

Применение теории роликовых амортизаторов для виброзащиты транспортных конструкций

В. П. Легеза

Национальный университет пищевых технологий, Киев, Украина

Исследуются продольные колебания четырехмассовой виброзащитной системы твердых тел длинномерный груз – турникеты с роликовыми амортизаторами – сцеп из двух железнодорожных платформ после соударения с заторможенным вагоном-бойком. Численно проанализирован уровень динамических нагрузок на элементы виброзащитной системы.

Ключевые слова: виброзащитные системы, железнодорожные платформы, продольные инерционные силы, динамическое состояние конструкций, турникеты с роликовыми амортизаторами.

Введение. В современной практике железнодорожных перевозок разнообразных грузов значительное место занимают строительные конструкции. Железнодорожный транспорт особенно незаменим в случае перевозок крупногабаритных железобетонных конструкций на большие расстояния. Например, при строительстве электростанций, промышленных предприятий, железнодорожных и автомобильных мостов и т.п. [1, 2].

В связи с широкой номенклатурой железобетонных конструкций их перевозки осуществляются с использованием универсальных железнодорожных вагонов (полувагонов и платформ). К таким вагонам не выдвигаются никакие требования, которые ограничивали бы условия их эксплуатации в процессе перевозок указанных конструкций, хотя габариты, параметры и условия закрепления (опирание) последних существенно отличаются от таковых других типов массовых грузов. Как правило, железобетонные конструкции закрепляются относительно универсальных вагонов в соответствии с традиционным способом – “жестко”, без возможности перемещения относительно пола вагонов [1–3]. В то же время железобетонные конструкции, специально запроектированные на выполнение своих основных функций в качестве элементов будущего сооружения, не рассчитываются на специфические динамические нагрузки, которые возникают при их транспортировании по железной дороге [2]. Поэтому при перевозках многих типов железобетонных конструкций имеет место высокая повреждаемость, что приносит большие убытки народному хозяйству. По данным Госстроя Украины, ежегодно при перевозках по железной дороге около 10% крупногабаритных железобетонных конструкций разрушаются или получают значительные повреждения и требуют капитального ремонта еще перед монтажом на будущем сооружении.

Основной причиной возникновения разрушительных динамических нагрузок на строительные конструкции при перевозках по железной дороге служат продольные инерционные силы [1–3], которые для них не являются проектно-расчетными. Поэтому снижение уровня указанных инерционных

сил до допустимого строительными нормами – актуальная научно-техническая проблема, которая имеет важное народно-хозяйственное значение.

Чтобы сохранить качество строительных конструкций при транспортировании по железной дороге, используют новые способы их закрепления на специальных виброзащитных грузоопорных узлах – турникетах, которые служат промежуточным звеном между перевозимой конструкцией и несущими вагонами [1–8]. Самыми перспективными являются турникеты с роликовыми амортизаторами, динамическое поведение которых в составе виброзащитной системы рассматривается в данной работе. Конструктивное решение турникетов с роликовыми амортизаторами впервые было предложено авторами [9, 10].

Настоящая разработка является продолжением предыдущих исследований в области кинематики и динамики виброзащитных систем с катковыми гасителями и амортизаторами различных конструкций [11, 12].

Цель работы заключалась в теоретической оценке уровня динамических нагрузок на элементы транспортных виброзащитных систем с роликовыми амортизаторами.

Постановка задачи. Построение математической модели кинематики и динамики транспортной системы проводилось на основе предположения отсутствия проскальзывания цилиндрических тел качения роликовых амортизаторов относительно криволинейных цилиндрических поверхностей несущих перевозимый груз верхних опорных рам турникетов. Кроме того, в математической модели учитывалось влияние движений длинномерного груза и несущих его платформ, осуществляемое за счет кинематических связей, которые реализуют турникеты с роликовыми амортизаторами.

Рассмотрим продольные колебания транспортной виброзащитной системы длинномерная конструкция массой m_5 – турникеты с роликовыми амортизаторами – сцеп из двух железнодорожных платформ массами m_1 и m_2 после столкновения с заторможенным упорным вагоном-бойком массой m_6 (с возможностью его послеударного смещения) – рис. 1. После соударения сцеп из двух несущих платформ и вагон-боек соединяются неосвобождающей упруго-диссипативной связью Q_{61} и перемещаются как единая механическая система, совершая продольные колебательные движения. Такая схема отражает реальную картину, которая возникает при сортировочных работах и маневрах подвижного состава и является самой невыгодной (экстремальной) с точки зрения уровня динамических нагрузок и целостности строительных конструкций при транспортировании.

