ISSN 1609-1817

М. ТЫНЫШБАЕВ АТЫНДАҒЫ
ҚАЗАҚ КӨЛІК ЖӘНЕ КОММУНИКАЦИЯЛАР АКАДЕМИЯСЫНЫҢ

ХАБАРШЫСЫ
ВЕСТНИК

КАЗАХСКОЙ АКАДЕМИИ ТРАНСПОРТА И КОММУНИКАЦИЙ
ИМ. М.ТЫНЫШПАЕВА

№ 3 - 2009

М. ТЫНЫШПАЕВ АТЫНДАҒЫ ҚАЗАҚ КӨЛІК ЖӘНЕ КОММУНИКАЦИЯЛАР АКАДЕМИЯСЫНЫҢ **ХАБАРШЫСЫ**

ВЕСТНИК КАЗАХСКОЙ АКАДЕМИИ ТРАНСПОРТА И КОММУНИКАЦИЙ им. М. ТЫНЫШПАЕВА №3 (58) 2009 г.

Журнал издается
с января 2000 года
Выходит 6 раз в год

Учредитель -
Казахская академия
транспорта и
коммуникаций
им. М.Тынышпаева

Адрес редакции:
Республика Казахстан
050012, Алматы,
ул. Шевченко, 97
тел.: (727) 296-41-88
факс 92-27-09
e-mail: Vestnikkazatk@mail.ru

Журнал перерегистрирован
в Министерстве
культуры, информации
и спорта
Республики Казахстан

Свидетельство № 6233-ж
от 17.08.2005 г.

Индекс 75605

ISSN 1609-1817

Подписано в печать
26.06.2008г.
Тираж 500 экз.
Заказ № 621

Отпечатано в
типографии КазАТК

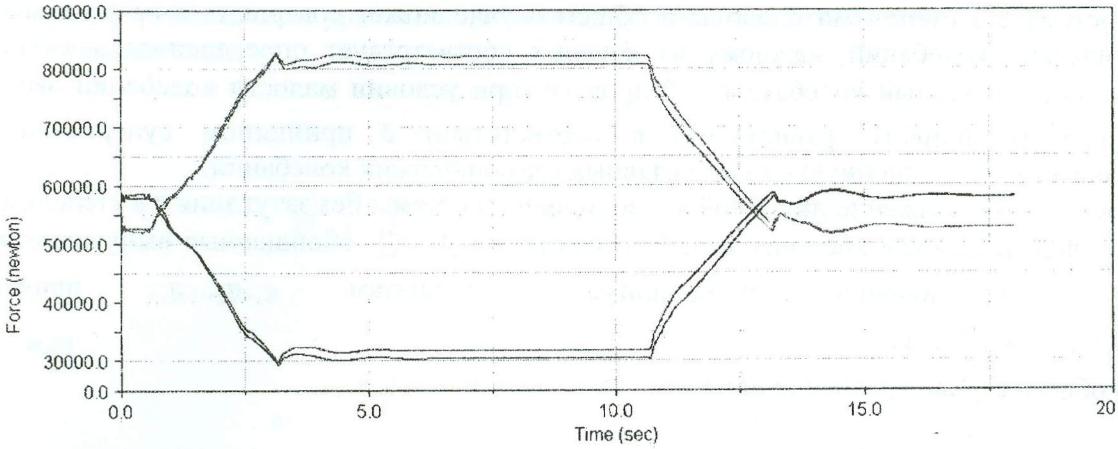

Рисунок 7 - Результаты расчетов Т.С.Саржанова сил взаимодействия пути и подвижного состава

Выводы

Как следует из анализа данных расчета Саржанова Т.С./5/ учет упругости пути меняет результат расчета в меньшую сторону на 2,5%. Поскольку погрешность исходных данных не менее 5% упругостью пути в данном расчете можно пренебречь.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вериго М.Ф., Коган А.Я. Взаимодействие пути и подвижного состава. М., Транспорт, 1986. 559 с.

2. Коган А.Я. Динамика пути и его взаимодействие с подвижным составом.. М., Транспорт, 1997, 223 с.

3. Гончарук В.Л. Динамическая модель трехвагонного пассажирского электропоезда /Сборник трудов II-ой конференции CAD-FEM. М., 2002, с. 357-361.

4. ADAMS User Guide. Mechanical Dynamics Incorporated, Ann Arbor, Michigan U.S.A., 2002.

5. Саржанов Т.С. Повышение работоспособности пути и подвижного состава на скоростном участке дороги. Автореф. дисс. на соискание ученой степени доктора технических наук. КУПС, 2008, 36 с.

