

УДК 629.113

О.В. Воронков, В.И. Песков

СХЕМАТИЗАЦИЯ НАГРУЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ТРЕХСЛОЙНОЙ ПАНЕЛИ ОСНОВАНИЯ НЕСУЩЕГО КУЗОВА АВТОБУСА

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Предлагаются расчетные схемы, которые можно использовать при схематизации нагруженного состояния трехслойной панели основания кузова типа «монокок» перспективного автобуса. Приводится обоснование вводимых упрощений, рассчитываются величины основных нагрузок, выводятся зависимости для определения силовых факторов, действующих в сечениях панели. Указанные теоретические положения разрабатываются в рамках технического метода проектирования и расчета автобусных кузовов типа «монокок».

Ключевые слова: автобус, кузов-монокок, трехслойная панель, нагрузка, прочность.

Одним из новых направлений в современном автобусостроении является разработка автобусов с несущими кузовами типа «монокок», которые при обеспечении необходимой прочности и жесткости конструкции позволяют существенно снизить её собственную массу по сравнению с обычными аналогами. Пример несущего автобусного кузова типа «монокок», разработанного авторами статьи, приведен на рис. 1.

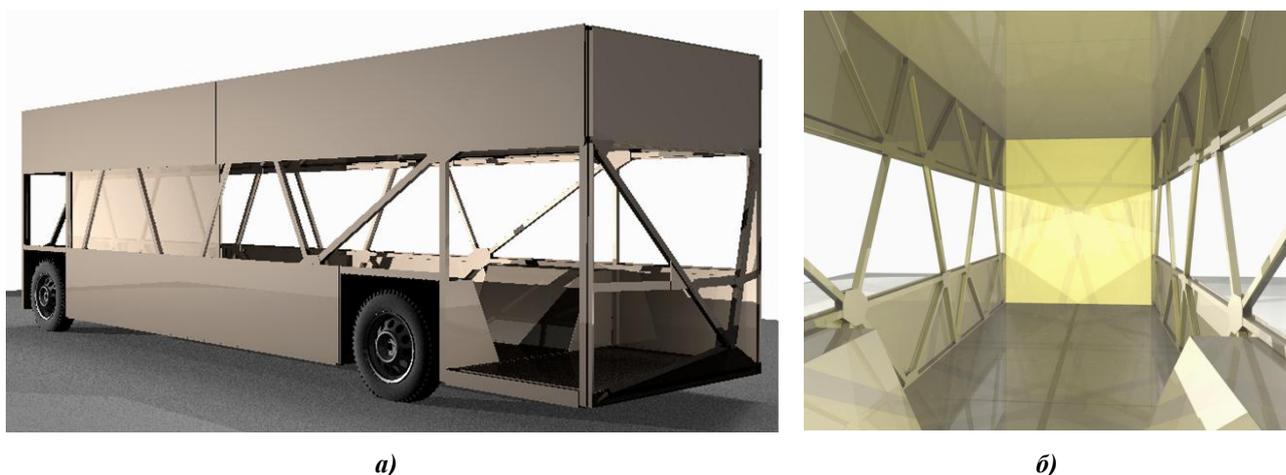


Рис. 1. Прототип кузова-монокока с основанием и крышей в виде трехслойных панелей:
а – внешний вид; б – вид из передней части салона

Теоретическое изучение механики прочностной работы и анализ напряженно-деформированного состояния трехслойной панели основания несущего кузова автобуса подразумевают схематизацию действующих на неё нагрузок. С этой целью производится разработка упрощенных расчетных схем, пригодных для эффективного теоретического анализа, которые в дальнейшем будут использоваться в техническом методе проектирования и расчета прочности подобных автобусных кузовов. Указанный вопрос является на данный момент актуальным, так как перспективное направление проектирования автобусных кузовов типа «монокок» мало изучено.