Описание расчетной модели объекта исследования. Конструктивно каждый турникет состоит из двух опорных плит и поворотной рамы, причем нижняя опорная плита закреплена жестко относительно пола каждой несущей платформы, верхняя опорная плита – шарнирно относительно поворотной рамы (рис. 1).

Длинномерная конструкция (или их пакет) жестко закреплена относительно каждой поворотной рамы на каждом из турникетов. На нижней поверхности каждой верхней опорной плиты выполнены рабочие цилиндрические выемки с постоянным радиусом R . На верхней поверхности каждой нижней опорной плиты шарнирно закреплены по два спаренных

цилиндра – ролики радиусом r каждый, по которым без скольжения перекачивается верхняя опорная плита своими криволинейными поверхностями цилиндрических выемок. При этом на торцах каждого из роликов смонтированы подпружиненные башмаки (на рис. 1 не показаны), которые взаимодействуют с боковыми бортами каждой верхней плиты, увеличивая уровень демпфирования вынужденных колебаний длинномерной конструкции на турникетных опорах. Условие качения роликов без скольжения по соответствующим поверхностям цилиндрических выемок является необходимым с точки зрения возврата турникетов вместе с грузом в исходное до соударения положение.

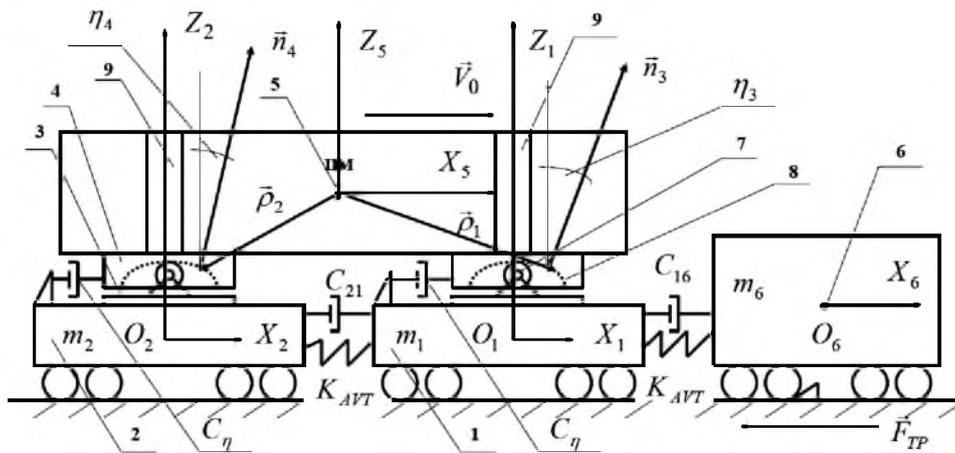


Рис. 1. Общий вид транспортной виброзащитной системы: 1 – передняя несущая платформа; 2 – задняя несущая платформа; 3 – нижняя опорная плита; 4 – верхняя опорная плита; 5 – груз (длинномерная конструкция); 6 – упорный вагон-боек; 7 – ролики радиусом r ; 8 – рабочая цилиндрическая выемка радиусом R ; 9 – поворотная рама; ЦМ – центр масс груза.

Построение математической модели динамического поведения транспортной виброзащитной системы проводилась при следующих предположениях:

транспортная виброзащитная система – это механическая система связанных твердых тел;

трение скольжения описывается по закону Кулона–Амонтона;

деформационно-силовые характеристики междувагонных связей моделируются в соответствии с [13–15]:

$$Q_{ij} = 0,5K_{AVT}(x_i - x_j) + C_{ij}(\dot{x}_i - \dot{x}_j), \quad (1)$$

где K_{AVT} – жесткость одного поглощающего аппарата автосцепки; C_{ij} – коэффициент вязкого сопротивления междувагонных упруго-диссипативных связей;

верхние опорные плиты турникетов перемещаются поступательно и их массы отнесены к массе груза, а массы жестко связанных с несущими вагонами сцепки нижних опорных плит – к массам соответствующих вагонов;

железнодорожная колея – абсолютно жесткая, прямая и размещена на горизонтальной площадке;

колебания на рессорах несущих вагонов не рассматриваются;

трение качения при перемещении вагонов массами m_1 и m_2 по железнодорожной колее и роликов при перекачивании по цилиндрическим выемкам верхних опорных плит не учитывается;

трение в цилиндрических шарнирах роликов не учитывается;

исследуются малые углы φ_5 поворота длинномерного груза относительно своего центра масс, что имеет место на практике.

