

УДК 621.867.61

DOI 10.18698/0536-1044-2017-8-32-40

Методика определения максимально допустимой скорости движения поддона на гравитационном роликовом конвейере

А.Л. Носко, Е.В. Сафронов

МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1

A Method for Determining the Maximum Permissible Speed of a Pallet on a Gravity Roller Conveyor

A.L. Nosko, E.V. Safronov

BMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1



e-mail: gen-s@mail.ru, dr.nosko@mail.ru

i В настоящее время в складской интралогистике широко применяют гравитационные роликовые конвейеры для поддонов. При движении поддоны с грузом разной массы разгоняются до предельно допустимой скорости и ударяются в упор их разделителя. Предложена оригинальная методика определения максимально допустимой скорости движения поддона на гравитационном роликовом конвейере, основанная на теории удара Кокса и обеспечивающая безопасную работу упора разделителя поддонов. Методика разработана в общем виде и позволяет вычислять максимально допустимую скорость движения поддонов на конвейере с учетом конструктивных параметров упора их разделителя. Рассмотрен пример расчета для наиболее часто используемых на практике поддонов размером 800×1200 и 1000×1200 мм и упора их разделителя в виде квадратной трубы с приваренной к ней пластиной. Результаты расчета хорошо согласуются с данными зарубежных производителей, в соответствии с которыми скорость поддонов составляет 0,2...0,3 м/с.

Ключевые слова: гравитационный роликовый конвейер, скорость движения поддона, разделитель поддонов, теория удара Кокса

i Gravity roller conveyors are widely used in warehouse intralogistics for moving pallets. Pallets with loads of various weights are accelerated to the maximum permissible speed and hit a pallet separator rest. An original method is proposed for determining the maximum permissible speed of a pallet on a gravity roller conveyor, based on Cox's impact theory and providing safe operation of the pallet separator rest. The method is developed in a generalized form and can be used for determining the maximum permissible speed of pallets on the conveyor taking into account design parameters of the separator rest. The article presents an example of calculations for most commonly used pallets measuring 800×1200 mm and 1000×1200 mm, and a separator rest represented as a square tube with a welded plate. The calculation results are in a good agreement with the data by foreign manufacturers where the pallet speed is 0.2–0.3 m/sec.

Keywords: gravity roller conveyor, pallet speed, pallet separator, Cox's impact theory

Гравитационные роликовые конвейеры (ГРК) для поддонов нашли широкое применение в складской интралогистике как один из типовых модулей [1], предназначенных для хранения и транспортирования грузов на поддонах.

При движении по ГРК поддон разгоняется. Для ограничения его скорости [2, 3] применяют тормозные ролики, установленные с определенным шагом вдоль конвейера. Однако авторам данной статьи не удалось найти в научной и технической литературе информации о максимально допустимых значениях предельной скорости и методиках ее определения для поддонов с грузами разной массы. Во многом это обусловлено тем, что используемые в настоящее время стандартизированные поддоны [4–6] появились позднее последних отечественных (еще советских) исследований в этой области, а современные изыскания в этом направлении не проводятся. Следует также отметить, что для повышения уровня безопасности при эксплуатации ГРК снабжены разделителем поддонов со стороны разгрузки конвейера [7].

Цель работы — разработка методики расчета максимально допустимой скорости движения поддонов с грузами разной массы по ГРК.

Алгоритм расчета максимально допустимой скорости движения поддона с грузами разной массы. При разработке методики расчета максимально допустимой скорости движения поддонов с грузами разной массы по ГРК использована теория удара Кокса, изложенная в работах [8–10]. Согласно этой теории, кинетическая энергия ударяющего тела при ударе переходит в

потенциальную энергию деформации ударяемого тела при условии, что масса ударяющего тела в несколько раз превосходит массу ударяемого тела.

В рассматриваемом случае, при движении поддона с грузом по ГРК, имеет место удар поддона по упору разделителя со стороны разгрузки ГРК. При ударе кинетическая энергия поддона переходит в потенциальную энергию деформации упора, а масса поддона с грузом как минимум на порядок превышает массу упора. Следовательно, теорию удара Кокса можно использовать в инженерных расчетах [11], считая, что максимальная скорость движения поддона с грузом определяется максимально допустимой деформацией упора, при которой он не теряет несущей способности.

В подавляющем большинстве случаев (более 90 %) движение поддонов по ГРК выполняется их длинной стороной так, что удар происходит плоскостями трех бобышек I–III деревянного поддона (рис. 1). Ширину упора в расчетах можно принять за номинальную ширину ГРК, вычисляемую по формуле [2]:

$$L = 1,1b_{\text{п}}, \tag{1}$$

где $b_{\text{п}}$ — ширина поддона, мм.

Для определения расчетного сечения упора проведен патентный и библиографический обзор конструкций разделителей [12–17], на основании которого сделан вывод о том, что чаще всего упор используют в виде профильной квадратной или круглой трубы с приваренной пластиной. Один из вариантов такого упора показан на рис. 2.

