

**МИНИСТЕРСТВО ТРАНСПОРТА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ТРАНСПОРТА (МИИТ)»
(РУТ (МИИТ))**

Одобрено кафедрой
«НЕТЯГОВЫЙ ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ»

Протокол № ____ от _____ 201__ г.

Автор: _____

**ЗАДАНИЕ НА ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАНЯТИЯ С МЕТОДИЧЕСКИМИ
УКАЗАНИЯМИ**

ПО ДИСЦИПЛИНЕ

Подвижной состав железных дорог. Дополнительные главы

Уровень ВО: *Специалитет*

Форма обучения: *Заочная*

Курс: *5*

Специальность/Направление: *23.05.03 Подвижной состав железных
дорог (ПСС)*

Специализация/Профиль/Магистерская программа: *Все специализации*

Москва

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1. ОЦЕНКА ОПТИМАЛЬНОСТИ ЛИНЕЙНЫХ РАЗМЕРОВ	
2. ВПИСЫВАНИЕ ВАГОНА В ГАБАРИТ	
3. РАСЧЕТ ОСИ КОЛЕСНОЙ ПАРЫ	

Введение

В предлагаемой работе приводится пример расчетных оценок технико-экономических характеристик полувагона, в котором осуществляется перевозка достаточно широкой номенклатуры грузов.

По нашему мнению, такие расчеты должны выполняться с целью экспертных оценок технических и экономических показателей, обеспечивающих целесообразность эксплуатации вагона с учетом требований безопасности движения, установленных нормативной документацией, и коммерческих соображений.

Цель примера заключается в иллюстрации технологии экспертизы и потому применяются результаты анализа простейших математических моделей работы вагона.

Экспертиза носит эскизный характер.

При применении более мощных моделей схема экспертизы сохраняет свою последовательность. Она остается приемлемой и для других типов универсальных грузовых вагонов.

Авторы хотели бы подчеркнуть, что грамотное принятие решений по конструкции вагона должно основываться на выборе наиболее эффективных линейных размеров кузова. Они определяют погрузочные возможности вагона, его тару, основные инерционные характеристики, оказывающие доминирующее влияние на ходовые качества и безопасность движения. Конструкция ходовых частей должна быть подчинена этим характеристикам и потому безотносительная, не связанная с параметрами кузова, разработка ходовых частей грузового вагона малоэффективна. Работа по созданию одного типа тележки под все виды кузовов грузовых вагонов не имеет перспективы.

В идеальном случае и ударно-тяговые приборы и автотормозное оборудование должно согласовываться с характеристиками кузова вагона.

1. ОЦЕНКА ОПТИМАЛЬНОСТИ ЛИНЕЙНЫХ РАЗМЕРОВ И ВПИСЫВАНИЕ ВАГОНА В ГАБАРИТ

1.1. Оценка оптимальности линейных размеров вагона 12–1592)

(на примере полувагона модели

Исходные данные:

1. Тип вагона – полувагон.

2. Работа вагона характеризуется следующими показателями:

Таблица 1.1

Характеристики грузов, перевозимых в полувагонах

Груз	Ср. дальность перевозок l , (км)	Доля перевозок в общем объеме a , (%)	Удельный объем груза, ($\text{м}^3/\text{т}$)	Статическая нагрузка груза $P_{\text{гр}}$, (тс)
1 Каменный уголь	2457,2	32,2	0,83	71
2 Кокс	2312,2	1,3	1,67	49,8
3 Торф и торфяная продукция	290,6	0,1	2,00	41,5
4 Флюсы	642,6	1,8	0,71	71
5 Руда железная и марганцевая	915,7	12,8	0,50	71
6 Руда цветная и серное сырьё	1232,8	3,4	0,43	71
7 Черные металлы	2315,8	8,9	0,50	71
8 Метизы	2144,4	1,0	0,40	71
9 Лом черных металлов	924,8	3,3	0,50	71
10 Строительные грузы	642,0	27,0	1,43	58,1
11 Пром. сырьё и форм. материалы	793,1	2,3	1,11	71
12. Лесные грузы	2317,2	5,8	1,43	58,1
Сумма	16988,4	100,0		

3. Базовый объект (аналог) – модель 12-1592.

4. Норма осевой нагрузки – 23,05тс/ось («Нормы»).

5. Грузоподъемность - $P_{\text{ном}} = 71 \text{ т}$.

