

УДК 629

DOI: 10.46960/1816-210X_2022_3_106

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КРЕНА КУЗОВА НА ПОПЕРЕЧНУЮ УСТОЙЧИВОСТЬ ГРУЗОВОГО ФУРГОНА ПРИ ПОВОРОТЕ

Тинт Наинг Вин

ORCID: 0000-0001-8473-1545 e-mail: tintnaingwin1990@gmail.com

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана
(Калужский филиал)
Калуга, Россия**В.М. Алакин**

ORCID: 0000-0002-0250-2245 e-mail: alakin.vic@yandex.ru

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана
(Калужский филиал)
Калуга, Россия

Исследовано распределение поперечных сил и влияние крена кузова на поперечную устойчивость автомобиля типа «фургон» при режиме скоростного движения на поворотах по вариантам потребной и установленной угловой жесткости подвески. Определены поперечные силы и углы крена кузова фургона при режиме интенсивного движения на поворотах автомобиля с учетом потребной и установленной угловой жесткости подвески. Полученные результаты поперечных сил и угла крена кузова при режиме скоростного движения на поворотах сравниваются, тестируются и предлагаются для модернизации систем поперечной стабилизации серийных грузовых автомобилей типа фургон, а также для будущих исследований по созданию управляемых электромагнитных стабилизаторов. Результаты исследования важны для развития систем поперечной устойчивости, особенно фургонов, обеспечивающих повышение дорожной безопасности.

Ключевые слова: автомобиль, поперечная устойчивость, безопасность движения, опрокидывание, плечо крена, поперечные силы, угол крена, угловая жесткость, подвеска, стабилизатор поперечной устойчивости.

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Тинт, Н.В. Исследование влияния крена кузова на поперечную устойчивость грузового фургона при повороте / Н.В. Тинт, В.М. Алакин // Труды НГТУ им. П.Е. Алексеева. 2022. № 3. С. 106-113. DOI: 10.46960/1816-210X_2022_3_106

STUDY OF EFFECT OF BODY ROLL ON LATERAL STABILITY OF A CARGO VAN WHEN TURNING

Tint Naing Win

ORCID: 0000-0001-8473-1545 e-mail: tintnaingwin1990@gmail.com

Kaluga Branch of Bauman Moscow State Technical University
Kaluga, Russia**V.M. Alakin**

ORCID: 0000-0001-8473-1545 e-mail: alakin.vic@yandex.ru

Kaluga Branch of Bauman Moscow State Technical University
Kaluga, Russia

Abstract. Distribution of transverse forces and effect of the body roll on transverse stability of a van-type vehicle in the mode of high-speed traffic at turns, as per variants of the required and the set roll stiffness of suspension, are studied. Transverse forces and roll angles of the van body are determined in the mode of heavy traffic at turns of the vehicle, taking into account the required and the set roll stiffness of suspension. Obtained results of the transverse forces and the body roll angle in the mode of high-speed traffic at turns are compared, tested and proposed for modernization of roll stabilization systems of production van-type trucks, as well as for future study on creation of controllable elec-

tromagnetic stabilizers. Results of the study are important for development of lateral stability systems, especially vans, which are to ensure the road safety improvement.

Key words: vehicle, lateral stability, traffic safety, rollover, roll arm, lateral forces, roll angle, angular stiffness, suspension, anti-roll bar.

FOR CITATION: Tint Naing Win, V.M. Alakin. Study of effect of body roll on lateral stability of a cargo van when turning. Transactions of NNSTU n.a. R.E. Alekseev. 2022. № 3. Pp. 106-113. DOI: 10.46960/1816-210X_2022_3_106