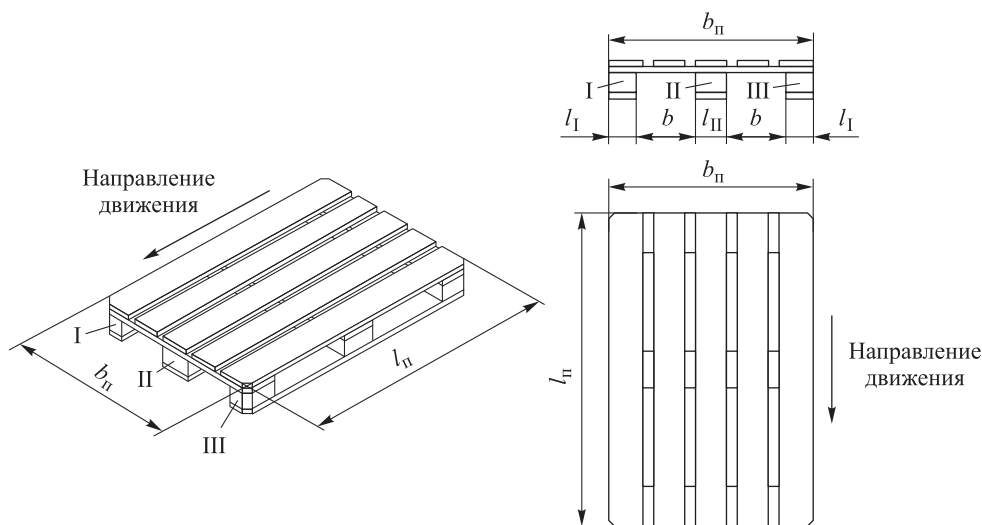


Рис. 1. Параметры поддона

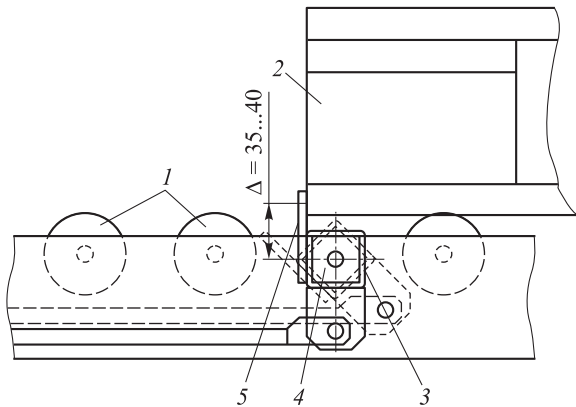


Рис. 2. Схема упора разделителя:
1 — ролик; 2 — поддон; 3 — труба квадратная профильная; 4 — упор; 5 — пластина

В процессе остановки поддона имеет место нецентральный удар, в результате которого происходят деформации изгиба и кручения, а максимально допустимые значения напряжений рассчитывают по третьей или четвертой гипотезе прочности для совместного действия изгиба с кручением по формулам, приведенным в работе [18]. Расчетная схема действия нагрузок на упор и эпюры изгибающего и крутящего моментов в упоре показаны на рис. 3. Вследствие симметричности расчетной схемы можно рассматривать только половину упора, выделив четыре участка 1–4.

Как видно из эпюры напряжений, наиболее опасным сечением является середина упора. Длину каждого участка можно определить из табл. 1, где приведены значения параметров поддона и ширины упора L .

Определение максимально допустимой распределенной нагрузки. Изгибающие моменты для каждого участка можно вычислить по следующим формулам:

$$M_1(z) = R_A z = q \left(l_1 + \frac{l_{II}}{2} \right) z, \quad 0 \leq z \leq a;$$

$$M_2(z) = \left(l_1 + \frac{l_{II}}{2} - z \right) q z + M_1^{z=a}, \quad 0 \leq z \leq l_1;$$

$$M_1^{z=a} = q \left(l_1 + \frac{l_{II}}{2} \right) a;$$

$$M_3(z) = \frac{l_{II}}{2} q z + M_2^{z=l_1}, \quad 0 \leq z \leq b;$$

$$M_2^{z=l_1} = \left(\frac{l_{II}}{2} + \frac{l_1}{2} \right) q l_1 + q \left(l_1 + \frac{l_{II}}{2} \right) a;$$

$$M_4(z) = (l_{II} - z) \frac{q z}{2} + M_3^{z=b}, \quad 0 \leq z \leq \frac{l_{II}}{2};$$

$$M_3^{z=b} = \frac{l_{II}}{2} q b + \left(\frac{l_{II}}{2} + \frac{l_1}{2} \right) q l_1 + q \left(l_1 + \frac{l_{II}}{2} \right) a;$$

