

УДК 654.9

doi: 10.53816/23061456\_2025\_11-12\_36

## ДЕФОРМИРУЕМОСТЬ ТРОСОВОГО ПРОТИВОТАРАННОГО БАРЬЕРА ПРИ НАЕЗДЕ АВТОМОБИЛЯ: ЧАСТЬ 1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

### THE DEFORMABILITY OF A ROPE ANTI-RAM BARRIER WHEN A CAR HITS: PART 1. PROBLEM STATEMENT

*В.Н. Большаков<sup>1</sup>, канд. техн. наук С.И. Косяков<sup>2</sup>*

*V.N. Bolshakov, Ph.D. S.I. Kosyakov*

*<sup>1</sup>12 Главное управление Минобороны России, <sup>2</sup>12 ЦНИИ Минобороны России*

С целью цифровых испытаний тросового противотаранного барьера сформулированы взаимосвязанные модели деформируемости его силовых тросов и наезжающего грузового автомобиля. Модели учитывают конкуренцию между разрушением конструкций барьера и автомобиля. Так, вследствие незамкнутости тросов (наличия у них свободных концов), первая модель оценивает вытравливание тросов и необратимое расслабление тросовых петель. Вторая модель оценивает неупругий удар грузового автомобиля о силовые тросы и деформирование его передней подвески. Противотаранный барьер выдержит цифровые испытания, если разрушится позже автомобиля.

**Ключевые слова:** грузовой автомобиль, деформируемость, неупругий удар, противотаранный барьер, силовые тросы.

For the purpose of digital testing of a rope anti-ram barrier, interrelated models of the deformability of its power cables and an oncoming truck have been formulated. The models take into account the competition between the destruction of barrier structures and the car. Thus, due to the unclosed nature of the cables (the presence of free ends), the first model evaluates the etching of the cables and the irreversible relaxation of the cable loops. The second model evaluates the inelastic impact of the truck on the power cables and the deformation of its front suspension. The anti-ram barrier will withstand digital tests if it collapses later than the car.

**Keywords:** truck, deformability, inelastic impact, anti-ram barrier, power cables.

#### Введение

Для противодействия прорыву на охраняемый объект нарушителя на автомобиле применяются противотаранные барьеры (ПТБ). Часто ПТБ подвергаются лишь цифровым испытаниям, воспроизводящим таран грузовым автомобилем (ГА) и рассчитывающим деформируемость конструкций ГА и ПТБ. То есть, в расчетах надо

учитывать конкуренцию между разрушением элементов ГА и ПТБ, [1].

В статье рассматриваются ПТБ ПТК-1 [2]. ПТБ (рис. 1) представляет металлическую конструкцию, состоящую из двух стоек-швеллеров 2, замоноличенных в фундаментную железобетонную плиту 1. На стойках 2 установлены двустворчатые распашные ворота, на створках 6 которых расположены тросовые силовые эле-

менты 5 размыкаются и запираются сцепным устройством элементы 7, 8, 9 при вытаскивании или вставлении шкворня 10. При этом одновременно размыкаются или запираются ворота. Соответственно, основу цифровых испытаний ПТБ ПТК-1 при таране ГА составляют две взаимосвязанные математические модели — деформирования тросовых силовых элементов ПТБ и ГА. В статьи формулируются указанные модели.

### Модель деформирования силовых тросов ПТК-1

В каждом силовом элементе находится по две тросовых петли (рис. 2). В тросах предварительно создается натяжение  $T_0$ . Так как каждая тросовая петля является незамкнутой (со свободными концами), то для фиксации создаваемого натяжения  $T_0$  используются зажимы. Усилия, развивающиеся при затягивании на зажимах резьбовых соединений, прижимают обе части тросовой петли друг к другу, и за счет силы трения на контактах тросов происходит уравновешивание силы натяжения троса. Поскольку зажимы технологически устанавливаются последовательно при фиксированном натяжении тро-

са, то можно считать начальное натяжение равным  $T_0$  на каждом участке троса-петли между двумя зажимами.