С учетом полученных в предыдущих исследованиях данных [1, 2, 5, 7, 8] в качестве расчетной принята модель заторможенного упорного вагоно-бойка в виде отдельного экипажа с увеличенной массой m_6 и соответствующим коэффициентом трения μ между ним и железнодорожной колеей. Теоретические исследования [1, 2, 5, 7, 8] показали, что использование такой схемы моделирования упорного вагоно-бойка дает результаты, достаточно близкие к экспериментальным.

Результаты составления геометрических, кинематических и динамических уравнений движения виброзащитной системы. Построение дифференциальных уравнений движения исследуемой системы выполнялось с помощью неголономной механики Ашпеля [16, 17]. Для исследуемой механической системы введены четыре независимые обобщенные координаты: x_1, x_2, η_3, x_6 .

Опуская громоздкие промежуточные преобразования, запишем результат применения теории роликовых амортизаторов, представляющий нелинейные дифференциальные уравнения движения виброзащитной системы в следующем виде:

$$2A_{X_1}\ddot{x}_1 + A_{X_{12}}\ddot{x}_2 + A_{X_1\eta}\ddot{\eta}_3 = P_{X_1} - B_{X_1}; \quad (2)$$

$$A_{X_{12}}\ddot{x}_1 + 2A_{X_2}\ddot{x}_2 + A_{X_2\eta}\ddot{\eta}_3 = P_{X_2} - B_{X_2}; \quad (3)$$

$$A_{X_1\eta}\ddot{x}_1 + A_{X_2\eta}\ddot{x}_2 + 2A_\eta\ddot{\eta}_3 = P_{\eta_3} - B_{\eta_3}; \quad (4)$$

$$m_6\ddot{x}_6 = P_{X_6}. \quad (5)$$

В уравнениях (2)–(5) коэффициенты при вторых производных независимых обобщенных координат, а также правые части являются функциями всех обобщенных координат и скоростей (как зависимых, так и независимых).

Определение условий непроскальзывания роликов. Для определения условий непроскальзывания роликов относительно обеих цилиндрических поверхностей используем уравнения динамического равновесия, полученные на основе применения общих теорем динамики с учетом реакций неголономных связей $\vec{R}_1 = [R_{1x}; 0; R_{1z}]$ и $\vec{R}_2 = [R_{2x}; 0; R_{2z}]$. Выразим нормальные R_{1N}, R_{2N} и касательные R_{1T}, R_{2T} составляющие реакций кинематических связей для каждого амортизатора в виде

$$R_{1N} = (\vec{R}_1 \cdot \vec{n}_3) = R_{1x} \sin(\eta_3) + R_{1z} \cos(\eta_3); \quad (6)$$

$$R_{2N} = (\vec{R}_2 \cdot \vec{n}_4) = R_{2x} \sin(\eta_4) + R_{2z} \cos(\eta_4); \quad (7)$$

$$R_{1T} = \sqrt{(R_{1x})^2 + (R_{1z})^2 - (R_{1N})^2}; \quad (8)$$

$$R_{2T} = \sqrt{(R_{2x})^2 + (R_{2z})^2 - (R_{2N})^2}. \quad (9)$$

Условия непроскальзывания роликов на опорах с учетом выражений (6)–(9) определяются из таких неравенств:

$$\mu_1 R_{1N} > R_{1T}; \quad (10)$$

$$\mu_2 R_{2N} > R_{2T}. \quad (11)$$

Выбирая наибольший (из двух) коэффициент трения скольжения, т.е. $\mu_0 = \max(\mu_1, \mu_2)$, можно обеспечить движение роликов по цилиндрическим поверхностям верхних опорных плит амортизаторов без скольжения.