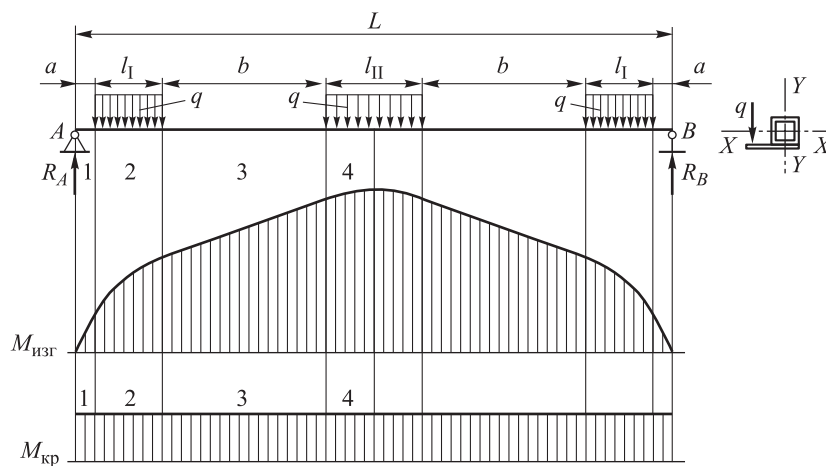


Рис. 3. Расчетная схема действия нагрузок на упор и эпюры изгибающего $M_{изг}$ и крутящего $M_{кр}$ моментов в упоре

Таблица 1

Значения параметров расчетной схемы для поддонов разных размеров

Размер поддона, мм	b_{II} , мм	L , мм	a , мм	l_I , мм	b , мм	l_{II} , мм
800×1200	800	880	40	100	227,5	145
1000×1200	1 000	1 100	50	145	282,5	145

$$M_{\max} = M_4^{z=l_{II}/2} = \frac{ql_{II}^2}{4} + M_3^{z=b},$$

где z — координата; M_{\max} — максимальный изгибающий момент в центре упора.

При условии центрального расположения поддонов на ролике ГРК выражение для изгибающих моментов имеет вид

$$\begin{pmatrix} M_1(z) \\ M_2(z) \\ M_3(z) \\ M_4(z) \end{pmatrix} = q \begin{pmatrix} A_1 & B_1 & C_1 \\ A_2 & B_2 & C_2 \\ A_3 & B_3 & C_3 \\ A_4 & B_4 & C_4 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} z^2 \\ z \\ 1 \end{pmatrix}. \quad (2)$$

Коэффициенты A_i , B_i и C_i (i — номер участка расчетной схемы) в общем виде определяются выражениями

$$\begin{pmatrix} A_1 & B_1 & C_1 \\ A_2 & B_2 & C_2 \\ A_3 & B_3 & C_3 \\ A_4 & B_4 & C_4 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & l_1 + 0,5l_{II} & 0 \\ -0,5 & l_1 + 0,5l_{II} & (l_1 + l_{II}/2)a \\ 0 & 0,5l_{II} & (l_1 + 0,5l_{II})(l_1 + a) - 0,5l_1^2 \\ -0,5 & 0,5l_{II} & (l_1 + 0,5l_{II})(l_1 + a) - 0,5l_1^2 + 0,5bl_{II} \end{pmatrix}. \quad (3)$$

Согласно данным табл. 1, коэффициенты A_i , B_i и C_i имеют вид:
для поддонов размером 800×1200 мм

$$\begin{pmatrix} A_1 & B_1 & C_1 \\ A_2 & B_2 & C_2 \\ A_3 & B_3 & C_3 \\ A_4 & B_4 & C_4 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 0,1725 & 0 \\ -0,5 & 0,1725 & 0,0690 \\ 0 & 0,0725 & 0,0192 \\ -0,5 & 0,0725 & 0,0356 \end{pmatrix}; \quad (4)$$

для поддонов размером 1000×1200 мм

$$\begin{pmatrix} A_1 & B_1 & C_1 \\ A_2 & B_2 & C_2 \\ A_3 & B_3 & C_3 \\ A_4 & B_4 & C_4 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 0,2175 & 0 \\ -0,5 & 0,2175 & 0,0109 \\ 0 & 0,0725 & 0,0319 \\ -0,5 & 0,0725 & 0,0524 \end{pmatrix}. \quad (5)$$

Таблица 2

Выражения для расчета максимальных значений изгибающего и крутящего моментов поддонов разных размеров

Размер поддона, мм	$K_{M_{изг}}$, M^2	$M_{\max изг}$, Н·м	$K_{M_{кр}}$, M^2	$M_{\max кр}$, Н·м
800×1200	0,038	0,038q	0,014	0,014q
1000×1200	0,055	0,055q	0,017	0,017q

Максимальный изгибающий момент, возникающий в середине балки,

$$M_{\max изг} = M_4(0,5l_{II}) = K_{M_{изг}} q, \quad (6)$$

где $K_{M_{изг}}$ — коэффициент изгибающего момента,

$$K_{M_{изг}} = (l_{II} + 0,5l_{II})0,5L - l_{II}(0,5l_{II} + 0,5l_1 + b) - 0,125l_{II}^2, M^2.$$

Максимальный крутящий момент, действующий на упор разделителя, представим в виде, аналогичном выражению (6):

$$M_{\max кр} = q(2l_1 + l_{II})\Delta = K_{M_{кр}} q, \quad (7)$$

где $K_{M_{кр}}$ — коэффициент крутящего момента, $K_{M_{кр}} = (2l_1 + l_{II})\Delta$, M^2 ; Δ — плечо момента, с учетом конструктивных ограничений $\Delta = 35...40$ мм.