Предполагается, что при наезде ГА на ПТК-1 тросы смещаются в горизонтальном направлении. Обозначим это смещение как  $x$ . Так как длина тросовой петли во много раз превосходит их поперечные размеры (рис. 2), то деформирование можно считать одномерным — растягиванием. Обозначим через  $z$  координату точки троса на оси, проходящей вдоль троса по линии контакта двух участков петли, с началом координат на оси сцепного устройства (на шкворне 10, рис. 1).

Расстояние между двумя параллельными тросовыми петлями составляет 0,125 м, что во много раз меньше длины каждого троса в петле ( $\approx 7,12$  м). Поэтому естественно предполагать, что работа обоих петель при нагружении осуществляется одинаковым образом, то есть непосредственно в расчетах можно рассматривать только одну петлю, а в окончательном результате удвоить усилия, развивающиеся при деформировании системы.

Суммарная длина обеих половинок сцепки 7–9 (рис. 1) в 10 раз меньше длины троса. Сцепка 7 – 9 в сборе допускает свободный пово-

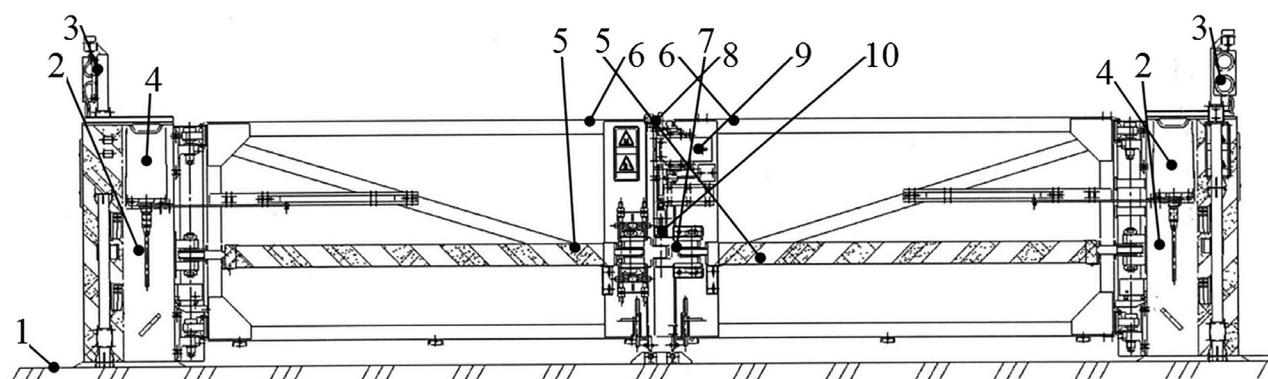


Рис. 1. Противотаранные ворота ПТК-1 [2]

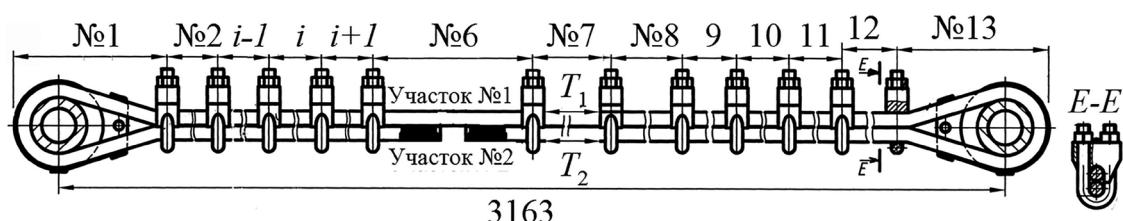


Рис. 2. Тросовая петля противотаранных ворот ПТК-1

рот вдоль оси шкворня 10, то есть не развивает соответствующих моментов сил. Оба эти обстоятельства позволяют упростить задачу. Так как трос является гибким, то моментом сил при его изгибе можно пренебречь. С учетом малости продольного размера сцепки и отсутствия развивающегося момента (как и у троса) можно использовать эквивалентную схему. В ней нить троса сплошная (не содержит разрыва), а сцепка представляется как присоединенная точечная масса  $m_* = m_{\text{сц}} / 2$ , равная половине массы сцепки (вторая половина массы сцепки соотнесена с параллельной тросовой петлей).