УДК 625.143.03

Искакова Светлана Курмантаевна – к.т.н., профессор (Алматы, КазАТК)

РЕШЕНИЕ СИСТЕМЫ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ УРАВНЕНИЙ КОЛЕБАНИЙ ШПАЛЫ ПОД ВОЗДЕЙСТВИЕМ ПОЕЗДНОЙ НАГРУЗКИ

Точность решения задачи о колебаниях шпалы под воздействием поездной нагрузки зависит, прежде всего, от выбора расчетной схемы и точности исходных данных. Сохранив наиболее существенные свойства реальной колебательной системы, пренебрегая второстепенными, ранее в работе [1] была получена система дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами.

Рассмотрим, полученную систему дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами:

$$\begin{cases} m, \ddot{y}_1^* + c_{11}^* y_1^* = Q_1^*; \\ m, \ddot{x}_1^* + c_{22}^* x_1^* + c_{23}^* \varphi_1^* = Q_2^*; \\ I_1 \ddot{\varphi}_1^* + c_{32}^* x_1^{\circ} + c_{33}^* \varphi_1^* = Q_3^*. \end{cases} \qquad (1)$$

Здесь принято:

$$c_{11}^* = (a+ib)(\text{ж}_{CK}^{B} + \text{ж}_{Ш}^{B}) \;;\; c_{22}^* = (a+ib)(\text{ж}_{CK}^{Г} + \text{ж}_{П}^{Г} + \text{ж}_{0Ш}^{Г} + \text{ж}_{бШ}^{Г})\;;$$

$$c_{23}^* = (a+ib)(\text{ж}_{CK}^{Г} h + \text{ж}_{П}^{Г} h_{П} + \text{ж}_{0Ш}^{Г} \frac{h_{Ш}}{2})\;;\; c_{32}^* = (a+ib)(\text{ж}_{CK}^{Г} \frac{h_{Ш}}{2} + \text{ж}_{П}^{Г} d + \text{ж}_{0Ш}^{Г} \frac{h_{Ш}}{2})$$

$$c_{33}^* = (a+ib)(\text{ж}_{CK}^{\varphi} + \text{ж}_{CK}^{Г} h \frac{h_{ш}}{2} + \text{ж}_{П}^{Г} h_{П} d + \text{ж}_{Ш}^{\varphi})\;;$$

$$Q_1^* = \text{ж}_{CK}^{B} y^*;\; Q_2^* = (\text{ж}_{CK}^{Г} + \text{ж}_{П}^{Г})x^* + (\text{ж}_{CK}^{Г} h + \text{ж}_{П}^{Г} h_{П})\varphi^*\;;$$

$$Q_3^* = (\text{ж}_{CK}^{Г} \frac{h_{Ш}}{2} + \text{ж}_{П}^{Г} d)x^* + (\text{ж}_{CK}^{Г} h \frac{h_{Ш}}{2} + \text{ж}_{П}^{Г} h_{П} d - \text{ж}_{CK}^{\varphi})\varphi^*$$

Для определения вертикальных колебаний шпалы необходимо проинтегрировать дифференциальное уравнение:

$$m_1 \ddot{y}_1 + (a+ib)(\text{ж}_{CK}^{B} + \text{ж}_{Ш}^{B}) y_1^* = \text{ж}_{CK}^{B} y^* \qquad (2)$$

где m_1 -масса полушпалы.

В соответствии с [1,2] вертикальные колебания рельса у* под воздействием системы колесных нагрузок в неподвижной системе координат при $x = \nu t$ можно выразить следующим образом:

$$y^*(z,t) = \sum_{j=1}^{n} \frac{P_j U e^{i(\omega_{1f}^* |t-\tau_j| - \nu)}}{4E\,\mathrm{Im}\,\alpha\beta\sqrt{\alpha^2+\beta^2}\,(\Omega^{*2} - \omega_j^2)} \qquad (3)$$

Здесь $\omega_{1f}^* = [\nu(\beta + i\alpha) + \omega_j]; \nu = arctg(\alpha/\beta); \tau_j = S_j/\nu$ - временное запаздывание процесса под осью j; S_j - абсцисса оси j в подвижной системе координат.