В табл. 2 для поддонов размером 800×1200 и 1000×1200 мм приведены значения коэффициентов $K_{M_{изг}}$ и $K_{M_{кр}}$, найденные с учетом данных табл. 1, и выражения для расчета максимальных значений изгибающего и крутящего моментов, полученные с помощью формул (6) и (7).

Исходя из четвертой гипотезы прочности [18], максимально допустимое напряжение в наиболее опасном сечении упора определяется следующим образом:

$$[\sigma] = \sqrt{\left(\frac{M_{изг}}{W_X}\right)^2 + 3\left(\frac{M_{кр}}{W_P}\right)^2}, \quad (8)$$

где W_X и W_P — момент сопротивления изгибу и кручению сечения упора, M^3 .

Подставив уравнения (6) и (7) в формулу (8), получим выражение для расчета максимально допустимой распределенной нагрузки $[q]$, при которой происходит потеря несущей способности упора:

$$[q] = \frac{[\sigma]}{\sqrt{\left(\frac{K_{M_{изг}}}{W_X}\right)^2 + 3\left(\frac{K_{M_{кр}}}{W_P}\right)^2}}. \quad (9)$$

Анализ результатов расчета показал, что у поддонов размером 1000×1200 мм максимальные значения изгибающего и крутящего моментов больше соответственно на 45 и 21 %, чем у поддонов размером 800×1200 мм.

Определение максимально допустимой потенциальной энергии деформации. Из работы [18] известно, что потенциальная энергия деформации в общем случае определяется суммой независимых работ шести внутренних силовых факторов:

$$U = \frac{1}{2} \int_l \left(\frac{M_{кр}^2}{GI_P} + \frac{M_X^2}{EI_X} + \frac{M_Y^2}{EI_Y} + \frac{N^2}{EA} + k_X \frac{Q_X^2}{GA} + k_Y \frac{Q_Y^2}{GA} \right) dz, \quad (10)$$

где G — модуль сдвига; I_P — полярный момент инерции сечения; M_X и M_Y — изгибающие моменты относительно осей X и Y ; E — модуль упругости; I_X и I_Y — моменты инерции сечения относительно осей X и Y ; N — усилие растяжения (сжатия); A — площадь поперечного сечения; k_X , k_Y и Q_X , Q_Y — коэффициенты формы сечения и поперечные силы относительно осей X и Y соответственно.

В рассматриваемом случае изгиб происходит относительно оси X , а кручение относительно оси Z . Также в практических расчетах можно пренебречь слагаемыми, учитывающими касательные напряжения изгиба (действия поперечных сил) [18, 19].

Таким образом, потенциальная энергия деформации определяется суммой независимых работ двух силовых факторов — изгибающего $M_{изг}$ и крутящего $M_{кр}$ моментов:

$$U = \frac{1}{2} \int_l \left(\frac{M_{кр}^2}{GI_P} + \frac{M_{изг}^2}{EI_X} \right) dz.$$

Потенциальная энергия деформации от работы изгибающего момента с учетом выражения (2) и симметричности действия нагрузки для каждого участка упора имеет вид

$$U_{изги} = \frac{1}{2} \int_l \frac{2M_{изги}^2}{EI_X} dz = q^2 \int_l \frac{(A_i z^2 + B_i z + C_i)^2}{EI_X} dz = q^2 \int_l \left(\frac{A_i^2 z^4 + 2A_i B_i z^3 + (B_i^2 + 2A_i C_i) z^2}{EI_X} + \right.$$

$$\left. + \frac{2B_i C_i z + C_i^2}{EI_X} \right) dz =$$

$$= \frac{q^2}{EI_X} (K_{1i} z_i + K_{2i} z_i^2 + K_{3i} z_i^3 + K_{4i} z_i^4 + K_{5i} z_i^5).$$

Коэффициенты при степени можно определить по формулам

$$K_{1i} = C_i^2; \quad K_{2i} = 2B_i C_i;$$

$$K_{3i} = \frac{B_i^2 + 2A_i C_i}{3};$$

$$K_{4i} = \frac{A_i B_i}{2}; \quad K_{5i} = \frac{A_i^2}{5},$$

где C_i , B_i и A_i — коэффициенты, вычисляемые по выражениям (3).