Общее уравнение движения при продольном изгибе имеет вид [3, 4]

$$EJ \frac{\partial^4 x}{\partial z^4} + m(z) \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} - 2T_0 \frac{\partial^2 x}{\partial z^2} = F(z), \quad (1)$$

где  $J$  — момент инерции поперечного сечения тросовой петли;

$E$  — модуль Юнга материала троса;

$m(z)$  — линейная (на единицу длины) масса тросовой петли,

$$m(z) = m_* \delta(z) + 2m_{\text{tp}} + \frac{m_{\text{в}}}{2l},$$

где  $\delta(z)$  — дельта функция;

$m_{\text{tp}}$  — масса единицы длины троса;

$m_{\text{в}}$  — масса ворот;

$T_0$  — натяжение троса;

$F(z)$  — линейная плотность внешних сил, приложенных к тросовой петле.

Так как ворота вплотную примыкают к тросовой петле, то масса ворот считается равномерно распределенной по длине  $l$  каждой из двух тросовых петель. Первым членом в уравнении (1), описывающим изгиб троса, можно пренебречь по сравнению с третьим членом, передающим влияние силы натяжения троса на его деформирование. Тогда деформирование тросовой системы задается уравнением поперечных колебаний струны

$$m(z) \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} - 2T_0 \frac{\partial^2 x}{\partial z^2} = F(z). \quad (2)$$

Уравнение (2) не является окончательным, поскольку при наезде ГА на ПТК-1 натяжение троса будет изменяться в процессе деформирования. К этому имеется две причины. За счет

растяжения троса в условиях полного защемления увеличивается продольное напряжение  $\sigma_{zz}$  в волокнах троса, то есть и его натяжение  $T$ . Имеется и противоположно направленный процесс — вытравливание троса через зажимы (то есть фактически отсутствие полного защемления). Это есть прямое следствие незамкнутости троса — наличия у него свободных концов. Последний процесс приведет к уменьшению натяжения троса  $T$ . Оба указанных обстоятельства находят отражение в уравнении 3, обобщающем уравнение (2):

$$m(z) \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} - [T_1(z, t) + T_2(z, t)] \frac{\partial^2 x}{\partial z^2} = F(z, t). \quad (3)$$

Здесь  $T_1(z, t)$  и  $T_2(z, t)$  — натяжения на первом и втором участках тросовой петли. Первым считается участок троса между его креплениями, не имеющий разрыва, вторым — участок между креплениями, содержащий разрыв (рис. 2). Натяжение каждого из двух отрезков троса между двумя последовательными рабочими зажимами не зависит от координаты  $z$ , но в общем случае различно для троса на первом и втором участках,  $T_1 \neq T_2$ .

Натяжения  $T_1$  и  $T_2$  на каждом из отрезков петли изменяются в процессе проскальзывания свободных концов троса, приводя к общему расслаблению тросовой петли. На проскальзывание свободных концов троса накладывается дополнительное деформирование троса при наезде ГА, описываемое уравнением (3) и приводящее к увеличению длины каждого из отрезков, то есть к увеличению его натяжения.