Введение

Поперечная устойчивость грузовых автомобилей типа «фургон» в процессе интенсивного движения на поворотах в значительной степени определяет безопасность движения и сохранность человеческой жизни и груза. Опрокидывание или скольжение скоростных грузовиков является одним из наиболее распространенных случаев дорожно-транспортных происшествий [1]. В отечественных и особенно зарубежных автомобилях применяются многочисленные системы механического и автоматического управления с положением кузова относительно подвески с целью восстановления вертикального положения автомобиля в движении. Вопросы исследования поперечной устойчивости автомобиля рассмотрены в многочисленных работах российских и зарубежных ученых [1-6]. Установлено, что на поперечную устойчивость автомобиля типа «фургон» значительное влияние оказывает крен подрессоренной массы, особенно при режиме скоростного движения на поворотах. Под действием боковой силы изменяются нагрузки на упругие элементы подвески и шины левой и правой сторон автомобиля, вследствие чего кузов фургона наклоняется в поперечном направлении [6]. Поэтому комфорт поездки, управляемость и устойчивость на дороге фургонов в режиме скоростного движения на поворотах должны обеспечиваться более современными техническими решениями. Рычажный стабилизатор поперечной устойчивости улучшает управляемость автомобиля за счет повышения устойчивости при криволинейном движении, но при этом имеет ряд существенных недостатков. Также он не предполагает применение системы автоматического управления положением кузова на поворотах. Поэтому для повышения поперечной устойчивости автомобиля и сцепления шин с дорогой необходимо совершенствовать устройства стабилизации в направлении разработки комбинированных систем, адаптированных к режиму интенсивного движения на поворотах.

Прогрессивные решения в данном направлении возможны, когда исследованы динамические и силовые параметры транспортного средства типа «фургон» при эксплуатации в режиме интенсивного движения на поворотах (средняя эксплуатационная скорость на повороте, поперечные силы, угол крена высокого кузова, связанные с плечом крена, массой и высотой транспортного средства и расположения его центра тяжести при полной погрузке). Результирующая боковая и вертикальная нагрузка на шину при повороте будет также определять устойчивость автомобиля по скольжению на поворотах, что, в свою очередь, определяет его устойчивость в целом [7]. Поэтому на этапе исследований поперечной устойчивости модернизируемого серийного автомобиля типа «фургон» установлены пределы расположения центра тяжести при полной погрузке, поперечных сил, угловых жесткостей подвески и величина угла крена при повороте на горизонтальной дороге с учетом реальных значений конструкции модернизируемого автомобиля, скорости и радиуса поворота.

Исследование поперечных сил, угловой жесткости подвески и угла крена кузова грузового фургона на примере ГАЗель NEXT

Для решения задачи по повышению устойчивости автомобиля предложили частные методики, зависимости и провели анализ поперечных сил, угловой жесткости подвески и крена кузова на примере конструкции и эксплуатации серийного фургона ГАЗель NEXT (рис. 1).



Рис. 1. Экспериментальная машина ГАЗель NEXT

Fig. 1. GAZelle NEXT experimental vehicle

На первом этапе предложена методика и зависимости исследования поперечных сил P_{ky} эксплуатации серийных фургонов с полной нагрузкой при интенсивном движении на поворотах. Для реализации методики составлена схема наклона кузова (рис. 2).

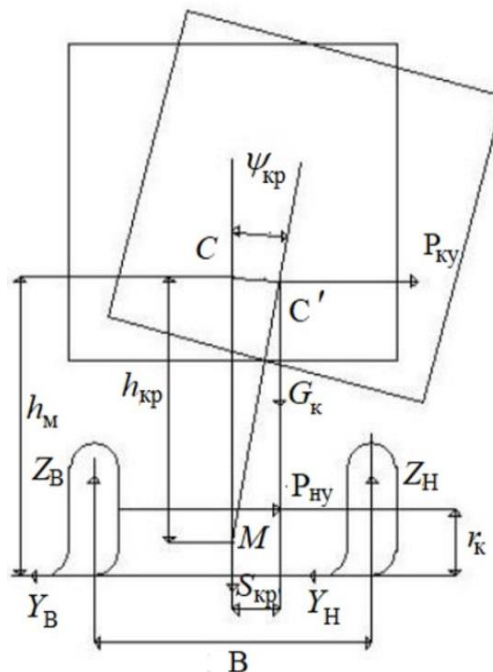


Рис. 2. Схема к определению боковой силы инерции и угла крена кузова на повороте

Fig. 2. Scheme for determining of lateral force of inertia and the body roll angle at turn

При движении на повороте автомобиля (рис. 2) значение поперечной силы P_{ky} исследовали при изменении значений скорости движения v фургона и радиусов дуги поворота R по формуле [8,9]:

$$P_{ky} = \frac{M v^2}{R}, \quad (1)$$

где M – масса кузова грузового фургона, v – скорость автомобиля на повороте, R – радиус поворота автомобиля.