Тогда энергия деформации от работы изгибающих моментов определяется как

$$U_{изг} = \sum_{i=1}^4 U_{изги} =$$

$$= \frac{q^2}{EI_X} \sum_{i=1}^4 (K_{1i} z_i + K_{2i} z_i^2 + K_{3i} z_i^3 + K_{4i} z_i^4 + K_{5i} z_i^5)$$

или в более удобном для расчетов виде

$$U_{изг} = K_{U_{изг}} \frac{q^2}{EI_X}, \quad (11)$$

где $K_{U_{изг}}$ — коэффициент потенциальной энергии деформации от изгибающего момента,

$$K_{U_{изг}} =$$

$$= \sum_{i=1}^4 (K_{1i} z_i + K_{2i} z_i^2 + K_{3i} z_i^3 + K_{4i} z_i^4 + K_{5i} z_i^5). \quad (12)$$

Согласно формулам (4) и (5), коэффициенты K_{ji} ($j=1, \dots, 5$ — степень координаты z) определяются выражениями:

для поддонов размером 800×1200 мм

$$\begin{pmatrix} K_{11} & K_{21} & K_{31} & K_{41} & K_{51} \\ K_{12} & K_{22} & K_{32} & K_{42} & K_{52} \\ K_{13} & K_{23} & K_{33} & K_{43} & K_{53} \\ K_{14} & K_{24} & K_{34} & K_{44} & K_{54} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0,01 & 0 & 0 \\ 0,00005 & 0,0012 & 0,0076 & -0,0431 & 0,05 \\ 0,0004 & 0,0014 & 0,0018 & 0 & 0 \\ 0,0013 & 0,0026 & -0,0101 & -0,0181 & 0,05 \end{pmatrix}; \quad (13)$$

для поддонов размером 1000×1200 мм

$$\begin{pmatrix} K_{11} & K_{21} & K_{31} & K_{41} & K_{51} \\ K_{12} & K_{22} & K_{32} & K_{42} & K_{52} \\ K_{13} & K_{23} & K_{33} & K_{43} & K_{53} \\ K_{14} & K_{24} & K_{34} & K_{44} & K_{54} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0,0158 & 0 & 0 \\ 0,00012 & 0,0024 & 0,0121 & -0,0544 & 0,05 \\ 0,001 & 0,0023 & 0,0018 & 0 & 0 \\ 0,0027 & 0,0038 & -0,0157 & -0,0181 & 0,05 \end{pmatrix}. \quad (14)$$

Потенциальная энергия деформации от работы крутящего момента

$$U_{кр} = \frac{1}{2} \int_l \left(\frac{M_{кр}^2}{GI_P} \right) dz = \frac{M_{кр}^2 L}{2GI_P}.$$

С учетом выражений (7) и (1) получим

$$U_{кр} = \frac{M_{кр}^2 L}{2GI_P} = \frac{q^2}{GI_P} \frac{1,1b_{п} K_{M_{кр}}^2}{2} = KU_{кр} \frac{q^2}{GI_P}, \quad (15)$$

где $KU_{кр}$ — коэффициент потенциальной энергии деформации от крутящего момента,

$$KU_{кр} = \frac{1,1b_{п} K_{M_{кр}}^2}{2}.$$

В табл. 3 для поддонов размером 800×1200 и 1000×1200 мм приведены значения коэффициента $K_{U_{изг}}$, определенные с учетом выражений (12)–(14), данных табл. 1 и расчетной схемы (см. рис. 3), значения коэффициента $K_{U_{кр}}$, найденные с помощью формулы (7) и данных табл. 1 и 2, а также выражения для расчета потенциальной энергии деформации от работы изгибающих и крутящих моментов, полученные по формулам (11) и (15).

Таким образом, согласно формулам (10), (11) и (15), общая потенциальная энергия деформации

от работы изгибающего и крутящего моментов для расчетной схемы (см. рис. 3) определяется выражением

$$U = q^2 \left(\frac{K_{U_{изг}}}{EI_X} + \frac{K_{U_{кр}}}{GI_P} \right).$$

Следовательно, максимально допустимая потенциальная энергия деформации упора имеет вид

$$[U] = [q]^2 \left(\frac{K_{U_{изг}}}{EI_X} + \frac{K_{U_{кр}}}{GI_P} \right),$$

а с учетом формулы (9)

$$[U] = [\sigma]^2 \frac{\frac{K_{U_{изг}}}{EI_X} + \frac{K_{U_{кр}}}{GI_P}}{\left(\frac{K_{M_{изг}}}{W_X} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{M_{кр}}}{W_P} \right)^2}. \quad (16)$$

Анализ результатов расчета показал, что у поддонов размером 1000×1200 мм потенциальная энергия деформации от работы изгибающего и крутящего моментов больше соответственно в 2,67 и 1,86 раза, чем у поддонов размером 800×1200 мм.

Определение максимально допустимой скорости поддона. Теория удара Кокса основана на использовании теоремы об изменении кинетической энергии механической системы и гипотезы об аналогии характера распределения деформаций при ударе и статическом взаимодействии тел [8–10]. С учетом незначительности угла наклона роликового полотна ГРК (не более 2...3°) удар с достаточной степенью точности можно считать продольным.