Замыкание математической модели (3) осуществляется с помощью системы дифференциальных уравнений, каждое из которых выражает второй закон Ньютона для проскальзывания на  $i$ -м отрезке (для первого и второго участков тросовой петли)

$$\begin{aligned} m_i^{(1)} \frac{d^2 l_i^{(1)}}{dt^2} &= \\ &= -[T_1^{(i)} - T_1^{(i-1)} - F_{\tau} \cdot \chi_1^{iM}] + [T_1^{(i+1)} - T_1^{(i)} - F_{\tau} \cdot \chi_1^{iP}]; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} m_i^{(2)} \frac{d^2 l_i^{(2)}}{dt^2} &= \\ &= -[T_2^{(i)} - T_2^{(i-1)} - F_{\tau} \cdot \chi_2^{iM}] + [T_2^{(i+1)} - T_2^{(i)} - F_{\tau} \cdot \chi_2^{iP}], \end{aligned} \quad (4)$$

где  $m_i^{(1)}$ ,  $m_i^{(2)}$  — массы  $i$ -го отрезка тросовой петли на первом и втором участках;

$l_i^{(1)}$ ,  $l_i^{(2)}$  — соответствующие текущие длины отрезков

$$\chi_1^{iM} = \text{sign}(T_1^{(i)} - T_1^{(i-1)});$$

$$\chi_2^{iM} = \text{sign}(T_2^{(i)} - T_2^{(i-1)});$$

$$\chi_1^{iP} = \text{sign}(T_1^{(i+1)} - T_1^{(i)});$$

$$\chi_2^{iP} = \text{sign}(T_2^{(i+1)} - T_2^{(i)}).$$

Для первого и последнего отрезков уравнения (4) немного видоизменяются

$$\begin{aligned} m_1^{(1)} \frac{d^2 l_1^{(1)}}{dt^2} &= m_1^{(2)} \frac{d^2 l_2^{(2)}}{dt^2} = \\ &= [T_2^{(2)} - T_2^{(1)} - F_\tau \cdot \chi_2^1] + [T_1^{(2)} - T_1^{(1)} - F_\tau \cdot \chi_1^1]; \quad (5) \\ (m_1^{(1)} &= m_1^{(2)}, \quad l_1^{(1)} = l_1^{(2)}, \quad T_1^{(1)} = T_1^{(2)}); \\ \chi_1^1 &= \text{sign}(T_1^{(2)} - T_1^{(1)}), \quad \chi_1^2 = \text{sign}(T_2^{(2)} - T_2^{(1)}). \end{aligned}$$

Аналогично записывается уравнение для последнего  $n$ -го участка.

При интегрировании системы (4) необходимо задавать следующее условие, определяемое пассивным характером силы трения: если для любой из скобок в правой части (4) выполняется условие, например,  $\text{abs}[T_1^{(i)} - T_1^{(i-1)}] < F_\tau$ , то соответствующая скобка полагается равной нулю (аналогично поступают для других скобок в системе уравнений (4)).

Такое же условие проверяется при интегрировании уравнения (5): например, если  $\text{abs}[T_2^{(2)} - T_2^{(1)}] < F_\tau$ , то соответствующая скобка полагается равной нулю.

Чтобы полностью замкнуть систему уравнений, необходимо задать зависимость натяжения троса  $T$  на отрезках между зажимами в зависимости от длины отрезков  $l$  при их растяжении. Типичная диаграмма растяжения металлических материалов показана на рис. 3. Здесь  $\varepsilon = \Delta l / l_0$  — относительное удлинение,  $\sigma$  — продольное напряжение. Линейный участок диаграммы 0–1, на котором выполняется закон Гука  $\sigma = E_{TP} \cdot \varepsilon$  ( $E_{TP}$  — модуль Юнга троса), описывает упругое растяжение троса. Участок 1–2 описывает упруго-пластическое растяжение троса, а участок 2–3 — участок пластического течения.

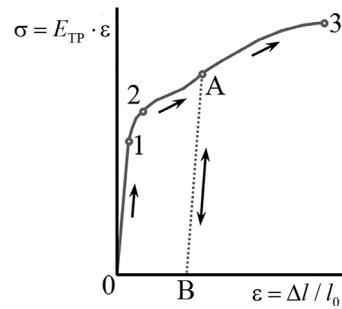


Рис. 3. Диаграмма растяжения [5]