Обозначив в выражении (3) $\Omega_1^* = (1 + i(\gamma/2)\Omega_1)$; $\Omega_1 = \sqrt{\dfrac{\text{ж}_{CK}^{B} - \text{ж}_{Ш}^{B}}{m_1(1+\gamma^2/4)}}$;

$$f_0^* = \frac{\text{ж}_{CK}^{B} U}{4E\,\mathrm{Im}\,m_1\alpha\beta\sqrt{\alpha^2+\beta^2}\,(\Omega^{*2} - \omega_j^2)}$$

получим

$$\ddot{y}_1^* + \Omega_1^{*2} y_1^* = f_0^* \sum_{j=1}^{n} P_j e^{i(\omega_{1j}|t-\tau_j| - \nu)} \qquad (4)$$

Частное решение уравнения (4) имеет вид:

$$y_1^*(\nu t) = f_0^* \sum_{j=1}^{n} P_j \frac{e^{i(\omega_{1j}^* |t-\tau_j| - \nu)}}{\Omega_1^{*2} - \omega_{1j}^{*2}} \qquad (5)$$

После подстановки значений Ω_1^* и ω_{1o}^*, выражение (5) примет вид:

$$y_1^*(\nu t) = f_0^* \sum_{j=1}^{n} P_j \frac{A - iB}{A^2 + B^2} e^{i(\omega_{1j}^* |t-\tau_j| - \nu)} \tag{6}$$

где $A = (1-\gamma^2/4)\Omega_1^2 + (\beta^2 - \alpha^2)\nu^2 + \omega_j^2 + 2\nu\beta\omega_j$; $\quad B = \gamma\Omega_1^2 + 2\nu\beta\alpha + 2\nu\alpha\omega_j$

Вынужденные вертикальные колебания шпалы определяются вещественной частью выражения (6):

$$y_1(\nu t) = f_0 \sum_{j=1}^{n} \frac{P_j \cos(\omega_j |t-\tau_j| - \mu)}{A^2 + B^2} e^{-\alpha\nu|t-\tau_j|} (A\cos\nu|t-\tau_j| + B\sin\beta\nu|t-\tau_j|) \tag{7}$$

где $f_0 = \dfrac{ж_{CK}^{B}(1+\gamma^2/4)}{4EFm_1\alpha\beta(\alpha^2+\beta^2)\sqrt{(1-\dfrac{\omega_j^2}{\Omega}-\dfrac{\gamma^2}{4})^2+\gamma^2}}$.

Продольные и угловые перемещения шпалы можно определить, решив систему из двух последних уравнений системы (1). Решение этих уравнений определяется видом функций $x(\nu t)$ и $y(\nu t)$.

Углы поворота сечений рельса под действием системы колесных нагрузок, представляющие собой первую производную по z от уравнения прогибов рельса, будут иметь значения

$$\varphi^*(\nu t) = -i \sum_{j=1}^{n} \frac{P_j U e^{i\omega_{1j}^* |t-\tau|}}{4E\,\mathrm{Im}\,\alpha\beta(\Omega^{*2} - \omega_j^2)} \tag{8}$$

Как было показано в [2, 3], значения x по сравнению с φ изменяются медленно, поэтому их можно принять постоянными $\lambda_{\max}$.

Подставляя значения x и φ в уравнения системы (1), получим:

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1^* + c_{22}^* x_1^* + c_{23}^*\varphi_1^* = H_1^* - iG_1^* \sum\limits_{j=1}^{n} P_j e^{i\omega_{1j}^*|t-\tau|} \\ I_1\ddot{\varphi}_1^* + c_{32}^* x_1^* + c_{33}^*\varphi_1^* = H_2^* - iG_2^* \sum\limits_{j=1}^{n} P_j e^{i\omega_{1j}^*|t-\tau|} \end{cases} \tag{9}$$

Здесь $H_1^* = (ж_{CK}^{Г} + ж_{П}^{Г})\lambda_{\max}^*$; $\quad H_2^* = (ж_{CK}^{Г}\dfrac{h_Ш}{2} + ж_{П}^{Г} d)\lambda_{\max}^*$;

$$G_1^* = \frac{(ж_{CK}^{Г} h + ж_{П}^{Г} h_П)U}{4E\,\mathrm{Im}\,\alpha\beta(\Omega^{*2} - \omega_j^2)}; \quad G_2^* = \frac{U(ж_{CK}^{Г} h\dfrac{h_П}{2} + ж_{П}^{Г} h_П d - ж_{CK}^{\varphi})}{4E\,\mathrm{Im}\,\alpha\beta(\Omega^{*2} - \omega_j^2)}.$$

В связи с тем, что в рассматриваемом случае возмущающие силы, действующие на шпалу, изменяются не по гармоническому закону, целесообразно перейти к нормальным координатам. При этом вместо системы дифференциальных уравнений (9) получим независимые дифференциальные уравнения вида.

$$\ddot{\eta}_j + k_j^2 \eta_j = Q_j^{(0)}, \quad (j = 1,2,...,s), \tag{10}$$

в которых η_j - нормальные координаты; k_j - собственные частоты; $Q_j^{(0)}$ - приведенные обобщенные силы.