Следовательно,

$$\frac{M[v]^2}{2} = [U],$$

где M — масса груза (на поддоне), кг; $[v]$ — максимально допустимая скорость поддона, м/с.

Таблица 3

Выражения для расчета потенциальной энергии деформации от работы изгибающих и крутящих моментов поддонов разных размеров

Размер поддона, мм	$K_{U_{изг}}, м^5$	$U_{изг}, Дж$	$K_{U_{кр}}, м^5$	$U_{кр}, Дж$
800×1200	$3 \cdot 10^{-4}$	$3 \cdot 10^{-4} \frac{q^2}{EI_X}$	$8,6 \cdot 10^{-5}$	$8,6 \cdot 10^{-5} \frac{q^2}{GI_P}$
1000×1200	$8 \cdot 10^{-4}$	$8 \cdot 10^{-4} \frac{q^2}{EI_X}$	$1,6 \cdot 10^{-4}$	$1,6 \cdot 10^{-4} \frac{q^2}{GI_P}$

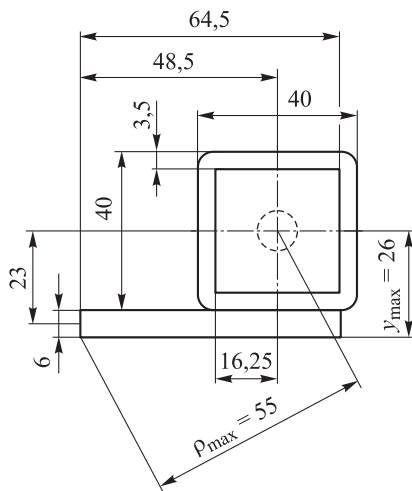
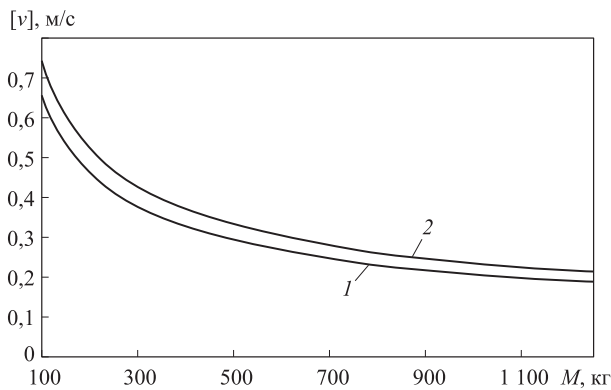


Рис. 4. Расчетная схема упора

Рис. 5. Зависимость максимально допустимой скорости $[v]$ поддонов размером 800×1200 (1) и 1000×1200 мм (2) от массы M груза

Тогда при ударе по упору

$$[v] = \sqrt{2[U]/M},$$

а с учетом формулы (16)

$$[v] = [\sigma] \sqrt{\frac{2}{M} \frac{\left(\frac{K_{U_{изг}}}{EI_X} + \frac{K_{U_{кр}}}{GI_P} \right)}{\left(\frac{K_{M_{изг}}}{W_X} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{M_{кр}}}{W_P} \right)^2}}.$$

Для упора, показанного на рис. 4 и выполненного из трубы размером 40×40×3,5 мм [20], приваренной к ней по всей длине пластины толщиной 6 мм из стали Ст3 [21], получим следующие данные:

$$E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Па}; \quad G = 8,2 \cdot 10^{10} \text{ Па};$$

$$[\sigma] = \sigma_T = 2,2 \cdot 10^8 \text{ Па};$$

$$I_X = 3,2 \cdot 10^{-7} \text{ м}^4; \quad I_Y = 3,5 \cdot 10^{-7} \text{ м}^4;$$

$$I_P = I_X + I_Y = 6,7 \cdot 10^{-7} \text{ м}^4;$$

$$W_X = \frac{I_X}{y_{\max}} = 1,23 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3;$$

$$W_P = \frac{I_P}{\rho_{\max}} = 1,22 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3,$$

где σ_T — предел текучести; y_{\max} — координата максимально удаленной точки от оси изгиба; ρ_{\max} — полярная координата максимально удаленной точки от оси кручения.

Коэффициенты $K_{M_{изг}}$, $K_{M_{кр}}$, $K_{U_{изг}}$, $K_{U_{кр}}$ зависят от параметров поддона и в общем случае вычисляются по предложенной методике. В целях удобства инженерных расчетов для наиболее часто используемых поддонов размером 800×1200 и 1000×1200 мм эти коэффициенты определяют из табл. 2–3.

Для описанной конструкции упора зависимости максимально допустимой скорости поддонов от их размера и массы груза показаны на рис. 5.

Выводы

1. Разработана и научно обоснована методика расчета, позволяющая определять максимально допустимые скорости поддонов с грузами разной массы при их движении по роликовому полотну ГРК в зависимости от размера поддона, конструкции и материала упора.