Поскольку в уравнениях деформирования тросовой системы ПТК-1 (1)–(5) фигурируют не напряжения в тросе, а развиваемые тросом усилия, то закон растяжения троса запишем для усилий, умножая напряжения на площадь попечерного сечения троса. Учтем также, что если в процессе растяжения троса возникнет разгрузка (длина троса или какого-то его отрезка станет уменьшаться), то на диаграмме разгрузка изобразится прямой линией АВ (рис. 3), практически параллельной участку упругого деформирования [5]. Для удобства интегрирования уравнений движения ГА и ПТК-1 закон нагружения-разгрузки троса запишем используя вместо деформации скорость деформирования

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{dl}{dt} \cdot \frac{1}{l_0}.$$

С учетом опытных данных из справочников [5–9] имеем следующие соотношения:

— нагрузка на упругом участке

$$\frac{dT}{dt} = 7,4 \cdot 10^7 \frac{dl}{dt} \cdot \frac{1}{l_0}, \text{ Н/с,}$$

$$\text{если } \frac{dl}{dt} > 0 \text{ и } \frac{l}{l_0} < 1,002;$$

— нагрузка на упруго-пластическом участке

$$\frac{dT}{dt} = 5,6 \cdot 10^5 \frac{dl}{dt} \cdot \frac{1}{l_0}, \text{ Н/с}$$

$$\text{если } \frac{dl}{dt} > 0 \text{ и } \frac{l}{l_0} > 1,002;$$

— упругая разгрузка из состояния текучести

$$\frac{dT}{dt} = 7,4 \cdot 10^7 \frac{dl}{dt} \cdot \frac{1}{l_0}, \text{ Н/с}$$

$$\text{если } \frac{dl}{dt} < 0 \text{ и } \frac{l}{l_0} > 1,002.$$

Если расчетная величина натяжения  $T$  на каком-то из отрезков превысит предел прочности на растяжение  $2,9 \cdot 10^5 \text{ Н}$ , то трос считается утратившим несущую способность на данном отрезке, то есть полагается  $T = 0$ . Если в процессе расчета натяжение окажется меньше нуля, то также полагается  $T = 0$ , поскольку трос не может передавать сжимающих усилий.

В начальный момент времени на всех рабочих отрезках между зажимами тросовой петли задается одно и то же натяжение  $T_0$ , а начальное отношение  $l/l_0$ . На отрезке, содержащем свободный конец троса, во все время расчета натяжение отсутствует,  $T = 0$ .

Чтобы завершить задание исходных данных необходимо определиться с силой трения  $F_t$  между двумя участками тросовой петли в местах зажимов. Коэффициент трения покоя несмазанной стали по несмазанной стали может быть принят равным единице [7, 10]. Тогда сила  $F_t$  есть усилие прижима тросов друг к другу, которое задается моментом затяжки каждой из двух гаек дужки зажима (рис. 2) [9]. При проскальзывании коэффициент трения уменьшается. Чтобы чрезмерно не усложнять математическую модель будем полагать  $F_t = const$ . Это предположение несколько повышает уровень силового взаимодействия между ПТК-1 и ГА при наезде.

### Математическая модель деформирования ГА

Компоновка узлов ГА позволяет рассматривать его (с точки зрения составления уравнений движения) как систему взаимодействующих в процессе удара подпрессоренных и неподпрессоренных масс [1]. К последним относятся элементы ГА, связанные с передними и задними колесами. Рама, двигатель, кабина, кузов, перевозимый груз относятся к подпрессоренным массам. Такое деление обеспечивает рассмотрение ГА, как со-

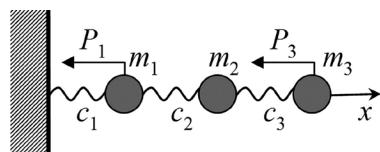


Рис. 4. Эквивалентная схема ГА при наезде на неподвижный недеформируемый ПТБ [1]

редоточенной системы, то есть описывать изменение его состояния системой обыкновенных дифференциальных уравнений.