Для перехода от (9) к системе (10) нужно принять

$$q_r = \sum_{j=1}^{s} \chi_{rj} \eta, \tag{11}$$

где χ - коэффициент формы колебаний.

Тогда получим дифференциальные уравнения в нормальных ко-ординатах вида:

$$\ddot{\eta}_m + k_m^2 \eta_m = Q_m^{(0)}, \tag{12}$$

где $$Q_m^{(0)} = \frac{\sum_{j=1}^{s} Q_j \chi_{jm}}{\sum_{j=1}^{s} a_j \chi_{jm}^2} \tag{13}$$

есть приведенная возмущающая сила.

Таким образом, составлению уравнений (12) должно предшествовать определение собственных форм χ_{jm} и собственных частот k_m.

Если соответствующее нулевым значениям координат положение равновесия устойчиво, т. е. вышолняется критерий Сильвестра

$$c_{22} > 0; \quad \begin{vmatrix} c_{22} & c_{23} \\ c_{32} & c_{33} \end{vmatrix} > 0, \tag{14}$$

то частное решение системы дифференциальных уравнений

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_{22} x_1 + c_{23} \varphi_1 = 0; \\ I_1 \ddot{\varphi}_1 + c_{32} x_1 + c_{33} \varphi_1 = 0 \end{cases} \tag{15}$$

можно записать в виде

$$\begin{cases} x_1 = A_1 \sin(kt + \alpha); \\ \varphi_2 = A_2 \sin(kt + \alpha), \end{cases} \tag{16}$$

где к- угловая частота собственных колебаний системы; A_1 *и* A_2-амплитуды перемещений системы, определяемые из начальных условий.

Подставив (16) в (10), получим систему алгебраических уравнений:

$$\begin{cases} k^2 m_1 A_1 + c_{22} A_1 + c_{23} A_2 = 0; \\ k^2 I_1 A_2 + c_{32} A_1 + c_{33} A_2 = 0. \end{cases} \qquad (17)$$

Уравнения (17)-линейные и однородные относительно постоянных A_1 и A_2. Они допускают решение, отличное от нуля, только в случае, если определитель этой системы равен нулю, т.е.

$$\begin{vmatrix} c_{22} - m_1 k^2 & c_{23} \\ c_{32} & c_{33} - I_1 k^2 \end{vmatrix} = 0 \qquad (18)$$

Раскрыв определитель, получим

$$m_1 I_1 k^4 - k^2 (c_{22} I_1 + m_1 c_{33}) + c_{22} c_{33} + c_{23} c_{32} = 0$$

откуда

$$k_{1,2}^2 = \frac{I_1 c_{22} + m c_{33} \pm \sqrt{(I_1 c_{22} + m_1 c_{33})^2 - 4 m_1 I_1 (c_{22} c_{33} + c_{23} c_{32})}}{2 m_1 I_1} \qquad (19)$$

Для определения собственных форм воспользуемся уравнениями (17), тогда получим

$$\chi_{21} = \frac{m_1 k_1^2 - c_{22}}{c_{23}}; \quad \chi_{22} = \frac{m_1 k_2^2 - c_{22}}{c_{23}}$$

или

$$\chi_{21} = \frac{I_1 k_1^2 - c_{33}}{c_{32}}; \quad \chi_{22} = \frac{I_1 k_2^2 - c_{33}}{c_{32}} \qquad (20)$$

По формулам (13) находим приведенные возмущающие силы

$$\begin{cases} Q_1^{*0} = C_1^* - iD_1^* \sum_{j=1}^{n} P_j e^{i\omega_j^* |t - \tau_j|} \\ Q_2^{*0} = C_2^* - iD_2^* \sum_{j=1}^{n} P_j e^{i\omega_j^* |t - \tau_j|} \end{cases} \qquad (21)$$

где $c_1^* = \dfrac{H_1^* + \chi_{21} H_2^*}{m_1 + \chi_{21}^2 I_1}$; $c_2^* = \dfrac{H_1^* + \chi_{22} H_2^*}{m_1 + \chi_{22}^2 I_1}$; $D_1^* = \dfrac{G_1^* + \chi_{21} G_2^*}{m_1 + \chi_{21}^2 I_1}$; $D_2^* = \dfrac{G_1^* + \chi_{22} c_{22}^*}{m_1 + \chi_{22}^2 I_1}$