В работе [1] было показано, что трехслойная панель основания автобусного кузова типа «монокок» с удовлетворительной достоверностью может считаться находящейся в условиях так называемого цилиндрического изгиба [2] на пролете между боковинами. Указанная особенность позволяет для рассмотрения нагруженного состояния такой панели использовать условно плоскую расчетную схему, соответствующую сечению кузова плоскостью, расположенной перпендикулярно продольной оси автобуса (рис. 2). В таком случае взаимодей-

стве панели основания с боковиной в месте их соединения можно представить в виде совокупности из трех интегральных погонных силовых факторов: продольной силы N_z , поперечной силы Q_y и изгибающего момента M_x . Переходя от сечения кузова к расчетной схеме панели основания (рис. 2, нижняя часть), N_z и Q_y можно рассматривать как неизвестные реакции граничных связей, а изгибающий момент представить в виде доли k_p от максимального изгибающего момента M , действующего на панель. Это позволяет рассматривать нагруженное состояние панели основания изолированно от соседних конструктивных элементов. Величине k_p в [1] было дано название «коэффициент разгрузки», её значение зависит в основном от конструктивной схемы кузова, т.е. от предназначения автобуса (городской, туристический и т.п.) и класса автобуса по R-107 [3]. Ориентировочное значение данного коэффициента для автобуса II класса с четырьмя рядами сидений без багажных отделений под пассажирским отсеком составляет $\sim 0,1$ [1].

Влиянием продольной силы реакции боковины N_z на изгибную деформацию панели основания пренебрегаем в силу её малости.

На рис. 4 показаны два основных варианта нагруженного состояния панели основания:

a – в части пассажирского отсека, где установлены сиденья, в данном случае в четыре ряда;

б – в районе накопительной площадки у дверного проема. Для аэродромного автобуса вариант (*б*) соответствует всей площади пола пассажирского отсека.

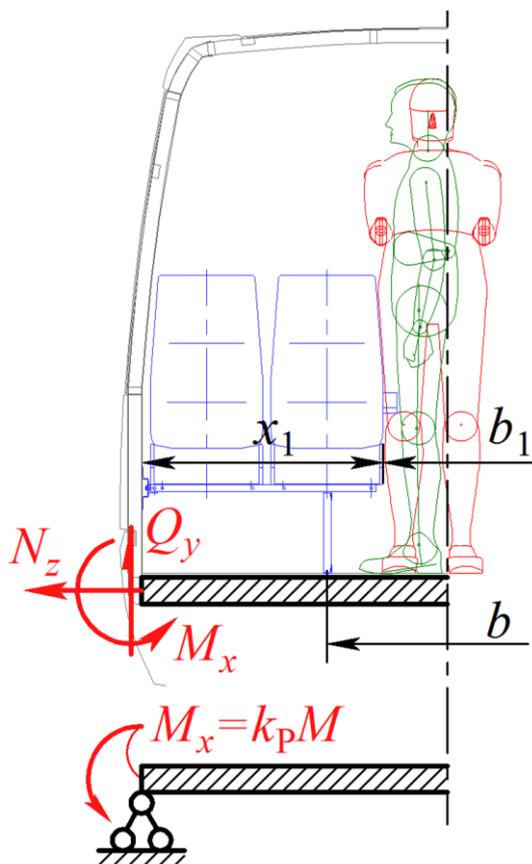


Рис. 2. Схематизация граничных условий для панели основания

На рис. 2 и рис. 4 использованы следующие обозначения (из нераскрытых ранее по тексту): Q – максимальное значение поперечной погонной силы; R – погонная поперечная реакция опоры; f – погонная нагрузка со стороны кронштейнов сидений; q – распределенная нагрузка от стоящих пассажиров; L – пролет между боковинами; b – расстояние между кронштейнами сидений; b_1 – наибольшая ширина прохода, на которой могут стоять пассажиры, обычно соответствует расстоянию между бортами сидений; x – расстояние от боковины до кронштейна сидений; x_1 – ширина блока сидений.

Пассажиры могут стоять лицом к борту или по направлению движения (рис. 2), или под некоторым углом к нему, распределять свой вес равномерно на обе ноги или большую часть веса на одну из ног. Такая хаотичность распределения реальных весовых усилий оправдывает их схематизацию в виде равномерно распределенной нагрузки. Определение ширины b_1 по бортам сидений также представляется достаточно правомерным, так как подлокотники некоторых сидений могут быть подняты или вовсе отсутствовать. С учетом перечисленных возможных положений стоящих пассажиров реальная ширина распределения весовой нагрузки также

представляется достаточно правомерным, так как подлокотники некоторых сидений могут быть подняты или вовсе отсутствовать. С учетом перечисленных возможных положений стоящих пассажиров реальная ширина распределения весовой нагрузки также

будет колебаться около величины b_1 , а её усредненное значение будет с достаточной для проектировочного расчета точностью соответствовать b_1 .