Распределение поперечной силы P_{ky} на переднюю P_{ky1} и заднюю P_{ky2} оси определяется по формуле [8,9]:

$$P_{ky1} = P_{ky} \frac{b}{L}, \quad (2)$$

$$P_{ky2} = P_{ky} \frac{a_M}{L}, \quad (3)$$

где a_m – расстояние от центра масс до осевой точки переднего моста машины; b – расстояние от центра масс до осевой точки заднего моста; L – колесная база автомобиля.

Продольные координаты центра тяжести a_m и b для снаряженного или груженого автомобиля определяют по формуле [8,9]:

$$a_m = \frac{Q_2 L}{Q}, b = L - a \quad (4)$$

где Q – полная масса машины; Q_2 – масса, приходящаяся на вторую ось; L – колесная база автомобиля; a_m – расстояние от центра масс до осевой точки переднего моста машины; b – расстояние от центра масс до осевой точки заднего моста.

Результаты исследования поперечных сил на переднюю P_{ky1} и заднюю оси P_{ky2} при повороте грузового фургона ГАЗель NEXT

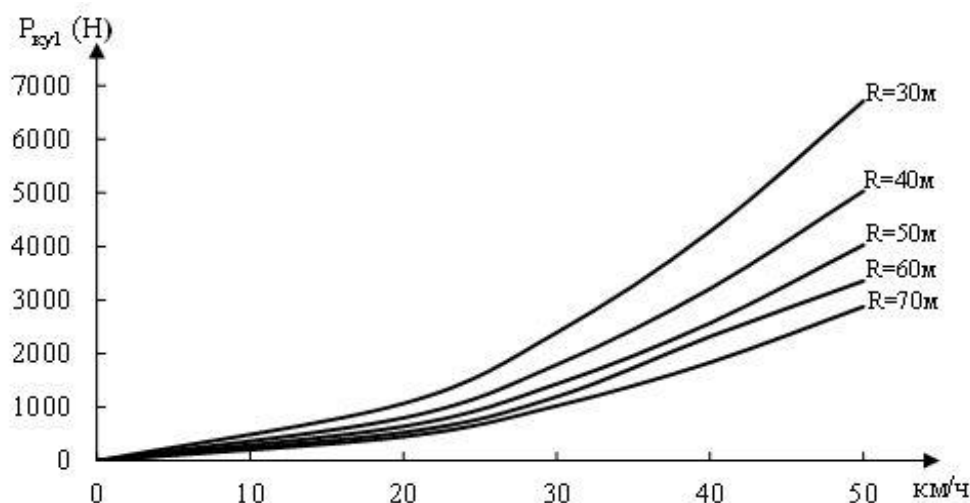


Рис. 3. Графики определения поперечных сил P_{ky1} , действующей на передний мост при повороте груженого автомобиля типа «фургон» ГАЗель NEXT в режиме эксплуатации

Fig. 3. Graphs for determining of transverse forces P_{ky1} acting on front axle at turn of Gazelle NEXT, loaded van-type vehicle in operation mode

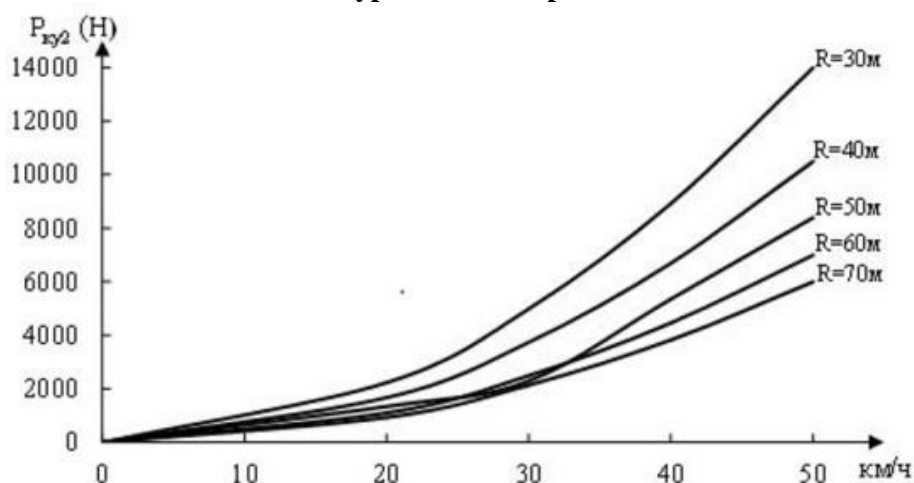


Рис. 4. Графики определения поперечных сил P_{ky2} , действующей на задний мост при повороте груженого автомобиля типа «фургон» ГАЗель NEXT в режиме эксплуатации

