

УДК 629.3

Ю.И. Молев<sup>1</sup>, М.Г. Черевастов<sup>2</sup>**ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ УСТАНОВКИ ГАЗОБАЛЛОННОГО  
ОБОРУДОВАНИЯ НА УПРАВЛЯЕМОСТЬ АВТОБУСА ПАЗ 32054***Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева<sup>1</sup>  
Нижегородский государственный педагогический университет им. К. Минина<sup>2</sup>*

В работе представлены результаты теоретического исследования влияния установки газобаллонного оборудования на управляемость ПАЗ 32054. Исследования проведены на основе плоской одномассовой расчетной модели автобуса в режимах равномерного кругового движения и быстром единичном повороте рулевого колеса. Произведен расчет статических вертикальных нагрузок на оси транспортного средства в широком диапазоне равномерного нагружения автобуса пассажирами и определены значения параметров, описывающих его расчетную модель. Проведена количественная оценка управляемости городского автобуса и определены дальнейшие направления исследований для уточнения расчетных значений.

**Ключевые слова:** управляемость автобуса, статическая поворачиваемость автобуса, переоборудование транспортного средства, газобаллонное оборудование.

Наблюдая движущиеся по улицам Нижнего Новгорода в плотном транспортном потоке городские автобусы, можно невооруженным взглядом увидеть на большинстве из них элементы газобаллонного оборудования. На протяжении последних лет данное переоборудование автобусов, используемых в качестве общественного транспорта, приобрело массовый характер. Анализ данных Государственной инспекции безопасности дорожного движения МВД России показал, что в 2015 году на территории Нижегородской области 20% от всех переоборудованных за год транспортных средств, составили автобусы категории М3 (по ГОСТ Р 52051-2003) с установленным в процессе переоборудования газобаллонным оборудованием, выпущенные Павловским автомобильным заводом (модели ПАЗ 32053, ПАЗ 32054 и ПАЗ 320302-08).

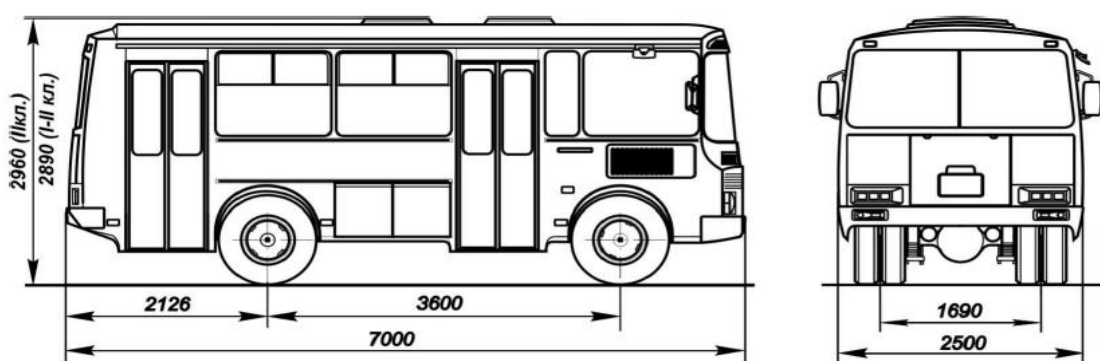
Анализ работ, касающихся изменений конструкции автомобиля в самом широком смысле, выявляет их ориентированность на применение газобаллонного оборудования в интересах перехода на альтернативные более дешевые виды топлива, вследствие повышения цены на продукты нефтяного производства. Данное изменение не рассматривалось авторами публикаций с позиций эксплуатационных свойств колесных машин, поскольку при переходе на другой вид топлива происходит потеря мощности двигателя и увеличение снаряженной массы [1]. Целью данной работы является теоретическая оценка влияния установки газобаллонного оборудования на управляемость городского автобуса.

В рамках данной работы под управляемостью мы будем понимать способность автобуса двигаться в направлении, задаваемом водителем [2]. Для достижения поставленной цели необходимо сформулировать и решить ряд задач. Прежде всего, необходимо определиться с моделью автобуса. Для этого воспользуемся информацией о наиболее часто используемой модели в 2015 году в нашем регионе для установки газобаллонного оборудования. Базовые модели ПАЗ 32053, ПАЗ 32054 и ПАЗ 320302-08 применялись в 29,6%, 37,6% и 32,8% случаев соответственно. В связи с этим для проведения теоретического исследования выбираем модель автобуса ПАЗ 32054 как наиболее востребованную. На основании данных завода – изготовителя [3] выделим отдельно основные технические характеристики базовой модели автобуса и сведем их в таблицу.

**Таблица 1**  
**Общие технические характеристики автобуса ПАЗ 32054**

Максимальная пассажировместимость	43 человека
Колесная база	3,6 метра
Угловое передаточное число рулевого управления	23,55
Шины	Камерные, 8,25R20
Полная масса/Снаряженная масса	7735 кг/4680 кг
Распределение снаряженной массы (передняя ось/задний мост)	2240 кг/2440 кг
Распределение полной массы (передняя ось/задний мост)	2845 кг/ 4890 кг

На рис.1 схематически изображен автобус выбранной модели и на нем отмечены основные геометрические конструктивные размеры машины.



**Рис. 1. Схематический внешний вид ПАЗ 32054**

На следующем этапе производится выбор расчетной модели автобуса для исследования его управляемости. В дальнейших расчетах нами применена плоская одномассовая модель, широко используемая различными исследователями. Данный выбор обусловлен простотой решения и анализа, в следствии возможности использования простых и хорошо изученных дифференциальных уравнений второго порядка. При этом расчетная модель описывается следующими конструктивными параметрами автобуса, такими как, масса автобуса –  $M$  [кг], момент инерции автобуса –  $J$  [кг·м<sup>2</sup>] относительно вертикальной оси, проходящей через его центр тяжести, величина колесной базы автобуса –  $L$  [м], расстояние (по горизонтали) от центра тяжести до передней оси автобуса –  $a$  [м]; расстояние (по горизонтали) от центра тяжести до задней оси автобуса –  $b$  [м], коэффициенты сопротивления боковому уводу шин –  $K_y$  [Н/рад]. Академиком АН СССР Е.А. Чудаковым [4] получено уравнение, характеризующее движение заднеприводного двухосного автомобиля по жесткой горизонтальной поверхности, колеса которого обладают значительной боковой эластичностью. Уравнение имеет вид:

$$\frac{d^2\omega}{dt^2} + B \frac{d\omega}{dt} + C\omega + D = 0 \quad (1)$$

Входящие в это уравнение коэффициенты  $B, C$  и  $D$  определяются из следующих выражений:

$$B = \frac{1}{v} \cdot \frac{dv}{dt} + \left( \frac{a^2}{\zeta_1} + \frac{b^2}{\zeta_2} \right) \cdot \frac{1}{Jv} + \left( \frac{1}{\zeta_1} + \frac{1}{\zeta_2} \right) \cdot \frac{1}{Mv} \quad (2)$$

$$C = \frac{L^2}{\zeta_1 \zeta_2 M J v^2} - \left( \frac{a}{\zeta_1} - \frac{b}{\zeta_2} \right) \cdot \frac{1}{J} \quad (3)$$

$$D = \frac{a}{\zeta_1 J} \cdot \frac{d\alpha}{dt} - \frac{1}{\zeta_1 J v} \cdot \left( a \frac{dv}{dt} + \frac{L}{\zeta_2 M} \right) \alpha \quad (4)$$

где  $v$  – скорость движения автомобиля в направлении его продольной оси [м/с],  $\alpha$  – угол поворота управляемых колес [рад],  $\omega$  – угловая скорость вращения автомобиля [1/с],  $\zeta_1$ ,  $\zeta_2$  – коэффициенты бокового увода передней и задней осей автомобиля [рад/Н].

При выводе уравнения (1) академиком Е.А. Чудаковым сделаны следующие допущения, а именно, отсутствует влияние бокового ветра, управляемые колеса поворачиваются на некоторый угол  $\alpha$ , приближенно одинаковый для обоих колес, углы бокового увода задних колес равны между собой и равны углу бокового увода задней оси  $\delta_2$  [рад], аналогично этому приняты равными между собой и углу бокового увода передней оси  $\delta_1$  [рад] углы бокового увода передних колес. Полагается, что зависимости между углами бокового увода осей и соответствующими суммарными боковыми реакциями (суммарная боковая реакция  $Y$  [Н] равна сумме боковых реакций действующих на оба колеса оси автомобиля) линейные. Также учитывается, что величины углов бокового увода задней и передней осей, угла поворота управляемых колес невелики (до 0,26 рад). Распределение суммарной окружной силы по колесам задней ведущей оси принимается равномерным. Коэффициент сопротивления боковому уводу шин является постоянной величиной и сохраняется до того момента пока ни одно из колес не получило бокового скольжения. Угол развала колес не рассматривается.