Результаты численного анализа динамики транспортной виброзащитной системы. Все численные расчеты выполнялись с использованием сертифицированного пакета прикладных программ “МАТНСАД” [18].

Приняты следующие значения параметров системы: $m_1g = m_2g = 0,25$ МН; $m_5g = 0,8$ МН; $m_6g = 1,46$ МН; $\bar{R} = 2$ м; $\mu = 0,15$; $V_0 = 2$ м/с; $C_\eta = 30$ кН·с/м; $K_{AVT} = 17$ МН/м; $C_{ij} = 0,26$ МН·с/м; $l = 6$ м; $L = 12$ м; $h = 1,5$.

На рис. 2 показано изменение во времени T скоростей всех центров масс элементов системы. Видно, что для вагонов это изменение происходит очень быстро, в то время как для груза – намного медленнее. Кроме того, следует отметить, что движение вагонов практически не влияет на движение груза, который плавно поднимается по роликам турникетов вверх. Такая “отрезанность” между движениями несущих вагонов и груза позволяет объяснить причину очень малого ускорения груза (~ 3 м/с²) по сравнению с ускорениями вагонов (~ 22 м/с²) – рис. 3, что и следовало ожидать. Для рассматриваемого случая расчетное ускорение груза в семь раз меньше, чем ускорение несущих его платформ.

Рис. 4 иллюстрирует изменение во времени T горизонтальных перемещений центра масс груза по роликам турникетов относительно вагонов сцепа. Максимальная величина указанных перемещений не превышала 0,567 м, что позволяет рационально выбирать параметры цилиндрических поверхностей верхних подвижных плит турникетов. В данном примере параметр цилиндрических поверхностей и роликов \bar{R} выбран равным 2 м. Время достижения относительными перемещениями груза максимальных значений намного больше, чем время, при котором относительные междувагонные перемещения достигают максимума.

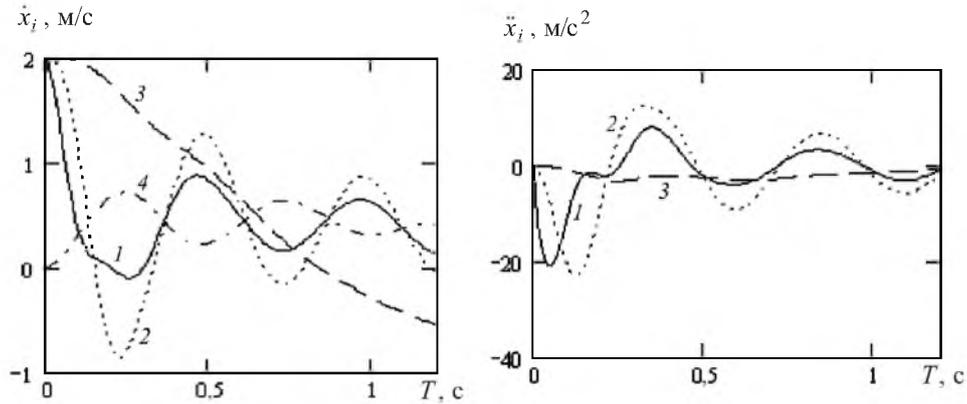


Рис. 2. Зависимость скоростей \dot{x}_i соответствующих центров масс элементов виброзащитной системы от времени T : 1 – $i = 1$; 2 – $i = 2$; 3 – $i = 5$; 4 – $i = 6$.

Рис. 3. Зависимость ускорений \ddot{x}_i центров масс соответствующих элементов виброзащитной системы от времени T : 1 – $i = 1$; 2 – $i = 2$; 3 – $i = 5$.

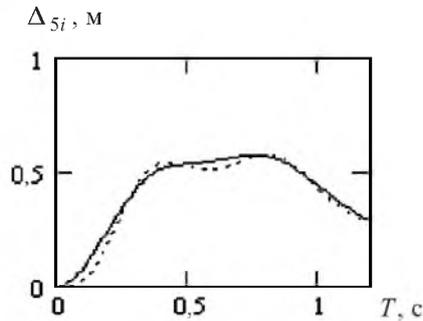


Рис. 4. Зависимость перемещений Δ_{5i} центра масс груза относительно сцепы из передней (сплошная линия, $i = 1$) и задней (штриховая линия, $i = 2$) платформ по ходу соударения от времени T .