2. Предложенная методика описана в общем виде, что позволяет использовать ее для расчета поддонов разных типов и габаритных размеров и конструкций упора.

3. Приведены примеры расчета максимально допустимых скоростей для наиболее часто используемых поддонов размером 800×1200 и 1000×1200 мм.

4. Результаты расчета максимально допустимых скоростей поддонов хорошо согласуются с данными зарубежных производителей, в соответствии с которыми скорость поддонов на ГРК составляет 0,2...0,3 м/с.

Литература

- [1] Носко А.Л., Сафронов Е.В., Потапов В.А. Система паллетных модулей для складской интралогистики. *Вестник машиностроения*, 2016, № 8, с. 10–12.
- [2] Ивановский К.Е., Раковщик А.Н., Цоглин А.Н. *Роликовые и дисковые конвейеры и устройства*. Москва, Машиностроение, 1973. 216 с.
- [3] ПОТ Р М-029–2003. *Межотраслевые правила по охране труда при эксплуатации промышленного транспорта (конвейерный, трубопроводный и другие транспортные средства непрерывного действия)*. Москва, Изд-во НИЦ ЭНАС, 2003. 84 с.
- [4] ГОСТ 9078–84. *Поддоны плоские. Общие технические условия*. Москва, Изд-во стандартов, 1984. 10 с.
- [5] ГОСТ 9557–87. *Поддон плоский деревянный размером 800×1200 мм. Технические условия*. Москва, Изд-во стандартов, 1987. 14 с.
- [6] ГОСТ 33757–2016. *Поддоны плоские деревянные. Технические условия*. Москва, Стандартинформ, 2016. 22 с.
- [7] *Rollenbahnen-System*. URL: http://www.rackandroll.de/default.aspx?Pagename=Rollenbahnen_System (дата обращения 29 марта 2017).
- [8] Манжосов В.К., Слепухин В.В. *Моделирование продольного удара в стержневых системах неоднородной структуры*. Ульяновск, УлГТУ, 2011. 208 с.
- [9] Манжосов В.К. *Модели продольного удара*. Ульяновск, УлГТУ, 2006. 160 с.
- [10] Пановко Я.Г. *Введение в теорию механического удара*. Москва, Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит.-ры, 1977. 223 с.
- [11] Ol'shanskii V.P., Ol'shanskii S.V. Calculation of the dynamic deflection of a beam on inelastic impact by the Cox and Saint-Venant theories. *Strength of materials*, 2013, vol. 45, no. 3, pp. 361–368.
- [12] *Interroll Pallet Roller Flow PF 1100*. URL: https://www.interroll.ru/fileadmin/products/en/Resources_pdf_344683531.pdf (дата обращения 29 марта 2017).
- [13] *Dynamic storage catalogue Damon*. URL: <http://damon-group.com.au/catalogues/dynamic-storage-catalogue.pdf> (дата обращения 29 марта 2017).
- [14] Gassner O. *Durchlaufregal mit mechanisch lose gekoppelter Separiervorrichtung*. Patent DE no. EP2543613A1. BITO-Lagertechnik Bittmann GmbH, 2013.
- [15] *Gesamtkatalog_2012_D.pdf*. URL: http://www.euroroll.de/tl_files/Gesamtkatalog_2012_D.pdf (дата обращения 29 марта 2017).
- [16] *Rollenbahnen-Trennvorrichtung*. URL: http://www.rackandroll.de/default.aspx?Pagename=Rollenbahnen_Trennvorrichtung (дата обращения 29 марта 2017).
- [17] *Live pallet racking*. URL: https://mecaluxuk.cdnwm.com/catalogues/live-pallet-racking3.1.0.pdf#_ga=1.79741783.1709563512.1490605253 (дата обращения 29 марта 2017).
- [18] Феодосьев В.И., ред. *Соппротивление материалов*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. 543 с.
- [19] Биргер И.А., Мавлютов Р.Р. *Соппротивление материалов*. Москва, Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит.-ры, 1986. 560 с.
- [20] ГОСТ 8639–82. *Трубы стальные квадратные. Сортамент*. Москва, Стандартинформ, 2006. 7 с.
- [21] ГОСТ 380–2005. *Сталь углеродистая обыкновенного качества. Марки*. Москва, Стандартинформ, 2009. 10 с.

References

- [1] Nosko A.L., Safronov E.V., Potapov V.A. Sistema palletnykh modulei dlia skladskoj intralogistiki [System of palette modules for warehouse intralogistics]. *Vestnik mashinostroeniia* [Russian Engineering Research]. 2016, no. 8, pp. 10–12.
- [2] Ivanovskii K.E., Rakovshchik A.N., Tsoglin A.N. *Rolikovyie i diskovyie konveiry i ustroistva* [Roller and disc conveyors and devices]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1973. 216 p.
- [3] *POT R M-029–2003. Mezhotraslevye pravila po okhrane truda pri ekspluatatsii promyshlennogo transporta (konveiernyi, truboprovodnyi i drugie transportnye sredstva nepreryvnogo deistviia)* [POT R M-029–2003. Interbranch rules on labor protection during operation of industrial transport (conveyor, pipeline and other transport vehicles continuous action)]. Moscow, NTs ENAS publ., 2003. 84 p.