Вместе с достоинствами плоской одномассовой модели, необходимо и отметить ее недостатки [5]. Используя такую расчетную модель нельзя теоретически исследовать влияние на управляемость автомобиля конструкции подвески (крен поддрессоренной массы автомобиля), типа дифференциала и характеристик рулевой трапеции. Впоследствии, в следующих публикациях, нами будет произведено уточнение расчетных значений на основе применения двухмассовой пространственной модели и сделана оценка адекватности моделей по отношению к экспериментальным значениям.

Далее, следующей задачей будет являться определение неизвестных пока значений величин входящих в выражения (2) – (4). Определим величину момента инерции автобуса  $J$  относительно вертикальной оси, проходящей через его центр тяжести. Для этого мы воспользуемся известным выражением из классической механики, предполагая, что автобус рассматривается, как твердая однородная плита массой  $M$ . Имеем:

$$J = \frac{M}{12} (D^2 + Q^2) \quad (5)$$

где  $D$  и  $Q$  длина и ширина автобуса соответственно 7 м и 2,5 м (рис. 1).

Поскольку в действительности городской автобус – это не однородная плита, то реальное значение  $J$  будет отличаться от величины, посчитанной по выражению (5). Исходя из этого, в дальнейшем будет произведено уточнение величины  $J$  в том числе и по экспериментальным данным. Затем определим положение центра тяжести автобуса, т.е. значения величин  $a$  и  $b$ . Для этого воспользуемся выражениями, рассмотренными в работе [19]:

$$a = \frac{G_2}{G_a} \cdot L \quad (6)$$

$$b = \frac{G_1}{G_a} \cdot L \quad (7)$$

где  $G_1$ ,  $G_2$  и  $G_a$  [Н] – вес, приходящийся на переднюю, заднюю ось автобуса и полный вес автобуса соответственно.

Еще неизвестными для нас являются коэффициенты бокового увода передней и задней осей. Для их нахождения необходимо знать величины коэффициентов сопротивления боковому уводу шин. Условимся, что для нашего исследования на всех колесах автобуса установлены одинаковые пневматические шины 8,25R20 модели У-2, рекомендованные Пав-

ловским автомобильным заводом. Исходя из этого и с учетом требований национального стандарта Российской Федерации [6], мы имеем следующие необходимые для нас геометрические размеры шины, а именно: 8,25 – номинальная ширина профиля шины в дюймах (0,21 м) и 20 – номинальный посадочный диаметр обода в дюймах (0,508 м).  $R$  означает, что шина радиальная. Так как данных о величине коэффициента сопротивлению боковому уводу шины модели У-2 в различных литературных источниках не приводится, то для его расчета мы воспользуемся эмпирической формулой для радиальных шин, указанной в работе [7]:

$$K_y = 780 \cdot B_k \cdot (d + 2B_k) \cdot (p_{ш} + 98) \quad (8)$$

где  $B_k$  – ширина профиля шины в метрах,  $d$  – посадочный диаметр обода в метрах и  $p_{ш}$  – давление в шине в кПа (490 кПа для модели У-2).

Рассчитаем величину  $K_y$  по формуле (8) используя указанные данные:

$$K_y = 780 \cdot 0,21 \cdot (0,508 + 2 \cdot 0,21) \cdot (490 + 98) = 89379,8 \left[ \frac{H}{рад} \right]$$

Полученное значение коэффициента сопротивления боковому уводу  $K_y$  для шины модели У-2, находится в интервале значений данного коэффициента для пневматических шин грузовых автомобилей и автобусов, полученных экспериментальным путем, который составляет 30...100 [кН/рад] (по данным, указанным в работе [8]) или 60...120 [кН/рад] (по данным, указанным в работе [9]) и может быть принято для дальнейших расчетов. Однако, необходимо сказать, что  $K_y$  в действительности зависит от многих факторов [10], влиянием которых мы пренебрегаем в данной работе, но его значение в дальнейшем будет уточняться при воздействии различных условий.

Зная величину коэффициента сопротивления боковому уводу для одной шины можно определить значения соответствующих коэффициентов для осей:

$$K_{ocu} = \sum_{i=1}^n K_{yi} \quad (9)$$

где  $n$  – количество колес, снабженных пневматическими шинами, на оси. Для передней оси ПАЗ 32054  $n=2$ , соответственно для задней  $n=4$ ,  $K_{yi}$  – коэффициент сопротивления боковому уводу  $i$ -го колеса на оси. Выражение (9) вытекает из допущений, сделанных при выводе уравнения (1). Следовательно, имеем для передней оси  $K_1 = 2 \cdot K_y = 178,7 [кН/рад]$ , для задней оси  $K_2 = 4 \cdot K_y = 357,5 [кН/рад]$ .

Теперь, получив величины коэффициента сопротивления боковому уводу для передней и задней осей автобуса, определяем необходимые для нас коэффициенты бокового увода осей:

$$\zeta_{ocu} = \frac{1}{K_{ocu}} \quad (10)$$

Подставляя в выражение (10) значения  $K_1$  и  $K_2$  окончательно имеем:

$$\zeta_1 = 5,6 \cdot 10^{-6} [рад/Н], \quad \zeta_2 = 2,8 \cdot 10^{-6} [рад/Н].$$

В результате решения промежуточной задачи мы получили необходимые нам значения величин, входящих в выражения (2) – (4) и остались, не установлены лишь только законы изменения параметров  $\nu$  и  $\alpha$ , что будет сделано позже. Далее необходимо определиться какие параметры автобуса претерпевают изменения при данном переоборудовании, и в каких пределах, а какие остаются неизменными.

Прежде чем перейти к непосредственной оценке управляемости автобуса, считаем необходимым описать происходящие изменения значений различных параметров, описывающих выбранную нами расчетную модель. При установке газобаллонного оборудования на ПАЗ 32054 мы наблюдаем увеличение снаряженной массы автобуса с 4680 кг до 5030 кг (+7,5%), причем теперь масса переоборудованного транспортного средства изменяется в

пределах от 5030 кг до 7735 кг (для штатного режима), при этом максимальная пассажироместимость документально остается прежней. Изменение массы автобуса приводит неизбежно к изменению величин  $aib$ , характеризующих положение центра тяжести и изменению величины момента инерции  $J$ . Габаритные размеры городского автобуса и его колесная база при таком внесении изменений в конструкцию транспортного средства не меняются, также остается без изменения, при соблюдении отмеченного выше допущения, величина  $K_y$ , следовательно и  $\zeta_1$  и  $\zeta_2$ . Как было уже отмечено выше, при переводе питания автомобиля на газ происходит изменение величины мощности двигателя, но в данной работе это изменение нами не учитывается. Теперь описав изменения и зная выражения для определения необходимых параметров расчетной модели, переходим к решению задач, касающихся оценки управляемости городского автобуса.

Управляемость автомобиля обычно начинают оценивать при его испытаниях в режиме установившегося поворота – равномерного кругового движения [11] или как его еще называют круговым [12] или стационарным [13], т.е. движение транспортного средства происходит с постоянной скоростью на повороте постоянного радиуса. Определяющим параметром, задающим режим движения автобуса, является его скорость, радиус поворота или угол поворота управляемых колес (угол поворота рулевого колеса –  $\theta$  [рад]). Следует отметить, что выбранная нами плоская одномассовая модель автобуса, не учитывает рулевого управления, в следствии чего нами в данную модель оно будет дополнено и характеризоваться параметром ( $u_p$ ) – угловое передаточное число рулевого управления, при чем условимся, что при постоянном угле поворота рулевого колеса угол поворота управляемых колес остается постоянным, т.е. имеем абсолютно жесткий механизм рулевого управления. Данное дополнение только уточняет выбранную расчетную модель автобуса и может быть принято для дальнейшей работы. Итак, из изложенного выше, необходимо обозначить следующее:

$$u_p = \frac{\theta}{\alpha} = 23,55 \quad (15)$$

В режиме установившегося поворота автобус движется по круговой траектории с постоянным углом поворота рулевого колеса. Качение автомобильных колес осуществляется с боковым уводом. Имеющиеся при таком круговом движении величины  $\omega$  и  $\alpha$  будем называть равновесными [12] и обозначать  $\omega_p$  и  $\alpha_p$ . Для равномерного кругового движения характерны следующие выражения:

$$\omega_p = \frac{Lv\alpha_p}{L^2 - Mv^2(a\zeta_2 - b\zeta_1)} \quad (16)$$

Зависимость (16) является решением уравнения (1) для режима кругового движения. Следует отметить, что величина установившейся (равновесной) угловой скорости автобуса не зависит от его момента инерции  $J$ ;

$$Y_{1p} = Mv\omega_p \cdot \frac{b}{L} \quad (17)$$

$$Y_{2p} = Mv\omega_p \cdot \frac{a}{L} \quad (18)$$

где  $Y_{1p}, Y_{2p}$  – суммарные боковые реакции, действующие на переднюю и заднюю оси, данные выражения определены в работе [17], и также не зависят от  $J$ ;

$$R_p = \frac{v}{\omega_p} \quad (19)$$

где  $R_p$  – радиус поворота автобуса при круговом движении, равный расстоянию от центра поворота до продольной оси автобуса;

$$\delta_1 = \zeta_1 \cdot Y_{1p} \quad (20)$$

$$\delta_2 = \zeta_2 \cdot Y_{2p} \quad (21)$$

Рассматривая равномерное круговое движение необходимо отметить, что для придания автобусу хорошей управляемости конструкторы пользуются общим положением о том, что автомобиль должен обладать недостаточной поворачиваемостью [14]. Определим тип поворачиваемости нашего городского автобуса, исследуя распределение его веса по осям, для нахождения коэффициента поворачиваемости [15].

$$\eta_n = \frac{G_2 \cdot K_1}{G_1 \cdot K_2} \quad (22)$$

Принимая во внимание, что  $K_2 = 2 \cdot K_1$ , имеем:

$$\eta_n = \frac{G_2}{2 \cdot G_1} \quad (23)$$

где  $\eta_n$  – коэффициент поворачиваемости, причем у автобуса с недостаточной поворачиваемостью  $\eta_n < 1$ , а с избыточной больше единицы.

Найдем величины статических вертикальных нагрузок на переднюю и заднюю оси автобуса при его равномерном нагружении пассажирами. Очевидно, что следует рассмотреть диапазон от снаряженной массы автобуса до переоборудования (4680 кг) до разрешенной максимальной массы (7735 кг). Однако, принимая во внимание тот факт, что значительная перегрузка автобусов, приводящая к нарушению нормальной управляемости, является причиной большого числа дорожно-транспортных происшествий, сопровождающихся тяжелыми последствиями [16], верхний предел указанного диапазона необходимо увеличить до значения 8500 кг. Данное увеличение так же оправдано и тем, что в часы «пик» городские автобусы общественного транспорта явно перевозят большее количество пассажиров, чем это предписано пассажироместимостью на 10-15 человек. Итак, исходя из равномерного распределения пассажиров по салону, будем считать, что центр тяжести нагрузки будет располагаться в центре салона на расстоянии полу суммы величин длин колесной базы и заднего свеса равном 2,863 м (по горизонтали) от передней оси (рис. 1). Масса пассажира принимается равной 71 кг [17].

Далее, перепишем выражение (6) в виде:

$$G_2 = G_a \cdot \frac{a}{L} \quad (24)$$

и используя правило сложения двух одинаково направленных параллельных сил [18], запишем:

$$\frac{G_{ao}}{G_{zp}} = \frac{x_2}{x_1} \quad (25)$$

где  $G_{ao}$  – вес автобуса в снаряженном состоянии [Н],  $G_{zp}$  – вес пассажиров [Н], очевидно, что  $G_a = G_{ao} + G_{zp}$ ;

$x_1$  и  $x_2$  – расстояния (по горизонтали) от  $G_{ao}$  до  $G_a$  и от  $G_{zp}$  до  $G_a$  соответственно, при этом  $x = x_1 + x_2$ .

Решая совместно выражения (24) и (25), получим:

$$G_2(G_{zp}) = \frac{G_{ao} + G_{zp}}{L} \cdot \left( a_o + x \cdot \left( 1 - \frac{1}{1 + \frac{G_{zp}}{G_{ao}}} \right) \right) \quad (26)$$

где  $a_o$  – значение  $a$  при снаряженной массе автобуса равное 1,87 метру, полученное из выражения (6) с учетом технических характеристик ПАЗ 32054, а расстояние  $x$  равно раз-

нице между положением центра тяжести нагрузки (по горизонтали) и величиной  $a_o$ , и равное 0,993 метра.

Для определения статической вертикальной нагрузки на переднюю ось вспомним, что сумма статических вертикальных нагрузок передней и задней осей равна весу автобуса, следовательно, имеем:

$$G_1(G_{zp}) = G_a(G_{zp}) - G_2(G_{zp}) \quad (27)$$

Построим графики зависимостей значений осевых нагрузок и коэффициента поворачиваемости для базовой модели ПАЗ 32054, используя выражения (23), (26) и (27), применяя следующие величины:  $G_{ao} = 45911 \text{ Н}$ ,  $a_o = 1,87 \text{ метра}$ ,  $x = 0,993 \text{ метра}$ .

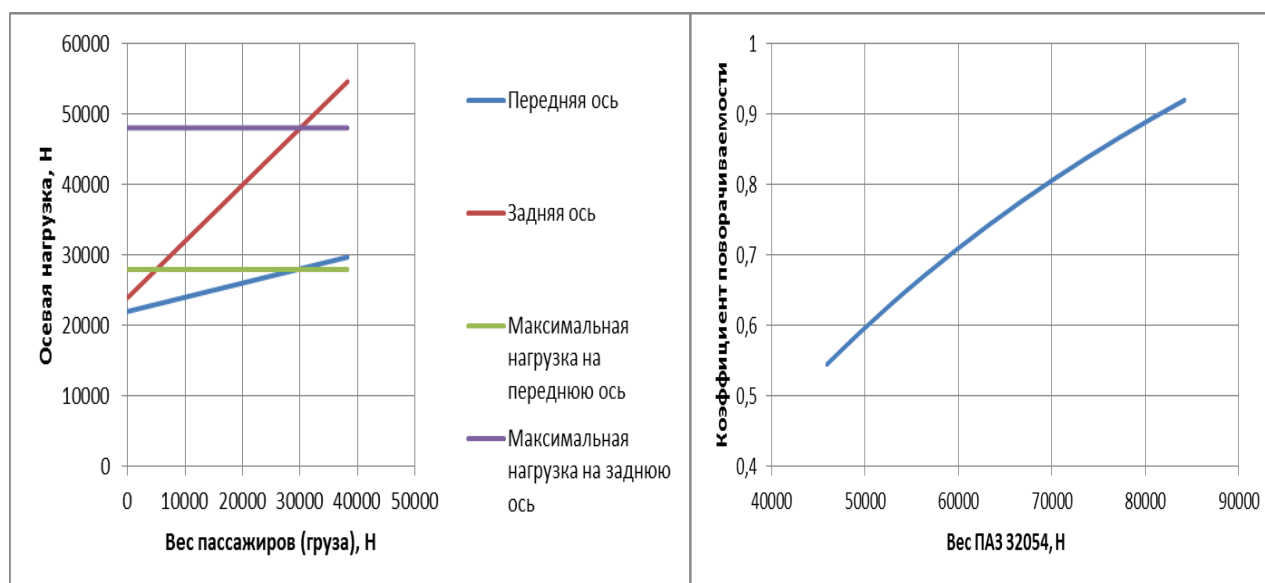


Рис. 2. Распределение статических вертикальных нагрузок по осям базовой модели

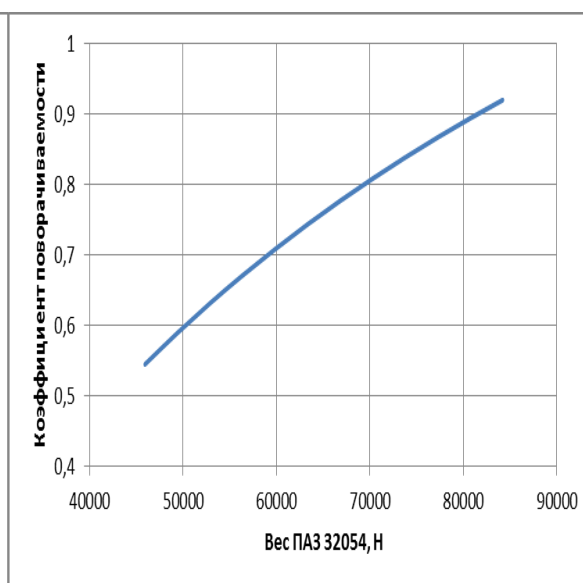


Рис. 3. Зависимость коэффициента поворачиваемости от веса базовой модели

Анализируя графики, изображенные на рис. 2 и 3 можно отметить следующее, исследуемый автобус в базовом исполнении обладает недостаточной поворачиваемостью в пределах максимально разрешенной массы, т.е. до величины 7735 кг (соответствующий вес 75880,35 Н). При дальнейшем увеличении массы базовой модели автобуса до величины 8500 кг (вес 83385 Н) также сохраняется его недостаточная поворачиваемость, т.е. общее положение о типе поворачиваемости оговоренное выше выполняется. При равномерном нагружении базового транспортного средства пассажирами, превышение максимально допустимых нагрузок на осях происходит практически одновременно при массе пассажиров 3090 кг (что соответствует 43,5 человек), размещенных в салоне автобуса. В этом случае, получаемая полная масса автобуса незначительно отличается от его разрешенной максимальной массы. Разница значений при этом составляет менее 35 кг (7769 кг и 7735 кг, + 0,5%).