На рис. 5 приведены зависимости горизонтальных и вертикальных опорных реакций кинематических связей на переднем и заднем (по ходу движения сцепы платформ) турникетах от времени T . Максимальная горизонтальная составляющая опорных реакций кинематической связи не превышает 0,128 МН, в то время как при “жестком” способе закрепления груза относительно переднего вагона его ускорение равнялось ускорению вагона, и горизонтальная составляющая реакции связи на передней опоре достигала примерно 1,76 МН, что в 14 раз больше.

Такая существенная разница в значениях и обуславливает высокий уровень повреждаемости железобетонных конструкций при традиционном жестком способе их транспортирования по железной дороге. Что касается вертикальной составляющей опорных реакций кинематической связи (рис. 5,б) на переднем и заднем турникетах, то она не превышает 0,483 МН. Это означает, что коэффициент вертикальной перегрузки K_D составляет не более 1,23, что вполне удовлетворяет нормативным требованиям [19], согласно которым $K_D = 1,8$.

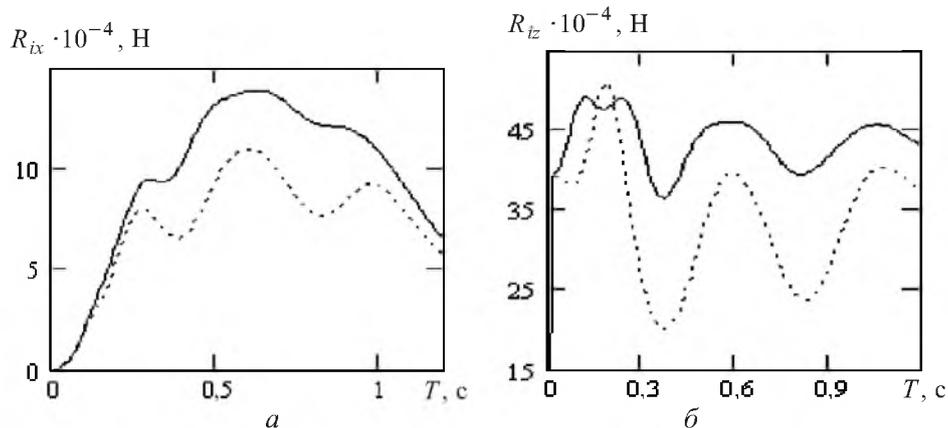


Рис. 5. Зависимость горизонтальных (а) и вертикальных (б) составляющих опорных реакций кинематических связей на переднем (сплошные линии, $i = 1$) и заднем (штриховые линии, $i = 2$) турникетах по ходу соударения от времени T .

На рис. 6 представлены зависимости коэффициентов сухого трения, которые обеспечивают непроскальзывание роликов на переднем (μ_{35}) и заднем (μ_{45}) турникетах, от времени T . Как видно, максимально необходимая для реализации чистого качения роликов по цилиндрическим поверхностям верхних плит турникетов величина коэффициента сухого трения $\mu_{45} = 0,04$, что вполне обеспечивается изготовлением роликов из существующих материалов (сталь, чугун, железобетон). Эта величина достигается на заднем (по ходу движения) турникете, который при продольном соударении “разгружается”, а передний – “догружается” в вертикальном направлении.

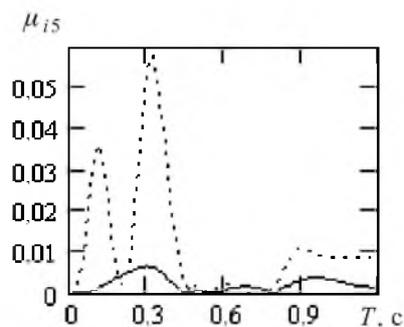


Рис. 6. Зависимость коэффициентов сухого трения μ_{i5} , обеспечивающих реализацию чистого качения роликов по цилиндрическим поверхностям на переднем (сплошная линия, $i = 3$) и заднем (штриховая линия, $i = 4$) турникетах, от времени T .

Заключение. Теоретически подтверждены экспериментальные данные о роликовых амортизаторах, использование которых более чем в десять раз уменьшает уровень динамических нагрузок на элементы транспортных систем по сравнению с существующим традиционным неподвижным (жестким) способом закрепления грузов. Для такого значительного уменьшения уровня продольных транспортных нагрузок (в десятки раз) на перевозимые

грузы (конструкции) последние следует закреплять более податливо (подвижно) по отношению к несущим платформам (в сравнении с традиционным способом).