Величины нагрузок f и q можно определить, опираясь на предписания R-107 [3], в соответствии с которыми масса одного пассажира M_{Π} и площадь пола S_{Π} для стояния одного пассажира составляют 68 кг и 0,125 м² соответственно для автобусов классов I и A, 71 кг и 0,15 м² соответственно – для автобусов классов II, III и B. Тогда можно записать:

$$q = \frac{g \cdot M_{\Pi}}{S_{\Pi}} \cdot \frac{b_1}{b} \text{ – вариант (a), рис. 4, a; } \quad q = \frac{g \cdot M_{\Pi}}{S_{\Pi}} \text{ – вариант (б), рис. 4, б, } \quad (1)$$

где g – ускорение свободного падения.

В случае если кронштейн сиденья не смещен относительно его края на значительное расстояние (рис. 4, a), то зависимости для вариантов (a) и (б) совпадают. В случае если такое смещение имеет место (рис. 2), то для сохранения единой расчетной схемы варианта (a) реальная нагрузка условно распределяется на ширине b вместо b_1 , а её величина модифицируется для сохранения неизменной величины равнодействующей.

Описание усилий на панель пола от кронштейнов сидений в виде условно равномерно распределенного погонного усилия f представляется правомерным при наличии в конструкции панели сплошного продольного силового элемента для крепления сидений, который воспринимает и распределяет сосредоточенные усилия со стороны кронштейнов. Считаем, что весь вес сидящих пассажиров, включая ручную кладь, передается на несущую конструкцию кузова через основания сидений, т.е. усилия опирания ногами сидящих пассажиров в пол с позиций общего изгиба панели основания считаем незначительными, что упрощает расчетную схему и идет в увеличение запаса прочности. Однако при расчетах панели основания следует учитывать, что локальные нагрузки на её верхнюю обшивку распространяются также и на зону установки сидений.

Для вычисления величины f воспользуемся расчетной схемой, приведенной на рис. 3, на котором обозначено: R_c – реакция, приложенная к основанию сиденья со стороны боковины; G_{Π} – вес пассажира вместе с сиденьем и приходящейся на него долей основания сиденья. Для упрощения считаем, что вес основания блока сидений распределяется между пассажирами равномерно, и сами сиденья располагаются равномерно на расстоянии x_1 , тогда:

$$G_{\Pi} = g \cdot (M_{\Pi} + M_c + M_o / 2), \quad (2)$$

где M_c – масса сиденья;

M_o – масса основания блока из двух сидений.

Записываем уравнение равенства нулю моментов действующих сил относительно точки крепления основания сидений к боковине (относительно места приложения реакции R_c):

$$f \cdot x \cdot \text{Ш}_c = G_{\Pi} \cdot x_1 \cdot (1/4 + 3/4) \Rightarrow f = \frac{G_{\Pi}}{\text{Ш}_c} \cdot \frac{x_1}{x} = \frac{G_{\Pi}}{\text{Ш}_c} \cdot \frac{L - b_1}{L - b}, \quad (3)$$

где Ш_c – шаг установки сидений.

Из рис. 2 и рис. 4 можно определить, что $x = (L - b) / 2$; $x_1 = (L - b_1) / 2$.