Зная распределение осевых нагрузок для базовой модели ПАЗ 32054, по аналогии рассчитаем их распределение после переоборудования автобуса, используя при этом диапазон от новой снаряженной массы 5030 кг (вес 49344,3 Н) до 8850 кг (вес 86818,5 Н). Увеличение верхнего предела связано с сохранением величины пассажироместности после внесения изменений в конструкцию автобуса. Так как основное газобаллонное оборудование устанавливается в задней части машины, то условимся, что центр тяжести оборудования находится в задней части пассажирского салона на расстоянии суммы длины колесной базы и половины длины заднего свеса равном 4,663 метра от передней оси. Тогда новая величина  $a_o$  равна 2,07 метра.

Ниже приведены графики зависимостей значений осевых нагрузок от заполняемости пассажирами, а также зависимости коэффициента поворачиваемости от веса переоборудованного автобуса, применяя следующие величины:

$$G_{ao} = 49344 \text{ Н}, a_o = 2,07 \text{ метра}, x = 0,793 \text{ метра}.$$

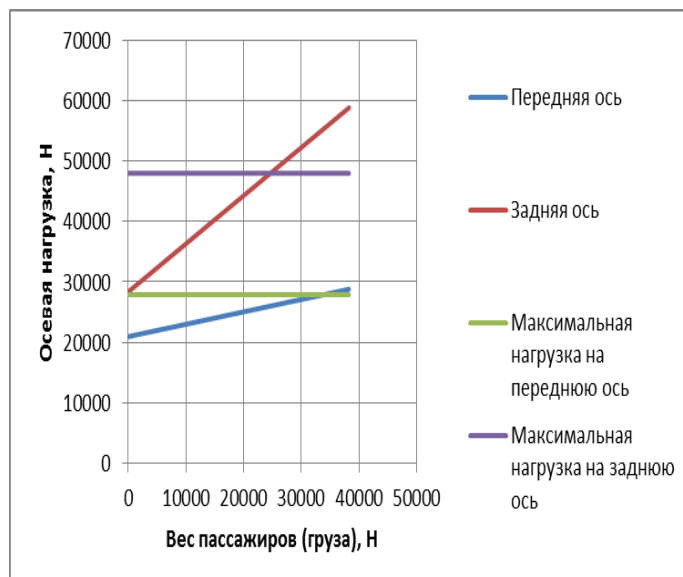


Рис. 4. Распределение статических вертикальных нагрузок по осям переоборудованной модели

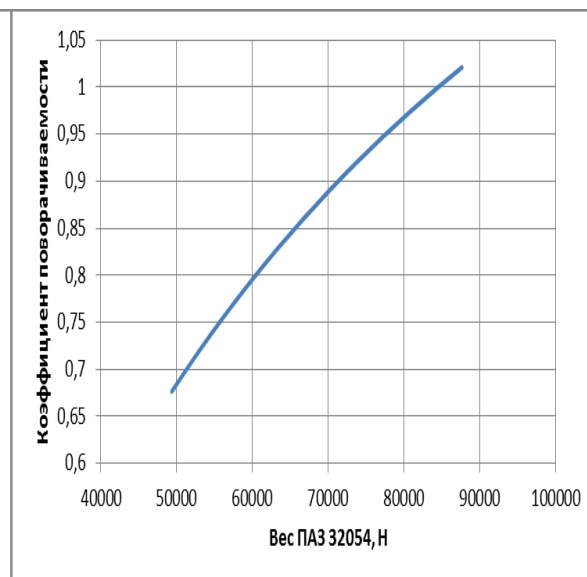


Рис. 5. Зависимость коэффициента поворачиваемости от веса переоборудованной модели

Рассматривая графики, изображенные на рис. 4 и 5 можно выделить следующее. Во первых, исследуемый переоборудованный автобус обладает недостаточной поворачиваемостью в пределах максимально разрешенной массы, т.е. до величины 7735 кг. При дальнейшем увеличении массы автобуса до величины 8850 кг происходит переход от недостаточной к избыточной поворачиваемости, соответствующий превышению пассажироместности всего на 9 человек, что вполне реально в часы «пик». Таким образом, общее положение конструкторов «о недостаточной поворачиваемости» автобуса не соблюдается при его перегрузке. Во-вторых, при равномерном нагружении переоборудованной модели, превышение максимально допустимой нагрузки на задней осинаступает значительно раньше (масса пассажиров составляет 2512 кг или 35,4 человек), чем на передней (масса пассажиров составляет 3455 кг или 48,7 человек), что соответствует полным массам автобуса 7542 кг и 8485 кг, т.е. превышение допустимой нагрузки на заднюю ось наступает раньше, чем превышает разрешенная максимальная масса автобуса. В дальнейшем нами будут уточнены величины статических вертикальных нагрузок на оси по результатам экспериментальных данных.

Для дальнейшего удобства сведем в единую таблицу информацию о положении центра тяжести автобуса на границах исследуемого диапазона масс.

**Таблица 2**  
*Положение центра тяжести автобуса при различных случаях его загрузки*

	Базовая модель		Переоборудованная модель	
	$a$ (м)	$b$ (м)	$a$ (м)	$b$ (м)
Снаряженная масса	1,87	1,73	2,07	1,53
Максимально разрешенная масса, 7735 кг	2,27	1,33	2,35	1,25
Полная масса с учетом перегрузки	2,32	1,28	2,41	1,19



На следующем этапе рассмотрим количественные критерии управляемости автобуса [11] для режима кругового движения:

а) характеристика поворачиваемости – разность углов увода передней и задней осей ( $\Delta\delta = \delta_1 - \delta_2$ ) или статическая поворачиваемость. В нормативном документе [19] имеет обозначение –  $\Delta\delta_{ст}$ , характеризуется графиком зависимости  $\Delta\delta_{ст} = f(w_y)$ ;

б) запас недостаточной поворачиваемости (в некоторых литературных источниках [11, 19, 20] этот термин носит другое название, а именно, запас статической устойчивости) обозначаемый символом  $z$  и характеризующийся графиком зависимости  $z = f(w_y)$ ;

в) статическая чувствительность к управляющему воздействию  $\mu_{ст}$  и ее изменение в зависимости от бокового ускорения  $w_y$ .

Сначала рассмотрим статическую поворачиваемость автобуса для базовой и переоборудованной модели в зависимости от действия центробежной силы, при круговом движении. Значение  $R_p$  определено 25 метров [19].

Для этого определим зависимость  $\Delta\delta_{ст} = f(w_y)$  используя известные выражения (9), (10) и (16)-(21). Получим:

$$\Delta\delta_{ст} = \delta_1 - \delta_2 = \frac{M}{2LK_y} \left( b - \frac{a}{2} \right) \cdot w_y \quad (28)$$

Определим диапазон изменения  $w_y$ . Очевидно, что нижняя граница равна  $0 \text{ м/с}^2$ , верхняя же определяется из условия заноса осей, опрокидывания автобуса или неписываемости в поворот, в зависимости от того, что наступает раньше [19]. Рассмотрим в данной работе только условие заноса, который обычно обуславливается началом бокового скольжения его задней оси [4], следовательно, необходимо рассчитать условие превышения значения  $Y_{2p}$  величины силы сцепления задних колес с опорной поверхностью (сухой асфальт), когда наступает полное боковое скольжение задней оси. Допуская для нашего исследования, что значения коэффициентов сцепления между опорной поверхностью и автомобильным колесом в продольном и поперечном направлениях равны между собой [12] ( $\varphi_x = \varphi_y = \varphi$ ) и равны величине 0,8 [4, 21], определим выражение предельного бокового ускорения по условию заноса с учетом выражения (18):

$$\frac{v^2}{R_p} = w_y = \frac{\varphi G_2 L}{Ma} \quad (29)$$

После подстановки значений, получим величины ускорений примерно равные между собой и величине  $7,9 \text{ м/с}^2$  для разрешенной максимальной и снаряженной масс, а также полной массы с учетом перегрузки для базовой модели. Следовательно, получаем диапазон изменения величин бокового ускорения автобуса  $0 \dots 7,9 \text{ м/с}^2$ . Другие условия ограничения верхней границы диапазона будут уточнены в дальнейших работах при моделировании испытаний на управляемость типа «Вход в круг» [19].