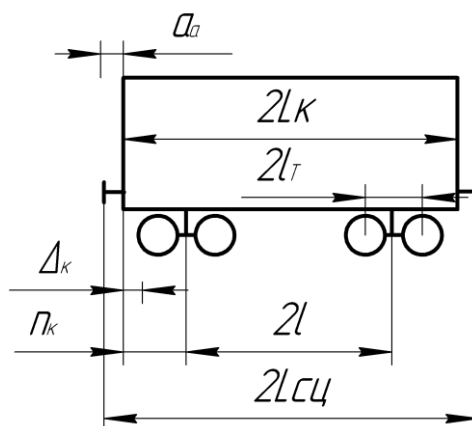


Рис. 2.1. Расчетная схема вагона

$2L_{сц}$ – общая длина вагона $2L_{сц} = 13,92 \text{ м}$;

$2L_k$ – наружная длина кузова;

$2l$ – база вагона $2l = 8,65 \text{ м}$;

$2l_T$ – база тележки, $2l_T = 1,85 \text{ м}$;

n_k – длина консоли $n_k = 2,025 \text{ м}$;

a_m – толщина торцевой стенки, $a_m = 0,2 \text{ м}$;

d_k – диаметр колеса, $d_k = 0,9\text{м}$;

a_{δ} – толщина боковой стенки, $a_{\delta} = 0,2\text{м}$;

T – тара вагона, $T=21,28\text{ т}$;

$P_{ном}$ – номинальная нагрузка вагона, $P_{ном}=71\text{ т}$;

q_0 – осевая нагрузка вагона, $q_0=23,05\text{ тс}$

q_n – погонная нагрузка вагона, $q_n=6,63\text{ тс/м}$

Определяются технико-экономические характеристики, связанные с оценкой оптимальности линейных размеров.

К ним относятся средняя статическая нагрузка $\bar{P}_{ci}$ для вагона, в котором перевозятся различные грузы. Она рассчитывается по формуле:

$$\bar{P}_c = \frac{\sum a_i}{\sum \frac{a_i}{P_{ci}}}, \quad (1.1)$$

где: a_i – доля i -го груза в общем объеме, %;

P_{ci} – статическая нагрузка i -го груза, тс;

$$P_{ci} = \frac{V_k}{V_{изп}}.$$

Полученные значения P_{ci} приведены в таблице 1.1.

Если $P_{ном} \leq \bar{P}_c$, то для расчетов используем значение $P_{ном} = 71\text{т}$

$$\bar{P}_c = \frac{\sum a_i}{\sum \frac{a_i}{P_{ci}}}$$

Затем рассчитывается средняя динамическая нагрузка вагона $\bar{P}_{дин}$:

$$\bar{P}_{дин} = \frac{\sum a_i l_i}{\sum \frac{a_i l_i}{P_{ci}}}, \quad (1.2)$$

где: l_i – среднее расстояние перевозки i -го груза, км.

-9-

$$\bar{P}_{дин} = \frac{\sum a_i l_i}{\sum \frac{a_i l_i}{P_{ci}}}.$$

Кроме того к относительным технико-экономическим показателям вагона относятся технический $\bar{E}_O$ и погрузочный $\bar{K}_n$ коэффициенты тары вагона, от которых зависят расходы на перевозочный процесс.

Средний погрузочный коэффициент тары;

$$\bar{K}_n = \frac{T}{P_{дин}}, \quad (1.3)$$

где: T – тара вагона, т.

$$\bar{K}_n = \frac{T}{P_{дин}}.$$

Технический коэффициент тары:

$$\bar{K}_T = \frac{T}{P_{ном}}, \quad (1.4)$$

где: $P_{ном}$ - грузоподъемность, т.

Принимается, что главным показателем эффективности вагона является величина средней погонной нагрузки нетто $\bar{q}_{nn}$, т.к. этой нагрузкой определяются провозные способности железных дорог.

Средняя погонная нагрузка нетто;

$$\bar{q}_{nn} = \frac{\bar{P}_{дин}}{2L_{сц}}, \quad (1.5)$$

где: $2L_{сц}$ - длина по осям сцепления, м.

Выполняются исследования по выбору лучших линейных размеров, обеспечивающих большую погонную нагрузку. В рассматриваемом случае производится расчет с увеличенной, по сравнению с исходной, и уменьшенной длиной вагона на величину 1,7 м (что соответствует, примерно, расстоянию между поперечными балками рамы). Выполняется перерасчет $\bar{P}_{сц}$ и $\bar{P}_{дин}$ и находится $\bar{q}_{nn}$:

$$\begin{aligned} \bar{q}_{nn} &= \frac{\bar{P}_{дин}}{2L_{сц}} \text{ тс/м.} \\ \bar{q}_{nn} &= \frac{\bar{P}_{дин}}{2L_{сц} - 1,7} \text{ тс/м.} \end{aligned}$$

Таким образом, при сокращении длины вагона погонная нагрузка (q_n) в случае перевозки в нем заданной номенклатуры грузов возрастет.