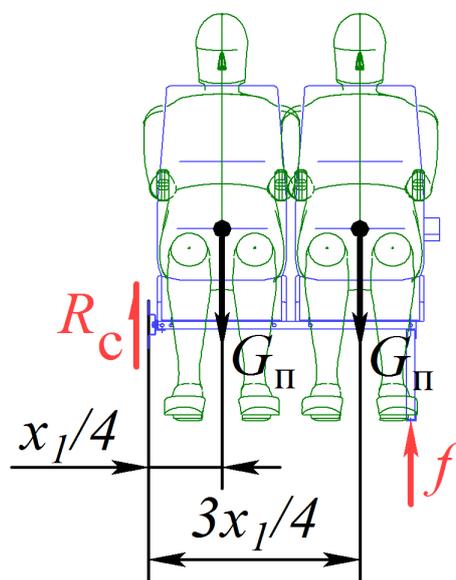


Рис. 3. К вычислению реакции f

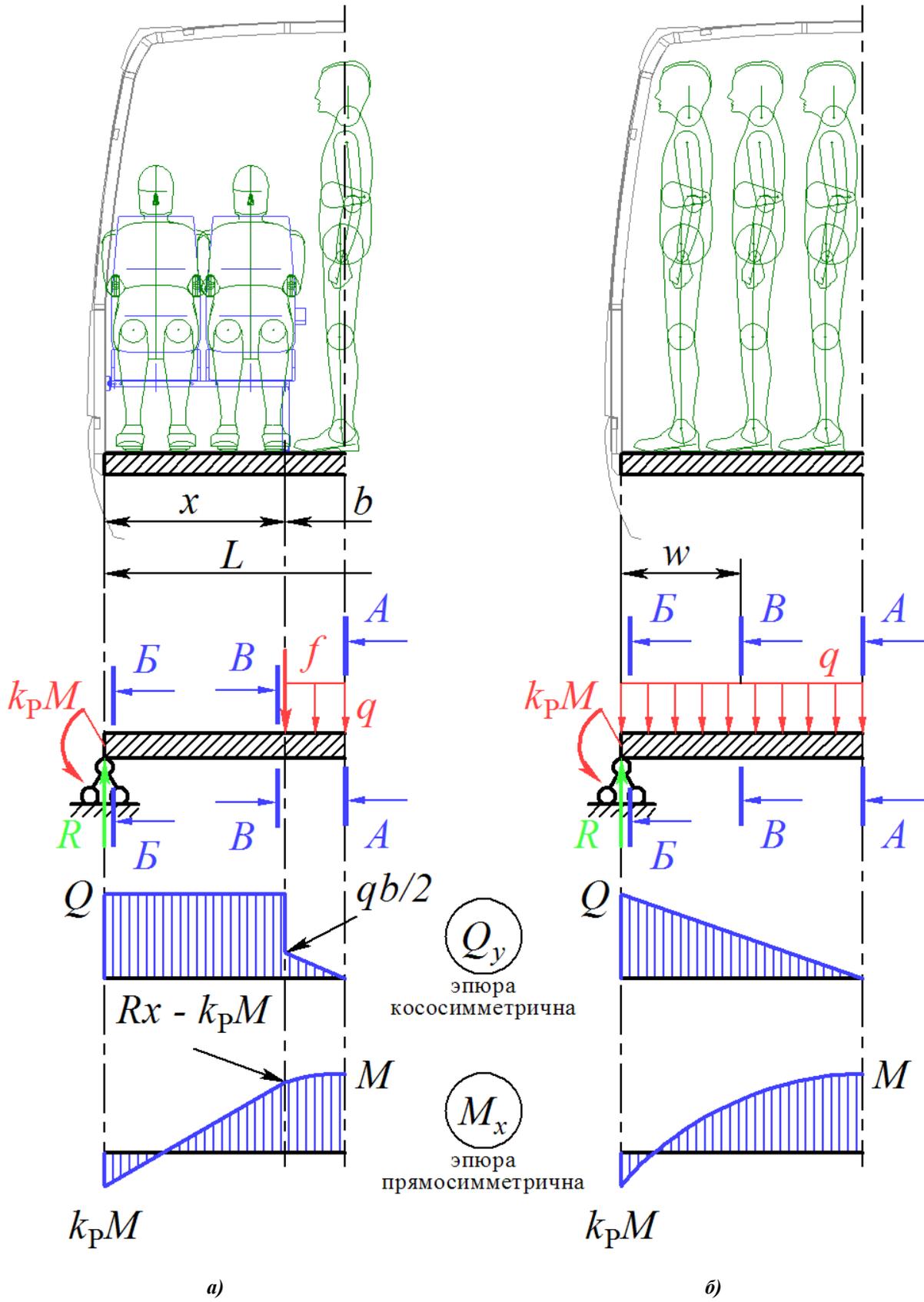


Рис. 4. Нагруженное состояние панели основания:

а – место установки сидений; б – накопительная площадка для пассажиров

Примерные величины нагрузок f и q для реальных автобусов разных классов рассчитаны в табл. 1 в предположении, что $x \approx x_1$. В табл. 1 для класса I вариант (а) подразумевает четырехрядную установку сидений; вариант (б) – двухрядную (по одному ряду сидений вдоль каждого борта). Для классов II и III рассматривается четырехрядная установка сидений.

Таблица 1

Примерные величины f и q

Класс автобуса	M_{Π}	S_{Π}	M_C	M_O	G_{Π}	Π_C	L	b	f	q
	кг	м ²	кг	кг	Н	мм	мм	мм	Н/м	кПа
I,а	68	0,125	5	4	736	720	2300	500	1022	5,34
I,б				3	365		1890	900	507	
II	71	0,150	12	6	844	740	2285	480	1141	4,64
III	71	0,150	13	6	853	750	2285	480	1137	4,64

Перейдем к определению силовых факторов, действующих на панель основания. Текущую координату z будем отсчитывать от левого края панели (рис. 4) по направлению к правому краю. С учетом симметричности рассматриваемых расчетных схем можно записать следующие выражения.