Аналогично, рассчитываем для переоборудованной модели и имеем  $7,85 \text{ м/с}^2$ , при этом диапазон значений составил  $0 \dots 7,85 \text{ м/с}^2$ .

Строим графики по известной зависимости (28) для базовой и переоборудованной модели автобуса при разрешенной максимальной массе и снаряженной массе.

Обращая внимание на графики, изображенные на рис. 6 и 7 видим, что  $\Delta\delta_{ст}$  во всех случаях имеет положительную величину и монотонно увеличивается с увеличением бокового ускорения, что свидетельствует о хорошей поворачиваемости для автомобиля общего назначения [19]. Разница углов увода осей для базовой и переоборудованной модели городского автобуса для случая максимального бокового ускорения составила  $0,018 \text{ рад}$  ( $1,05^\circ$ ) и  $0,007 \text{ рад}$  ( $0,4^\circ$ ) соответственно.

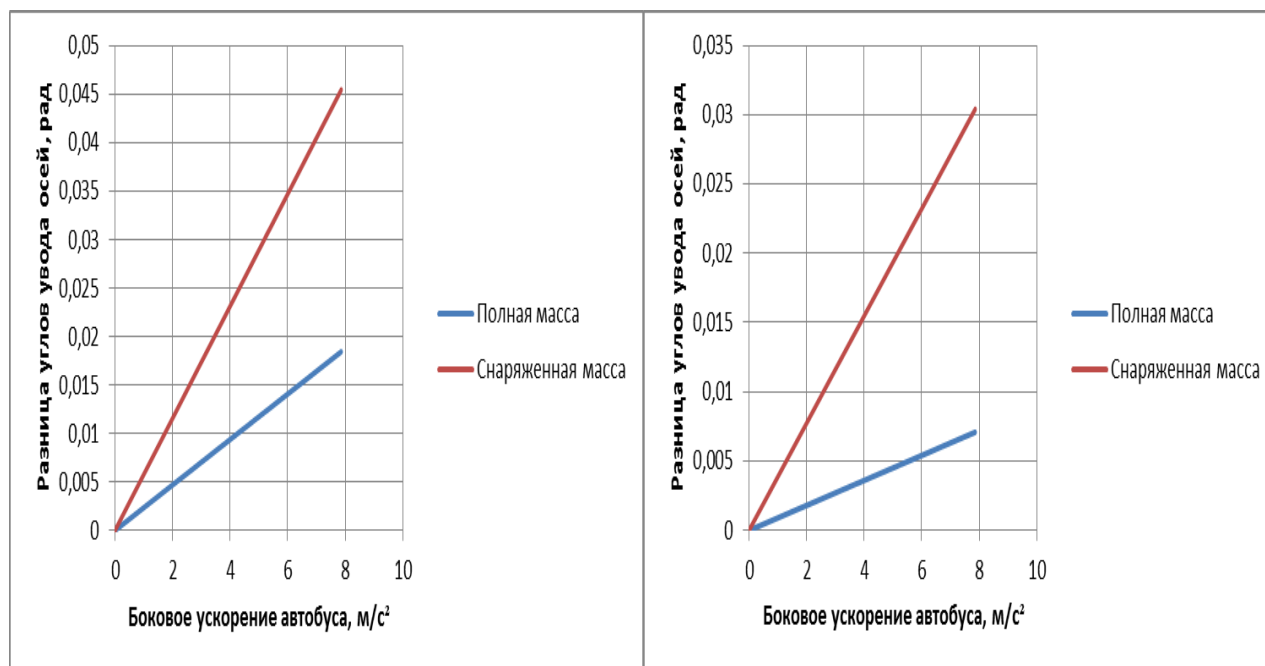


Рис. 6. Статическая поворачиваемость базовой модели ПАЗ 32054

Рис. 7. Статическая поворачиваемость переоборудованной модели ПАЗ 32054

Далее, необходимо также рассмотреть статическую поворачиваемость для случая перегрузки автобуса до предельных значений. По аналогии построим графики зависимости (28) для базовой и переоборудованной модели при полной массе с учетом перегрузки и снаряженной массе. Графики изображены на рис. 8 и 9.

Для базовой модели, при общей массе автобуса 8500 кг, характерна положительная и монотонно увеличивающаяся с увеличением бокового ускорения разница углов увода осей, которая равна 0,01 рад ( $0,6^\circ$ ) при максимальном ускорении. В случае переоборудованной модели, при общей массе 8850 кг, наблюдается отрицательная и монотонно уменьшающаяся с увеличением бокового ускорения разница углов увода осей, которая в этом случае равна -0,001 рад ( $-0,06^\circ$ ), что свидетельствует о худшей поворачиваемости по условиям управляемости в сравнении с другими случаями.

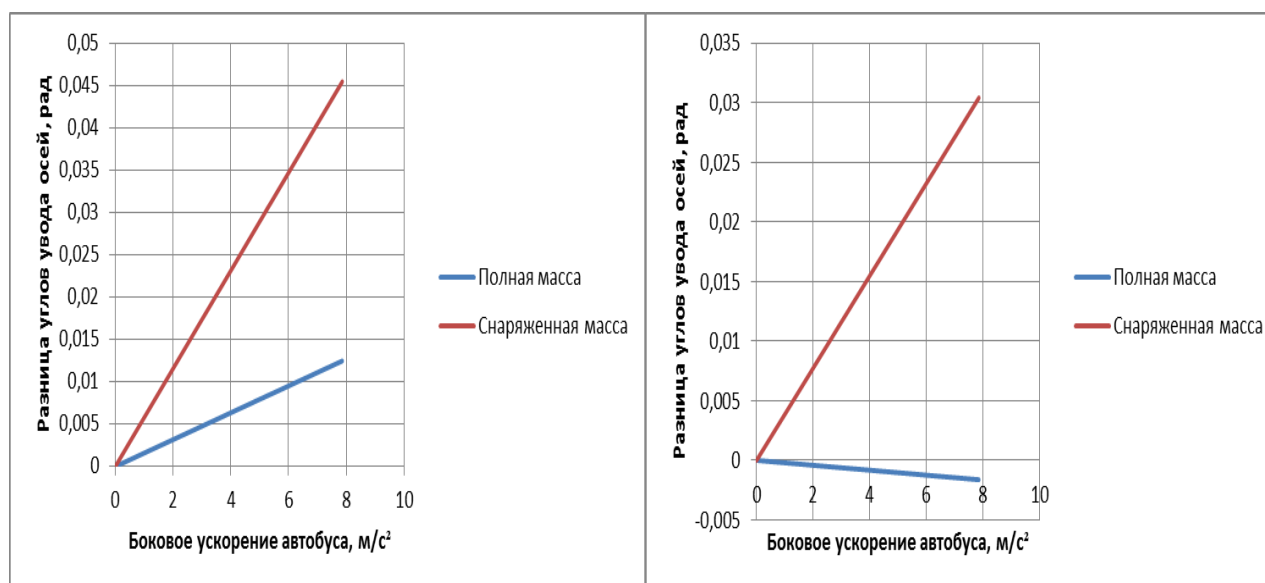


Рис. 8. Статическая поворачиваемость базовой модели ПАЗ 32054 при полной массе 8500 кг

Рис. 9 Статическая поворачиваемость переоборудованной модели ПАЗ 32054 при полной массе 8850 кг

Теперь исследуем изменение величины запаса статической устойчивости от значения бокового ускорения автобуса.

Запас статической устойчивости [16] определяется по формуле:

$$Z = \frac{1}{1 + \frac{\delta_1}{\delta_2} \cdot \frac{b}{a}} - \frac{a}{L} \quad (30)$$

Для случая кругового движения и с учетом выражений (9), (10), (17), (18), (20) и (21) получим:

$$Z = \frac{2}{3} - \frac{a}{L} \quad (31)$$

Выражение (31) показывает, что при наличии оговоренных выше допущений, примененных к нашей расчетной модели, запас статической устойчивости не зависит от бокового ускорения (в исследуемом диапазоне ускорений), а определяется лишь положением центра тяжести автобуса. Принимая во внимание значения из табл. 2, рассчитаем величины запаса статической устойчивости и сведем их в таблицу.