1.2 Вписывание вагона в габарит

Линейные размеры вагона и габарит подвижного состава, требованиям которых должен удовлетворять каждый вагон, вновь проектируемый и находящийся в эксплуатации, взаимосвязаны между собой. Габариты накладывают ограничения на линейные размеры вагона, от которых зависит его производительность.

При вписывании вагона в габарит определяется наибольшая ширина строительного очертания вагона на высоте Н от уровня головки рельса.

Ограничение полуширины вагона для любого поперечного сечения, расположенного между направляющими (пятниковыми) сечениями:

$$E_B = S_k - d_z + g + \omega + [k_2(2l - n)n + k_1 - k_3], \quad (1.6)$$

где: S_{κ} – максимальная полуширина колеи в кривой расчётного радиуса, мм;

d_{ε} – половина минимального расстояния между наружными гранями предельно изношенных гребней колёс, мм;

$S_{\kappa} - d_{\varepsilon}$ – максимальный разбег изношенной колесной пары между рельсами, мм;

$S_{\kappa} - d_{\varepsilon} = 27$ мм;

$g + \omega$ – горизонтальные поперечные смещения, из-за износов в узлах пятник-подпятник, мм; $g + \omega = 31$ мм;

$2l$ – база вагона, мм;

$n = l$ – расстояние от рассматриваемого поперечного сечения, мм;

n_{κ} – длина консоли, $n_{\kappa} = \frac{2L - 2l}{2}$ м;

$k_1 = 2,5l_m^2 = 2,5 \cdot (0,925)^2 = 2,14$ м² – величина дополнительного поперечного смещения, из-за выносов подпятника надрессорной балки тележки;

k_2 – коэффициент, зависящий от расчётного радиуса кривой и обусловленный переводом размеров в м к выносам

в мм; $k_2 = 2,5$;

k_3 – величина уширения пути в кривой, определяемая по выносам расчетного вагона при $R=200$ м, $k_3 = 180$;

Ограничение полуширины вагона для поперечного сечения, расположенного в консольной части вагона:

$$E_n = (S_{\kappa} - d_{\varepsilon} + g + \omega) \frac{2l + 2n}{2l} + [k_2(2l + n)n - k_1 - k_3], \text{мм. (1.7)}$$

Ограничение полуширины вагона для направляющих сечений, полагая $n = 0$:

$$E_0 = S_{\kappa} - d_{\varepsilon} + g + \omega + (k_1 - k_3), \text{мм. (1.8)}$$

Вычислив ограничения полуширины вагона, получили наибольшую ширину строительного очертания, вписываемого в габарит вагона на рассматриваемой высоте от уровня верха головок рельсов:

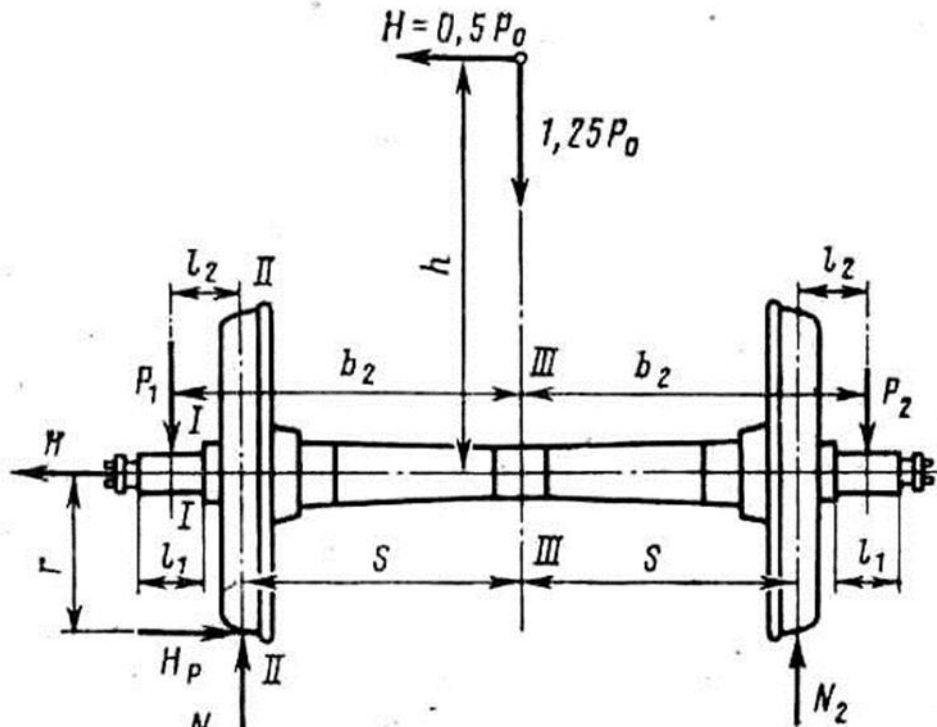
$$2B = 2(B_0 - E), \quad (1.9)$$

где: B_0 – полуширина габарита подвижного состава (0-ВМ), $B_0 = 1625$ мм;

E – наибольшее из ограничений полуширины, $E = E_0 = 127,7$ мм.