Расчетная схема рис. 4,а:

$$R = f + q \cdot b / 2 = Q, \tag{4}$$

$$Q_y = R = f + q \cdot b / 2, 0 \leq z < x, \tag{5}$$

$$Q_y = -R, (L - x) < z \leq L, \tag{6}$$

$$Q_y = R - f - q \cdot z_1 = q \cdot (b / 2 - z_1), z_1 = z - x, 0 < z_1 < b, x < z < (L - x), \tag{7}$$

$$M = (R \cdot L / 2 - f \cdot b / 2 - q \cdot b^2 / 8) / (1 + k_p) = (f \cdot x + q \cdot L \cdot b / 4 - q \cdot b^2 / 8) \cdot k_M, \tag{8}$$

где $k_M = 1 / (1 + k_p)$ [1], $(1 - k_M \cdot k_p) = k_M$,

$$M_x = R \cdot z - k_p \cdot M = (f + q \cdot b / 2) \cdot z - (f \cdot x + q \cdot L \cdot b / 4 - q \cdot b^2 / 8) \cdot k_M \cdot k_p, 0 \leq z < x, \tag{9}$$

$$M_x = R \cdot z_2 - k_p \cdot M, z_2 = L - z, 0 \leq z_2 < x, \tag{10}$$

$$\begin{aligned} M_x &= R \cdot x + (R - f) \cdot z_1 - q \cdot z_1^2 / 2 - k_p \cdot M = \\ &= f \cdot x \cdot k_M + q \cdot b \cdot (x \cdot k_M - b / 4 \cdot k_M \cdot k_p) / 2 + q \cdot b \cdot z_1 / 2 - q \cdot z_1^2 / 2, \\ z_1 &= z - x, 0 < z_1 < b, x < z < (L - x). \end{aligned} \tag{11}$$

Расчетная схема рис. 4,б:

$$R = q \cdot L / 2 = Q. \tag{12}$$

$$Q_y = R - q \cdot z = q \cdot (L / 2 - z), 0 \leq z \leq L. \tag{13}$$

$$M = k_M \cdot q \cdot L^2 / 8. \tag{14}$$

$$M_x = R \cdot z - q \cdot z^2 / 2 - k_p \cdot M = q \cdot (L \cdot z - z^2) / 2 - k_p \cdot k_M \cdot q \cdot L^2 / 8, 0 \leq z \leq L. \tag{15}$$

Рассмотренные варианты расчетных схем будут иметь по три расчетных (наиболее опасных с точки зрения прочности) сечения (рис. 4): в сечении А-А действует наибольший погонный изгибающий момент; в сечениях Б-Б и В-В – погонное поперечное усилие совместно с изгибающим моментом. Для расчетной схемы (рис. 4, а) положение сечения В-В определено, соответствует расстоянию x от края панели. Для расчетной схемы (рис. 4, б) се-

чение В-В не всегда является опасным, его положение характеризуется размером w , определение которого остается за рамками данной статьи.

Библиографический список

1. **Воронков, О.В.** Совершенствование весовых, жесткостных и прочностных показателей автобусных кузовов путем использования свойств конструкций типа «монокок» : дисс. ... канд. техн. наук / Воронков О.В. – Н. Новгород, 2014.
2. **Тимошенко, С.П.** Пластинки и оболочки / С.П. Тимошенко. – М.: Гостехиздат, 1959. – 625 с.
3. **Правила №107.** Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств категорий М2 и М3 в отношении их общей конструкции. Пересмотр 1. Добавление 106 / ЕЭК ООН – Женева, 2004.

*Дата поступления
в редакцию 15.02. 2016*

O.V. Voronkov, V.I. Peskov

SCHEMATIZATION OF BUS FLOOR SANDWICH-PANEL LOADED CONDITION

Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alexeev

Analytical models for loaded conditions of floor sandwich-panel of future-oriented bus with monocoque body are proposed in the article. Justification of used simplifications is provided, values of significant loads are calculated and formulas for evaluation of internal forces in the sandwich-panel are listed. The proposed theoretical statements are developed in scope of engineering method for development and strength estimate of monocoque bus bodies.

Key words: bus, monocoque body, sandwich-panel, loaded condition, strength.