**Таблица 3**  
**Значения запаса статической устойчивости**

	Базовая модель автобуса			Переоборудованная модель автобуса		
	Снаряженная масса	Разрешённая максимальная	Полная масса	Снаряженная масса	Разрешённая максимальная	Полная масса
		4680 кг	7735 кг	8500 кг	5030 кг	7735 кг
Z	0,147	0,04	0,017	0,092	0,017	-0,003

С точки зрения управляемости величина  $Z$  должна быть положительной во всем диапазоне изменения бокового ускорения. У лучших по характеристикам управляемости заднеприводных автомобилей  $Z$  находится в интервале 0,11...0,21 [11]. Однако следует отметить, что величина запаса статической устойчивости не должна быть меньше 0,04 – 0,05 [14]. Анализируя данные, указанные в табл. 2, можно сделать вывод о том, что оптимальные значения  $Z$ , с позиций управляемости, соответствуют базовой модели ПАЗ 32054 в пределах максимально разрешенной массы 4680...7735 кг. Переоборудованная модель обладает худшими значениями  $Z$  с точки зрения управляемости по сравнению с базовой.

Далее разберем статическую чувствительность к управляющему воздействию  $\mu_{cm}$  и ее изменение в зависимости от бокового ускорения  $w_y$ .

$$\mu_{cm} = \left[ u_p L \left( 1 + \frac{\Delta \delta_{cm}}{w_y} \cdot \frac{v^2}{L} \right) \right]^{-1} \quad (32)$$

Преобразуем выражение (32) с учетом (28):

$$\mu_{cm} = \left[ u_p L \left( 1 + \frac{M}{2LK_y} \cdot \left( b - \frac{a}{2} \right) \cdot \frac{w_y R_p}{L} \right) \right]^{-1} \quad (33)$$

Применяя формулу (33) строим графики для обеих моделей при различных массах автобуса.

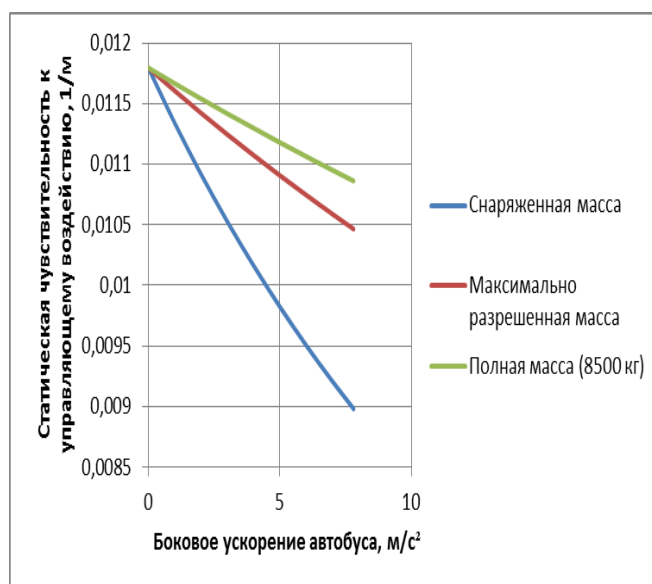


Рис. 10. Статическая чувствительность к управлению базовой модели

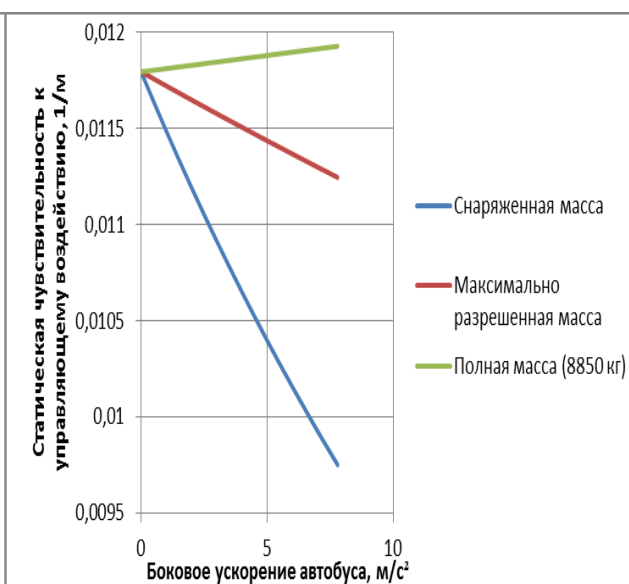


Рис. 11. Статическая чувствительность к управлению переоборудованной модели

Исследуя графики, изображенные на рис. 10 и 11, мы отмечаем, что все кривые берут начало, соответствующее нулевому боковому ускорению, в одной точке равной по значению  $1,18 \cdot 10^{-2} [1/м]$ . Данная величина соответствует значению  $(u_p L)^{-1}$ , которое вводится как понятие кинематической чувствительности [11] к управлению с учетом всех случаев составляет от  $0,9 \cdot 10^{-2}$  до  $1,2 \cdot 10^{-2} [1/м]$ , который соответствует пределам изменения рассматриваемого критерия [11]. Таким образом, с позиции управляемости, обе модели обладают приемлемыми значениями статической чувствительности к управлению.

Исследовав режим установившегося поворота, в заключении рассмотрим взаимосвязь времени реакции автобуса на управляющее воздействие при быстром единичном повороте управляемых колес. Следует отметить, что время реакции на управление является одной из основных характеристик управляемости автомобиля [22] и определяет отставание реакции по угловой скорости от угла поворота рулевого колеса. Для изучения данной взаимосвязи воспользуемся уравнением (1). Построим графики зависимости угловой скорости автобуса при мгновенном повороте управляемых колес на определенный угол от времени.

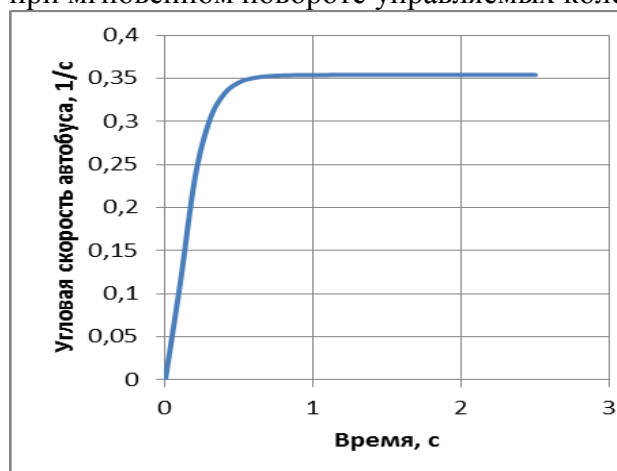


Рис. 12. Характер реакции при мгновенном повороте руля,  $V=30 км/ч$  и  $\alpha_p=0,17$

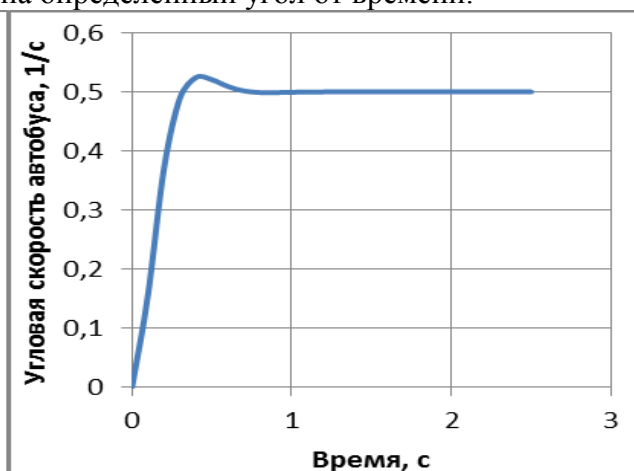


Рис. 13. Характер реакции при мгновенном повороте руля,  $V=50 км/ч$  и  $\alpha_p=0,17$

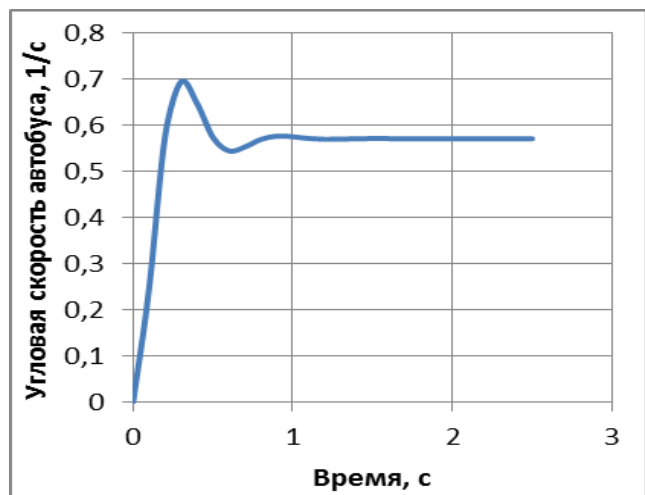


Рис. 14. Характер реакции при мгновенном повороте руля,  $V=70\text{км/ч}$  и  $\alpha_p=0,17$