В [1] представлена математическая модель наезда ГА своими колесами на недеформируемый ПТБ. Эквивалентная схема тарана показана на рис. 4. Здесь  $m_1$  — неподпрессоренная масса, связанная с передней осью;  $m_2$  — подпрессоренная масса;  $m_3$  — неподпрессоренная масса, связанная с тележкой задних мостов;  $c_1$  — суммарная жесткость двух передних шин;  $c_2$  — суммарная жесткость двух передних рессор;  $c_3$  — суммарная жесткость двух задних рессор. К массам  $m_1$ ,  $m_3$  приложены силы тяги (считается, что двигатель и трансмиссия продолжают работать):  $P_1$  — суммарная тяга передних колес,  $P_3$  — суммарная тяга блока задних колес.

В составе ПТБ ПТК-1 в качестве основного силового элемента используется тросовая система (рис. 1 и 2). То есть, удар ГА о ПТК-1 будет носить неупругий характер из-за необратимого расслабления тросовой петли. В связи с этим, модель на рис. 4 следует несколько видоизменить (рис. 5). Исходя из математической модели (1) деформирования силового элемента ПТК-1, к массе  $m_1$  передней подвески ГА присоединяется масса тросовой петли  $m_{TP}$  и масса ворот  $m_B$ , приходящиеся на ширину автомобильного колеса

$$m_0 = (2m_{TP} + \frac{m_B}{2l}) \cdot 0,5,$$

где  $m_{TP}$  — масса единицы длины троса;

$m_B$  — масса ворот;

$l$  — ширина ворот

0,5 м — ширина колеса.

Кроме того, к демпферу  $c_2$  присоединяется демпфер  $c_1$ .

Таким образом, вводится допущение (рис. 5), что масса передней подвески (колес, переднего моста, подвески) считается во время наезда присоединенной массой тросовой системы (четверть этой массы на половинку одной тро-

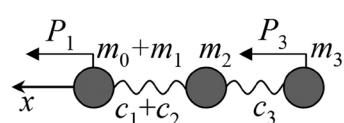


Рис. 5. Эквивалентная схема ГА при наезде на ПТК-1

совой петли). Аналогично считается присоединенной к тросовой системе и масса ворот. Отсюда координаты передних колес вычисляются из уравнений (1)–(5), а математическая модель деформирования ГА записывается для колебаний подпрессоренной массы  $m_2$  и массы  $m_3$ .

Записывая уравнение для функции Лагранжа

$$L = T - U = \frac{m_2 \dot{x}_2^2}{2} + \frac{m_3 \dot{x}_3^2}{2} - \frac{(c_1 + c_2)(x_1 - x_2)^2}{2} - \frac{c_3(x_2 - x_3)^2}{2}$$

получим систему уравнений для расчета деформирования автомобиля

$$\begin{aligned} m_2 \ddot{x}_2 - \frac{(c_1 + c_2)}{2}(x_1 - x_2) + \frac{c_3}{2}(x_2 - x_3) &= 0; \quad (6) \\ m_3 \ddot{x}_3 - \frac{c_3}{2}(x_2 - x_3) &= P_3. \end{aligned}$$

При решении уравнений (6) для ГА в качестве величины  $m_2$  задается 1/4 часть от суммарной массы двигателя, кабины, кузова, силовой рамы и груза, а в качестве величины  $m_3$  — 1/4 часть от суммарной массы задних колес, тележки задних мостов, карданова вала и задней подвески. В свою очередь, в уравнении (3) в качестве линейной плотности внешних сил  $F(z)$ , приложенных к тросовой петле, рассматривается сумма усилий в покрышке и рессоре переднего колеса  $F_*$ , а также тяга этого колеса

$$F(z, t) = \frac{1}{0,5} \left[ -\frac{(c_1 + c_2)}{2}(x_1 - x_2) + \frac{P_1}{2} \right],$$

где 0,5 м — ширина колеса.