Анализ кинематического и динамического поведения системы с роликовыми амортизаторами показал, что основным регулирующим параметром уровня динамических нагрузок на элементы транспортных систем является параметр \bar{R} роликовых амортизаторов.

Еще одна важная особенность применения указанных амортизаторов – фактор надежного возвращения груза в исходное до удара положение без накопления относительных перемещений груза на вагонах с одновременным демпфированием продольных колебаний груза на турникетных опорах. Это позволяет виброзащитной системе самонастраиваться и быть подготовленной к последующим соударениям.

Резюме

Досліджуються поздовжні коливання чотиримасової віброзахисної системи твердих тіл довгомірний вантаж – турнікети з роликовими амортизаторами – зчеп із двох залізничних платформ після зіткнення із загальмованим вагоном-бойком. Проведено числовий аналіз рівня динамічних навантажень на елементи віброзахисної системи.

1. Легеза В. П., Пастушенко В. И. Амортизирующие турникеты для железнодорожных перевозок длинномерных железобетонных конструкций // Пром. стр-во. – 1990. – № 12. – С. 33 – 35.
2. Пастушенко В. И. Динамические воздействия на железобетонные конструкции при перевозке железнодорожным транспортом: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Киев, 1984. – 21 с.
3. Горошко О. А., Легеза В. П. Исследование динамических нагрузок на длинномерный объект при транспортировании на двух колесных экипажах с применением виброзащитных узлов // Динамика и прочность машин. – 1989. – Вып. 50. – С. 79 – 86.
4. Малов А. Д. Исследование ускорений и перемещений грузов в вагонах // Вестн. ВНИИЖТ. – 1979. – № 4. – С. 50 – 55.
5. Малов А. Д. Проблема крепления грузов в вагонах (теоретические и экспериментальные исследования, результаты внедрения): Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. – М., 1980. – 31 с.
6. Манашкин Л. А. Динамика вагонов, сцепов и поездов при продольных ударах: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. – Днепропетровск, 1979. – 42 с.
7. Железняков А. Д. Основы расчета и проектирования катковых крепежных устройств для перевозки длинномерных грузов: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Брянск, 1987. – 19 с.
8. Легеза В. П., Горошко О. О. Чисельний аналіз динамічної поведінки однієї транспортної віброзахисної системи // Вісн. Київ. ун-ту. – 2000. – № 4. – С. 100 – 106.

9. А.с. 1620345 СССР, М.кл. В60Р 3/40, В60Р 7/12. Турникет / В. П. Легеза, В. И. Пастушенко. – Оpubл. 15. 01. 91. Бюл. № 2.
10. А.с. 1654060 СССР, М.кл. В60Р 3/40. Грузоопорное устройство / В. П. Легеза. – Оpubл. 05. 06. 91. Бюл. № 21.
11. Легеза В. П. Динамика виброзащитных систем с роликовым гасителем низкочастотных колебаний // Пробл. прочности. – 2004. – № 2. – С. 106 – 118.
12. Легеза В. П. Динамика виброзащитных систем с шаровым гасителем низкочастотных колебаний // Там же. – 2004. – № 3. – С. 83 – 94.
13. Вершинский С. В., Данилов В. Н., Челноков И. И. Динамика вагона. – М.: Транспорт, 1978. – 352 с.
14. Никольский Л. Н., Кеглин Б. Г. Амортизаторы удара подвижного состава. – М.: Машиностроение, 1986. – 144 с.
15. Никольский Л. Н. Фрикционные амортизаторы удара. – М.: Машиностроение, 1964. – 164 с.
16. Лурье А. И. Аналитическая механика. – М.: Физматгиз, 1961. – 824 с.
17. Неймарк Ю. И., Фуфаев Н. А. Динамика негoloномных систем. – М.: Наука, 1967. – 520 с.
18. Дьяконов В. П. МАТНСАД 2001. Специальный справочник. – СПб.: Питер, 2002. – 832 с.
19. СНиП 2.01.07-85. Нагрузки и воздействия. Нормы проектирования. – М.: Госстрой СССР, 1987. – 35 с.

Поступила 18. 11. 2004