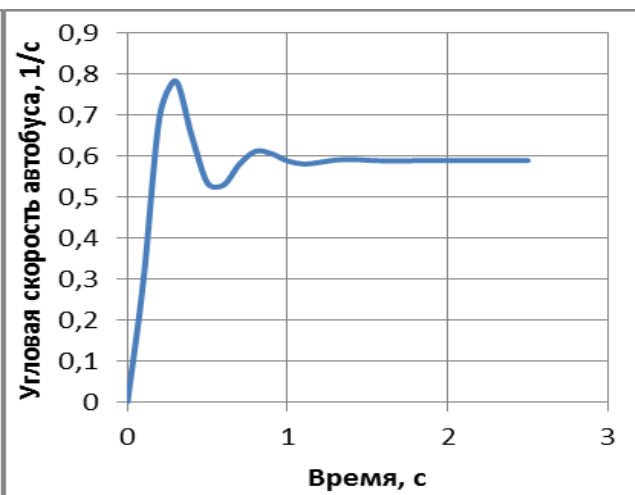


Рис. 15. Характер реакции при мгновенном повороте руля,  $V=90\text{км/ч}$  и  $\alpha_p=0,17$

На рис. 12-15 изображен характер реакции по угловой скорости базовой модели автобуса при снаряженной массе в случае мгновенного поворота рулевого колеса на угол  $10^\circ$ . Как видно из графиков время нарастания до величины, составляющей 85% от установившейся угловой скорости, составляет не более 0,3 с. Такая величина приемлема в соответствии с исследованиями, результаты которых изложены в работе [22].

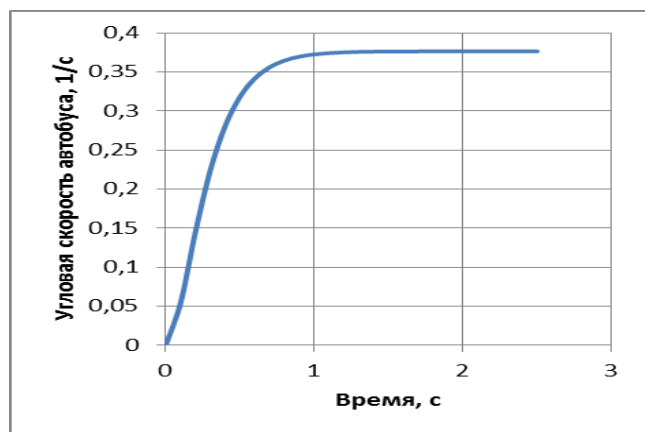


Рис. 16. Характер реакции при мгновенном повороте руля,  $V=30\text{км/ч}$  и  $\alpha_p=0,17$

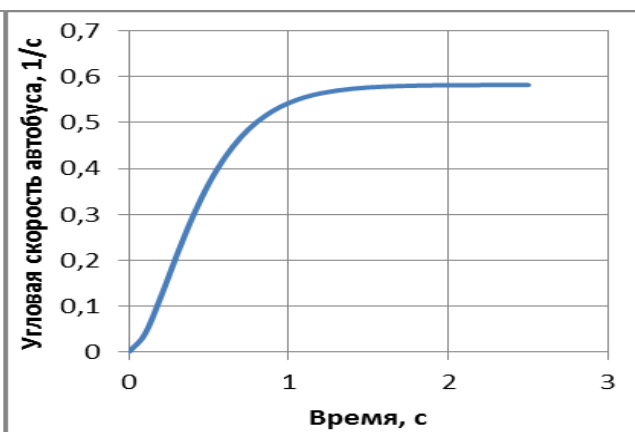


Рис. 17. Характер реакции при мгновенном повороте руля,  $V=50\text{км/ч}$  и  $\alpha_p=0,17$

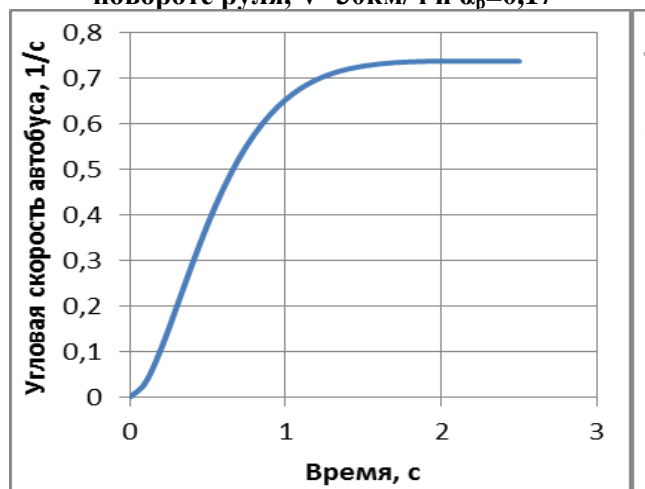


Рис. 18. Характер реакции при мгновенном повороте руля,  $V=70\text{км/ч}$  и  $\alpha_p=0,17$

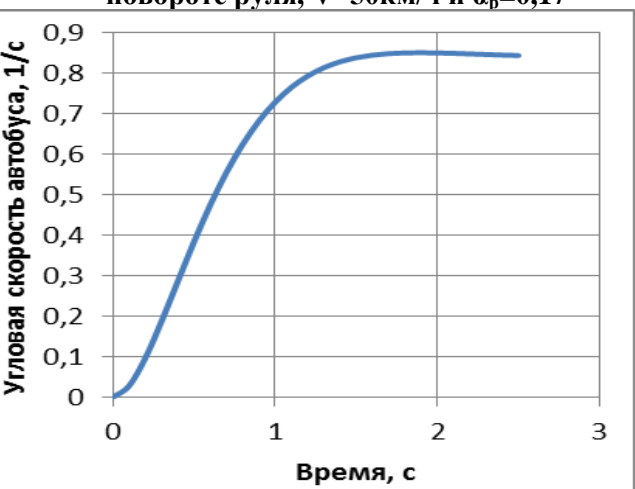


Рис. 19. Характер реакции при мгновенном повороте руля,  $V=90\text{км/ч}$  и  $\alpha_p=0,17$

На рис. 16-19 изображен характер реакции по угловой скорости базовой модели автобуса при разрешенной максимальной массе в случае мгновенного поворота рулевого колеса на угол  $10^\circ$ . Как видно из графиков время нарастания до величины, составляющей 85% от установившейся угловой скорости, составляет не более 0,9 с. Данная величина незначительно превышает установленную в работе [22], составляющая 0,73 с. Как мы видим, увеличение массы автобуса влечет за собой увеличение времени реакции на управление. Вместе с тем, как указано в работе [22], с увеличением времени реакции управляемость автомобиля ухудшается.

Далее целесообразно рассмотреть протекание реакции по угловой скорости переоборудованной модели при разрешенной максимальной массе.