Запишем уравнения (12), считая все элементы комплексными, в виде системы

$$\begin{cases} \ddot{\eta}_1^* + k_1^{*2} \eta_1^* = C_1^* - iD_1^* \sum_{j=1}^{n} P_j e^{i\omega_j^* |t - \tau_j|} \\ \ddot{\eta}_2^* + k_2^{*2} \eta_2^* = C_2^* - iD_2^* \sum_{j=1}^{n} P_j e^{i\omega_j^* |t - \tau_j|} \end{cases} \qquad (22)$$

где $k_{1,2}^* = (1 + i\gamma / 2) k_{1,2}$

Частные решения уравнений (22) будут иметь вид:

$$\eta_{1,2}^{*} = \frac{C_{1,2}^{*}}{\kappa_{1,.2}^{*}} - iD_{1,2}^{*}\sum_{j=1}^{n}\frac{P_j e^{i\omega_{1j}^{*}|t-\tau|}}{k_{1,2}^{*2} - \omega_{1,j}^{*2}} \qquad (23)$$

Действительно решение уравнения (23) определится его вещественной частью:

$$\eta_{1,2}^{*} = \frac{C_{1,2}}{(1-\gamma^2/4)k_{1,2}^2} + D_{1,2}\sum_{j=1}^{n}\frac{P_j\cos(\omega_j|t-\tau|)}{\sqrt{A^2+B^2}}e^{-\alpha\nu|t-\tau|}\sin(\beta\nu|t-\tau|-\delta) \qquad (24)$$

где $\delta = arctg(B/A)$

В соответствии с (11) переходим к координатам χ_1 и φ_1

$$x_1 = \eta_1 + \eta_2 = \frac{C_1k_2^2 + C_2k_1^2}{(1-\gamma^2/4)k_1^2k_2^2} + (D_1+D_2)\sum_{j=1}^{n}\frac{P_j\cos(\omega_j|t-\tau|)}{\sqrt{A^2+B^2}}e^{-\alpha\nu|t-\tau|}\sin(\beta\nu|t-\tau|-\delta) \qquad (25)$$

$$\varphi_1 = \chi_{21}\eta_1 + \chi_{22}\eta_1 - \frac{\chi_{21}k_2^2C_1 + \chi_{22}k_1^2C_2}{(1-\gamma^2/4)k_1^2k_2^2} + (\chi_{21}D_1 + \chi_{22}D_2)\sum_{j=1}^{n}\frac{P_j\cos(\omega_j|t-\tau|)}{\sqrt{A^2+B^2}}e^{-\alpha\nu|t-\tau|}\sin(\beta\nu|t-\tau|-\delta) \qquad (26)$$

Таким образом, поведение шпалы под воздействием поездной нагрузки полностью определено.

Выводы

Получено выражение для вертикальных колебаний рельса под воздействием системы колесных нагрузок в неподвижной системе координат. Определены вынужденные вертикальные колебания шпалы, ее продольные и угловые перемещения. Получены частные решения системы уравнения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Искакова С.К. «Колебания шпалы в балласте под проходящими поездами», 2006, Алматы, Вестник НИА РК № 2, с 48-53.

2. Карпущенко Н. И., Искакова С. К. Взаимодействие элементов рельсо-шпальной решетки под поездной нагрузкой, часть 1, 2005, Алматы, Вестник НИА РК № 4, с 84-90.

3. Искакова С.К., Гурский В.А. Взаимодействие элементов рельсо-шпальной решетки под поездной нагрузкой, часть 2, 2006, Новосибирск, Вестник Сиб ГУПС, Выпуск 1 4, с 93-101.

УДК 625.143.07

Сейтказинов Оразалы - преподаватель (Алматы, КазАТК)

ВЛИЯНИЕ ОСТАТОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ НА УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ СВАРНЫХ РЕЛЬСОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Важную роль в распространении трещин усталости играют остаточные сварочные напряжения, которые совместно с напряжениями от внешнего нагружения, могут ускорить или затормозить распространение трещины, изменить ее траекторию. Как известно, под влиянием остаточных растягивающих напряжений возможны возникновение и распространение трещин даже при пульсирующем сжатии [1]. Вопрос о том, влияют ли остаточные напряжения на усталостную прочность так же, как средние напряжения цикла,