В качестве критического показателя, определяющего разрушится или нет конструкция передней подвески ГА, сможет он или нет преодолеть ПТК-1, рассматривается сила  $F_*$ , развивающаяся при деформации передней рессоры

$$F_* = -\frac{1}{0,5} \frac{(c_1 + c_2)}{2}(x_1 - x_2).$$

### Заключение

В статье развивается методология [1] цифровых испытаний ПТБ посредством расчета раз-

рушения не всех конструкций ПТБ и ГА, а лишь их критически важных силовых элементов.

Для ПТК-1 такими элементами являются незамкнутые тросовые петли (из-за наличия у тросов свободных концов), которые вытравливаются и необратимо расслабляются при наезде ГА.

Для ГА критическими элементами являются детали передней подвески. При конкуренции между разрушением ПТБ и ГА барьер считается выдержавшим испытания, если автомобиль разрушится раньше.

### Список источников

1. Большаков В.Н., Косяков С.И. Обоснование требований к противотаранным барьерам и методам их испытаний // Вопросы оборонной техники. Серия 16. Технические средства противодействия терроризму. 2023. № 11–12 (185–186). С. 84–90.
2. Противотаранный комплекс «ПТК-1М»: пат. 206425 Рос. Федерация. № 2021108512; заявл. 29.03.21; опубл. 13.09.21, Бюл. № 26. 8 с.
3. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний: учеб. пособие для вузов. М.: Высш. школа, 1972. 416 с.
4. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле / пер. с англ. Пановко Я.Г. изд. 2-е, стер. М.: URSS, КомКнига, 2006. 439 с.
5. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: справочник. Изд. 4-е, перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1993. 640 с.
6. Дукельский А.И. Подвесные канатные дороги и кабельные краны. Изд. 4-е, перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1966. 485 с.
7. Физические величины: справочник; под. ред. И.С. Григорьева, Е.З. Мейлихова. М.: Энергоатомиздат, 1991. 1232 с.
8. Справочник проектировщика. Металлические конструкции промышленных зданий и сооружений; под ред. Н.П. Мельникова. М.: Стройиздат, 1962. 618 с.
9. Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые соединения. Библиотека конструктора. М.: Машиностроение, 1973. 256 с.
10. Крагельский И.В., Виноградова И.Э. Коэффициенты трения: справочное пособие. Изд. 2-е, перераб. и доп. М.: Машгиз, 1962. 220 с.

**References**

1. Bolshakov V.N., Kosyakov S.I. Justification of requirements for anti-ram barriers and methods of their testing // Issues of defense technology. Series 16. Technical means of countering terrorism. 2023. No 11–12 (185–186). Pp. 84–90.
2. Protivotaranny complex «PTK-1M». pat. 206425 Russian The Federation. No. 2021108512; appl. no. 03/29/21; publ. 09/13/21, Bul. no. 26. 8 p.
3. Biderman V.L. Applied theory of mechanical vibrations: textbook, Higher School, Moscow, 1972. 416 p.
4. Timoshenko S.P. Fluctuations in engineering; translated from English: Panovko Ya.G. 2nd ed., ster. M.: URSS, KomKniga, 2006. 439 p.
5. Birger I.A., Shorr B.F., Iosilevich G.B. Calculation of the strength of machine parts: handbook, 4 ed., Mashinostroenie Publ., Moscow, 1993. 640 p.
6. Dukelsky A.I. Suspended cable cars and cable cranes, 4th ed., Mashinostroenie Publ., Moscow, 1966, 485 p.
7. Physical quantities: handbook, edited by I.S. Grigoriev, E.Z. Meilikhov, Energoatomizdat Publ., Moscow, 1991. 1232 p.
8. The designer's handbook. Metal structures of industrial buildings and structures, edited by N.P. Melnikov, Stroyizdat Publ., Moscow, 1962. 618 p.
9. Birger I.A., Iosilevich G.B. Threaded connections. The designer's Library. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1973. 256 p.
10. Kragelsky I.V., Vinogradova I.E. Friction coefficients: a reference manual, 2nd ed., Moscow, Mashgiz Publ., 1962. 220 p.