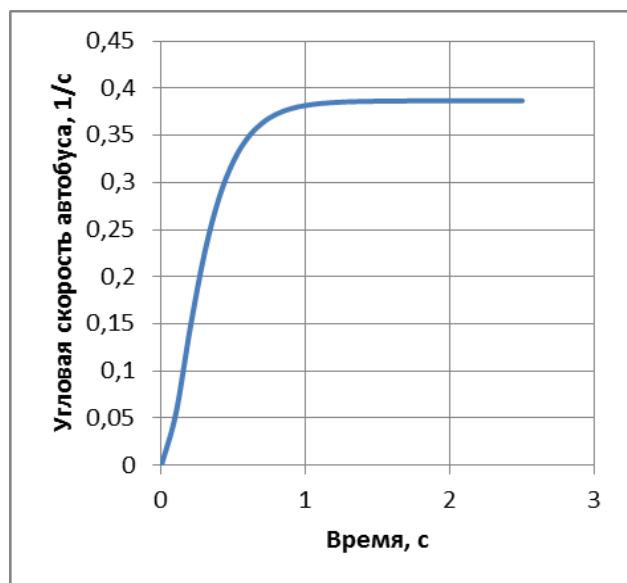


Рис. 20. Характер реакции при мгновенном повороте руля,  $V=30\text{км/ч}$  и  $\alpha_p=0,17$

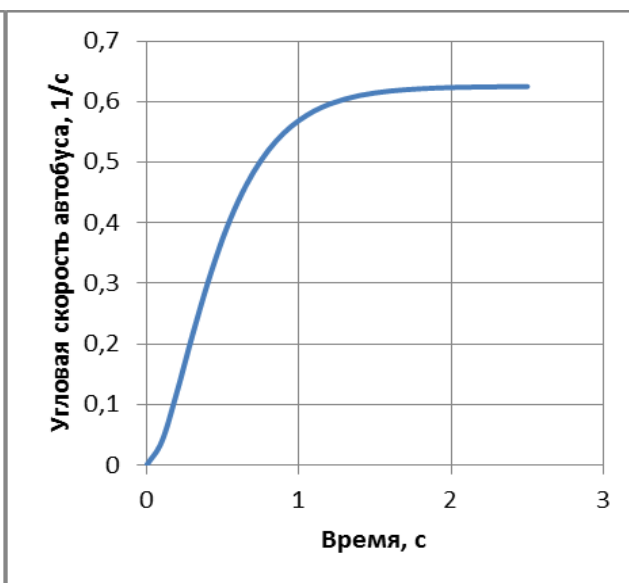


Рис. 21. Характер реакции при мгновенном повороте руля,  $V=50\text{км/ч}$  и  $\alpha_p=0,17$

Как видно из рис. 20-23, время реакции переоборудованного автобуса на управляющее воздействие существенно больше, чем в предыдущих случаях и достигает значения 1,5 с. Таким образом, следует, что автобус с установленным на него газобаллонным оборудованием при разрешенной максимальной массе обладает более увеличенным временем реакции на управление по сравнению с не переоборудованной моделью, а следовательно обладает и худшей управляемостью.

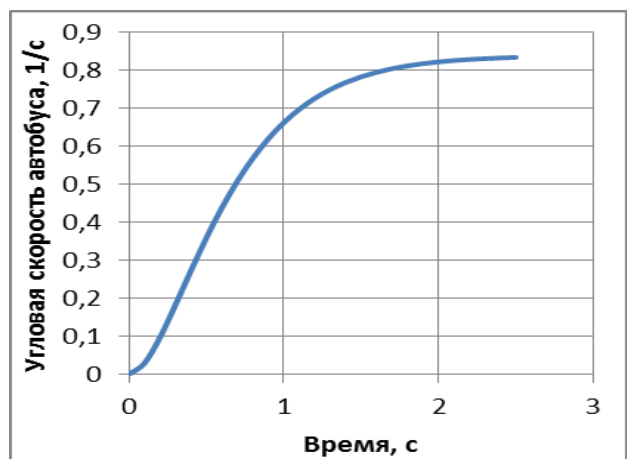


Рис. 22. Характер реакции при мгновенном повороте руля,  $V=70\text{км/ч}$  и  $\alpha_p=0,17$

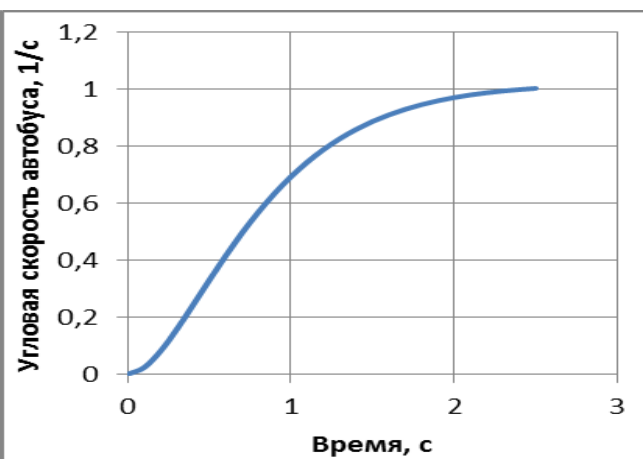


Рис. 23. Характер реакции при мгновенном повороте руля,  $V=90\text{км/ч}$  и  $\alpha_p=0,17$

Обобщая полученные результаты, необходимо отразить следующее, при использовании плоской одномассовой модели автобуса и с учетом указанных выше допущений базовая модель ПАЗ 32054 обладает лучшими характеристиками управляемости по отношению к переоборудованной модели как в режиме установившегося поворота так и при исследовании времени реакции автобуса на управляющее воздействие при быстром единичном повороте рулевого колеса.

### *Библиографический список*

1. Харьбина, Е.И. Автомобили фирмы MERCEDES-BENZ с водородными двигателями [Текст] // Конструкции автомобилей. Зарубежный опыт. 1991. Вып. 8. С. 21-23.
2. Черевастов, М.Г. Традиционный подход к определению понятия управляемости автомобиля [Текст] // Проблемы и инновации в области механизации и технологий в строительных и дорожных областях: сб. науч. трудов по материалам конф. Вып. 3. – Иваново: Научный мир, 2016. С. 96-102.
3. Автобус 32053. Руководство по эксплуатации 32053 – 3902010РЭ. Издание девятое. 2013.
4. Чудаков, Е.А. Теория автомобиля [Текст] / Е.А. Чудаков. – М.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1950. – 343 с.
5. Литвинов, А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля [Текст] / А.С. Литвинов. – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с.
6. ГОСТ Р 52899 – 2007. Шины пневматические для грузовых механических транспортных средств и прицепов. Технические условия.
7. Хусаинов, А.Ш. Эксплуатационные свойства автомобиля [Текст] / А.Ш. Хусаинов. – Ульяновск: УлГУ, 2011. – 109с.
8. Вахламов, В.К. Автомобили: Эксплуатационные свойства [Текст] / В.К. Вахламов. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. – 240с.
9. Иларионов, В.А. Эксплуатационные свойства автомобиля (Теоретический анализ) [Текст] / В.А. Иларионов. – М.: Машиностроение, 1966. – 280 с.
10. Антонов, Д.А. К вопросу о коррекции коэффициента сопротивления уводу эластичного колеса [Текст] // Автомобильная промышленность. 1968. № 12. С. 15-16.
11. Брянский, Ю.А. Управляемость большегрузных автомобилей [Текст] / Ю.А. Брянский. – М.: Машиностроение. 1983. – 176 с.
12. Певзнер, Я.М. Теория устойчивости автомобиля [Текст] / Я.М. Певзнер. – М.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1947. – 156 с.
13. Носенков, М.А. Управляемость и устойчивость автомобилей. Испытания и расчет. Обзорная информация [Текст] / М.А. Носенков, М.М. Бахмутский, Л.Л. Гинцбург. – М.: НИИНАВТОПРОМ, 1981. – 47с.
14. Носенков, М.А. Взаимосвязь управляемости грузового автомобиля типа 4×2 с характеристиками его статической устойчивости и поворачиваемости [Текст] // Управляемость автомобилей и автопоездов. Рулевой привод. Труды НАМИ. 1971. Вып. 129. С. 21-27.
15. Великанов, Д.П. Автомобильные транспортные средства [Текст] / Д.П. Великанов и др. М.: Транспорт, 1977. – 326 с.
16. Давыдов, Л.Н. Предупреждение дорожно-транспортных происшествий на автомобильном транспорте [Текст] / Л.Н. Давыдов, В.П. Могила, Ю.С. Конек. – М.: «Транспорт», 1972. – 193 с.
17. ГОСТ 27815-88. Автобусы. Общие требования к безопасности конструкции.
18. Сапрыкин, В.И. Техническая механика [Текст] / В.И. Сапрыкин. – М.: Эксмо, 2007. – 560 с.
19. Отраслевая нормаль ОН 025 319-68. Автомобили. Оценочные параметры управляемости. Методы определения. Утратила силу.

20. Гинцбург, Л.Л. Управляемость автомобиля на повороте. Обзор [Текст] / Л.Л. Гинцбург. – М.: НИИНАВТОПРОМ, 1968. – 48 с.
21. Фалькевич, Б.С. Теория автомобиля [Текст] / Б.С. Фалькевич. – М.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1963. – 240 с.
22. Гинцбург, Л.Л. К вопросу об оптимальном времени реакции автомобиля на управление [Текст] / Л.Л. Гинцбург, М.А. Носенков // Управляемость автомобилей и автопоездов. Рулевой привод. Труды НАМИ. 1971. Вып. 129. С. 3-9.
23. Куляшов, А.П. Безопасность дорожного движения. Часть 2. Дорожный комплекс и безопасность дорожного движения: Учебное пособие [Текст] А.П. Куляшов и др. – Н.Новгород: ВГИПА, 2005. – 103с.