- [4] GOST 9078–84. *Poddony ploskie. Obshchie tekhnicheskie usloviia* [State Standard 9078–84. Flat pallets. General specifications]. Moscow, Standartinform publ., 1984. 10 p.
- [5] GOST 9557–87. *Poddon ploskii dereviannyi razmerom 800×1200 mm. Tekhnicheskie usloviia* [State Standard 9557–87. Rat timber pallet with dimensions 800×1200 mm. Specifications]. Moscow, Standartinform publ., 1987. 14 p.
- [6] GOST 33757–2016. *Poddony ploskie dereviannye. Tekhnicheskie usloviia* [State Standard 33757–2016. Flat wooden pallets. Specifications]. Moscow, Standartinform publ., 2016. 22 p.
- [7] *Rollenbahnen-System*. Available at: http://www.rackandroll.de/default.aspx?Pagename=Rollenbahnen_System (accessed 29 March 2017).
- [8] Manzhosov V.K., Slepukhin V.V. *Modelirovanie prodol'nogo udara v sterzhnevyykh sistemakh neodnorodnoi struktury* [Simulation of longitudinal impact in the core systems, heterogeneous structure]. Ulyanovsk, UISTU publ., 2011. 208 p.
- [9] Manzhosov V.K. *Modeli prodol'nogo udara* [Models of the longitudinal impact]. Ulyanovsk, UISTU publ., 2006. 160 p.
- [10] Panovko Ia.G. *Vvedenie v teoriyu mekhanicheskogo udara* [Introduction to the theory of mechanical blow]. Moscow, Nauka. Gl. red. fiz.-mat. lit. publ., 1977. 223 p.
- [11] Ol'shanskii V.P., Ol'shanskii S.V. Calculation of the dynamic deflection of a beam on inelastic impact by the Cox and Saint-Venant theories. *Strength of materials*, 2013, vol. 45, no. 3, pp. 361–368.
- [12] *Interroll Pallet Roller Flow PF 1100*. Available at: https://www.interroll.ru/fileadmin/products/en/Resources_pdf_344683531.pdf (accessed 29 March 2017).
- [13] *Dynamic storage catalogue Damon*. Available at: <http://damon-group.com.au/catalogues/dynamic-storage-catalogue.pdf> (accessed 29 March 2017).
- [14] Gassner O. *Durchlaufregal mit mechanisch lose gekoppelter Separiervorrichtung*. Patent DE no. EP2543613A1. BITO-Lagertechnik Bittmann GmbH, 2013.
- [15] *Gesamtkatalog_2012_D.pdf*. Available at: http://www.euroroll.de/tl_files/Gesamtkatalog_2012_D.pdf (accessed 29 March 2017).
- [16] *Rollenbahnen-Trennvorrichtung*. Available at: http://www.rackandroll.de/default.aspx?Pagename=Rollenbahnen_Trennvorrichtung (accessed 29 March 2017).
- [17] *Live pallet racking*. Available at: https://mecaluxuk.cdnwm.com/catalogues/live-pallet-racking3.1.0.pdf#_ga=1.79741783.1709563512.1490605253 (accessed 29 March 2017).
- [18] *Soprotivlenie materialov* [Mechanics of materials]. Ed. Feodos'ev V.I. Moscow, Bauman Press, 2016. 543 p.
- [19] Birger I.A., Mavliutov R.R. *Soprotivlenie materialov* [Mechanics of materials]. Moscow, Nauka. Gl. red. fiz.-mat. lit. publ., 1986. 560 p.
- [20] GOST 8639–82. *Truby stal'nye kvadratnye. Sortament* [State Standard 8639–82. Square steel tubes. Range]. Moscow, Standartinform publ., 2006. 7 p.
- [21] GOST 380–2005. *Stal' uglerodistaia obyknovennogo kachestva. Marki* [State Standard 380–2005. Common quality carbon steel. Grades]. Moscow, Standartinform publ., 2009. 10 p.

Статья поступила в редакцию 05.04.2017

Информация об авторах

НОСКО Андрей Леонидович (Москва) — доктор технических наук, профессор кафедры «Подъемно-транспортные системы». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: dr.nosko@mail.ru).

САФРОНОВ Евгений Викторович (Москва) — аспирант кафедры «Подъемно-транспортные системы». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: gen-s@mail.ru).

Information about the authors

NOSKO Andrey Leonidovich (Moscow) — Doctor of Science (Eng.), Professor, Hoisting and Transportation Systems Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: dr.nosko@mail.ru).

SAFRONOV Evgeniy Viktorovich (Moscow) — Postgraduate, Hoisting and Transportation Systems Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: gen-s@mail.ru).