения

$$z_4 = -\frac{P_{gp} + P_{мел}}{2c_{24}} + z_2 \quad (18)$$

где C_{24} - жесткость консоли главных балок, $P_{мел}$ - сила веса грузовой тележки крана.

Координату груза z_5 определяется с учетом координаты z_4 и величины растяжения канатов, на которых висит груз. Эту координату можно определить по формуле

$$z_5 = -\frac{P_{gp}}{c_{45}} + z_4 \quad (19)$$

В результате нами получена расчетная схема для построения динамической модели работы крана в напряженном состоянии с учетом внешних сил, действующих на кран.

Решение системы уравнений, описывающих процесс передвижения сосредоточенных масс в модели мостового крана при наезде колеса на уступ рельса, можем получить картину динамических сил, которые возникают в металлоконструкциях мостового крана при передвижении его по рельсовому пути через стык рельсов. Для этого необходимо получить функции изменения динамических сил, которые мы получаем исходя из перемещения масс в модели. Функции динамических сил запишем в следующем виде

$$\begin{aligned}
F_{p11}(t) &= c_{p11}(z_{p1}(t) - z_1(t)) \\
F_{12}(t) &= c_{12}(z_1(t) - z_2(t)) \\
F_{23}(t) &= c_{23}(z_2(t) - z_3(t)) \\
F_{p23}(t) &= c_{p23}(z_3(t) - z_{p2}(t)) \\
F_{24}(t) &= c_{24}(z_2(t) - z_4(t)) \\
F_{45}(t) &= c_{45}(z_4(t) - z_5(t)) \\
F_{46}(t) &= c_{46}(z_4(t) - z_6(t)) \\
F_{67}(t) &= c_{67}(z_6(t) - z_7(t)) \\
F_{68}(t) &= c_{68}(z_6(t) - z_8(t)) \\
F_{p48}(t) &= c_{p48}(z_8(t) - z_{p4}(t)) \\
F_{p37}(t) &= c_{p37}(z_7(t) - z_{p3}(t))
\end{aligned} \tag{20}$$

Функции изменения сил записаны в виде графика (рис 4)

Где F_{p11} – функция силы от времени в буксе подшипника, F_{12} – функция силы от времени в консоли концевой балки, F_{24} – функция силы от времени в консоли главной балки.

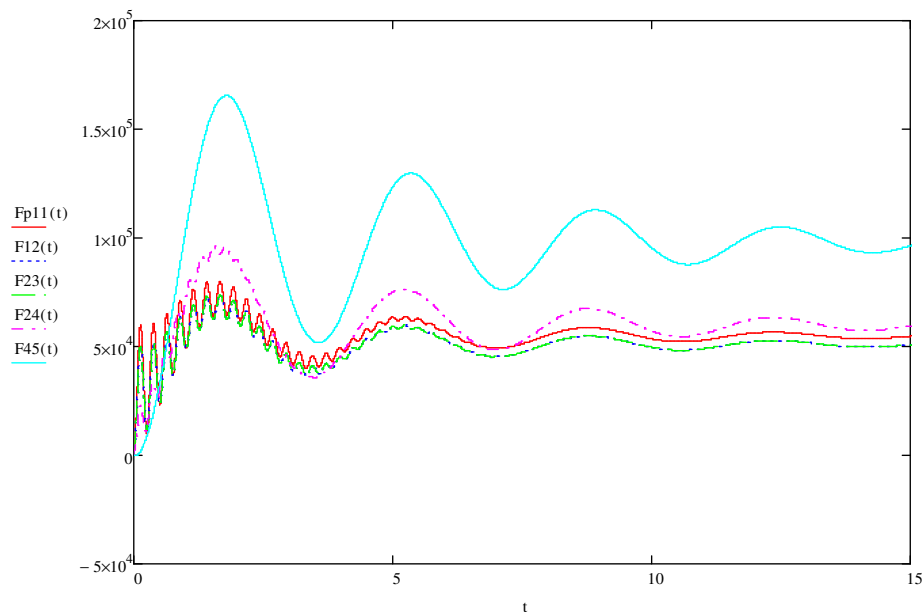


Рис. 4. Результаты решения системы дифференциальных уравнений.

Выводы и перспективы исследования

Предложенная модель мостового крана позволяет рассматривать так же совместное действие различных внешних сил и перемещений.

Требует уточнения влияние жесткости подкранового пути на силу удара при прохождении краном рельсового стыка. При приближенном анализе результатов вычислений (рис. 4) видно, что коэффициент динамичности, при прохождении краном рельсового стыка, не превышает 3. На самом деле при исследовании состояния и конструкции кранового пути данный коэффициент может отклоняться как в большую так и в меньшую сторону. Следовательно, требуется

разработать более точную модель перемещения крана через стык рельсового пути, с учетом жесткости рельса и условий удара кранового колеса о рельс.

Список литературы: 1.Бидерман В.Л. Теория механических колебаний, М., Высшая школа, 1980, 408с. 2.Лобов Н.А. Динамика грузоподъемных кранов. М., Машиностроение, 1987, 160с.3.Казак С. А. Динамика мостовых кранов., изд-во «Машиностроение» 1968, 332с.4.Шевченко В.Д., Піскунов В.Г Будівельна механіка металевих конструкцій дорожно-будівельних, підйомних і транспортних машин: Підручник – К.: Вища школа., 2004. - 438с.5..Чернишенко А.В. Павлова А.А. К вопросу определения жесткости подшипников качения в буксах крановых колес. Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 1/5(37) 2009г.6..Бутиков Л.Я. Многопараметрический анализ динамики грузоподъемных кранов мостового типа, Монография. - Луганск: изд-во СНУ им. В.Даля, изд 2-е, 2003. 210 с.7..Dresing H. Massenkrafte in Kranen beim Anheben der Last// Hebezeuge ung Fordermittel. – 1976. - №8. – S.234-245

Поступила в редколлегию 16.11.2011

УДК.621.833

А.И.ПАВЛОВ, докт.техн.наук, доц., ХНАДУ, Харьков
С.В.АНДРИЕНКО, инж., ХНАДУ, Харьков

О ПРИВЕДЕННОМ РАДИУСЕ КРИВИЗНЫ В ЗУБЧАТОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ

У статті розглянуто питання про обчислення наведеного радіуса кривини в зубчастому зацепленні незалежно від виду контакту і самого зацеплення. Встановлено універсальна форма запису формули для обчислення наведеного радіуса кривини. Отримано ще одне підтвердження доцільності застосування еволютного зацеплення.

Ключові слова: радіус кривини в точці контакту, зведений радіус кривини, еволютне зацеплення.

В статье рассмотрен вопрос о вычислении приведенного радиуса кривизны в зубчатом зацеплении независимо от вида контакта и самого зацепления. Установлена универсальная форма записи формулы для вычисления приведенного радиуса кривизны. Получено еще одно подтверждение целесообразности применения эволютного зацепления.

Ключевые слова: радиус кривизны в точке контакта, приведенный радиус кривизны, эволютное зацепление.

The universal form of record of formula is set for a calculation the brought radius over of curvature. Another confirmation of expediency of application of the evolute gearing is got

Key words: radius of curvature at the contact point, the reduced radius of curvature, evolute hatseplenie.

В теории зубчатых зацеплений [1, 2] приведенный радиус кривизны эвольвентного зацепления с внешним контактированием определяется по формуле

$$\rho_{np} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}, \quad (1)$$

а для внутреннего контактирования