Вывод:

4. РАССЧЕТ ОСИ КОЛЕСНОЙ ПАРЫ



Условный (приближенный) метод может быть применен в эксплуатации при выяснении причины и для предупреждения излома или деформации оси, если они не вызваны перегревом буксового узла или другими явно выраженными факторами. Наиболее эффективно этот метод может быть использован при перегрузке вагона или максимальных износах шеек осей, связанных с их обточками в эксплуатации.

Рис. Нагрузки, действующие на колесную пару.

При условном методе расчета ось рассматривается в статическом состоянии, на нее действует система сил: - вертикальная, равная $1,25 P_0$, - горизонтальная, равная $H = 0,5 P_0$,

Где $P_0 = 190$ кН - статическая нагрузка от колесной пары на рельсы равная,;

1,25 и 0,5 - коэффициенты, учитывающие динамическое действие сил соответственно в вертикальном и горизонтальном направлениях.

В расчетной схеме силы приложены в центре тяжести вагона, находящемся на расстоянии от осевой линии колесной пары $h = 1,45$ м.

Вертикальная $1,25 P_0$ и горизонтальная $H = 0,5 P_0$ силы вызывают загрузку силой:

- левой шейки оси

$$P_1 = \frac{1,25 \cdot P_0}{2} + \frac{H \cdot h}{2b_2}, \quad (2.6.1)$$

- правой шейки

$$P_2 = \frac{1,25 \cdot P_0}{2} - \frac{H \cdot h}{2b_2}, \quad (2.6.2)$$

где $2b_2$ - расстояние между серединами шеек оси, $2b_2 = 2,036$ м;

Таким образом, силы P_1 и P_2 приложены к серединам шеек оси. Вертикальные реакции рельсов при этом:

- для левого колеса

$$N_1 = \frac{1,25 \cdot P_0}{2} + \frac{H \cdot (h+r)}{2S}, \quad (2.6.3)$$

- для правого колеса

$$N_2 = \frac{1,25 \cdot P_0}{2} - \frac{H \cdot (h+r)}{2S}, \quad (2.6.4)$$

где r – радиус колеса по кругу катания, $r = 0,475$ м;

$2S$ – расстояние между кругами катания колесной пары, $2S = 1,58$ м;

Изгибающие моменты, вызванные действием расчетных нагрузок, подсчитываются в трех сечениях:

- в шейке оси у внутренней галтели (сечение 1-1):

$$M_1 = P_1 \cdot \left(\frac{l_1}{2} + \Delta l_1 \right), \quad (2.6.5)$$

где l_1 - длина шейки, $l_1 = 0,176$ м;

Δl_1 - износ по длине шейки в эксплуатации, $\Delta l_1 = 0$;

- в подступичной части оси в плоскости круга катания колеса (сечение 2-2):

$$M_2 = P_1 \cdot l_2 + H \cdot r, \quad (2.6.6)$$

где l_2 - расстояние от середины шейки до плоскости круга катания колеса, $l_2 = 0,228$ м;

- в середине оси (сечение 3-3):

$$M_3 = P_1 b_2 + Hr - N_1 S, \quad (2.6.7)$$

Находим минимальные допустимые в эксплуатации диаметры:

- шейки оси

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_1}{\pi \cdot [\sigma_1]}}, \quad (2.6.8)$$

- подступичной части

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_2}{\pi \cdot [\sigma_2]}}, \quad (2.6.9)$$

- середины оси

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_3}{\pi \cdot [\sigma_3]}}, \quad (2.6.10)$$

где $[\sigma_1]$ - допускаемое напряжения на изгиб для грузовых вагонов в шейке оси, $[\sigma_1]=120$ МПа;

$[\sigma_2]$ - допускаемое напряжение на изгиб в подступичной части, $[\sigma_2]=165$ МПа;

$[\sigma_3]$ - допускаемое напряжение на изгиб в середине оси, $[\sigma_3]=155$ МПа.

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 0,01640}{3,14 \cdot 120}} = 0,11169 \text{ м} = 112 \text{ мм}$$