Fig. 4. Graphs for determining of transverse forces P_{ky2} acting on rear axle at turn of Gazelle NEXT, loaded van-type vehicle in operation mode

По итогам анализа распределения массы фургона по осям и его центра тяжести в условиях эксплуатации с полной нагрузкой были приняты и уточнены по предложенной методике результаты для расчета пределов значений сил P_{ky} и P_{ky1} в режиме эксплуатации фургонов. На рис. 3 и 4 представлены исследования распределения поперечных сил на передний P_{ky1} и задний мост P_{ky2} при повороте груженого автомобиля типа «фургон» ГАЗель NEXT. На повороте грузового автомобиля определили распределения поперечных сил при скорости движения $v = 10, 20, 30, 40, 50$ км/ч и радиусе поворота автомобиля $R = 30, 40, 50, 60, 70$ м при этом получили пределы изменения значений поперечных сил P_{ky1} от 400 до 7000 Н и P_{ky2} от 800 Н до 14 000 Н.

На втором этапе предложена методика определения пределов потребного относительно установленного приращения угловой жесткости подвески от действия поперечных сил при повороте автомобиля для повышения эффективности выравнивания кузова. Пределы потребной угловой жесткости для передней $C_{y1(\text{треб})}$ и задней подвески $C_{y2(\text{треб})}$ со стабилизаторами определяются по формуле [9,10]:

$$C_{y1(\text{треб})} = \frac{P_{ky1} \cdot h_{kp1}}{[\psi_{kp}]} + G_{k1} h_{kp1}, \quad (5)$$

$$C_{y2(\text{треб})} = \frac{P_{ky2} \cdot h_{kp2}}{[\psi_{kp}]} + G_{k2} h_{kp2}, \quad (6)$$

где P_{ky1} и P_{ky2} – поперечные силы, действующие на передний и задний мост автомобиля; ψ_{kp} – угол крена кузова не должен превышать 10 град (0,1745); $h_{kp1,2}$ – плечо крена переднего и заднего моста; G_{k1} и G_{k2} – сила тяжести фургона, приходящаяся на передний и задний мосты.

Угловую жесткость для установленной передней независимой подвески $C_{y1(\text{устан})}$ и задней рессорной подвески $C_{y2(\text{устан})}$ грузового фургона на примере автомобиля ГАЗель NEXT без стабилизатора определяется по формуле [9,10]:

$$C_{y1(\text{без})} = 0,5B^2 C_{\text{пр}}, \quad (7)$$

$$C_{y2(\text{без})} = 0,5B_p^2 \dot{C}_p \eta \quad (8)$$

где, $C_{\text{пр}}$ и C_p – жесткости передней пружины и задней рессорной подвески ГАЗель NEXT; B – расстояние между серединами пружин, м; B_p – расстояние между серединами рессор, м; η – коэффициент увеличения жесткости рессор при скручивании в поперечном направлении =1,05-1,25

Угловая жесткость рычажного стабилизатора переднего и заднего моста фургона определяется по формуле:

$$C_{yT1,2} = 2C_{T1,2} \left[\frac{B_{1,2}}{2} \right]^2, \quad (9)$$

где $B_{1,2}$ – колея переднего и заднего моста, C_{T1} и C_{T2} – жесткость стабилизатора поперечной устойчивости переднего и заднего моста.

На третьем этапе методики исследованы углы крена по вариантам потребной и установленной угловой жесткости подвески от действия поперечных сил при повороте автомобиля типа фургон. Для определения угла крена провели анализ схемы поперечных нагрузок на автомобиль (рис 1). В центре тяжести подрессоренных масс приложена сила и центробежная сила инерции P_{ky} , которая приводит к крену подрессоренных масс ψ_{kp} . Момент поперечной силы P_{ky} на плече крена кузова h_{kp} он поворачивает кузов относительно оси крена на угол, а точка C смещается в точку C' . Угол крена кузова автомобиля на повороте по варианту потребной угловой жесткости подвески определяется по формуле [8,9,11]:

$$\psi_{kp(\text{потр.})} = \frac{P_{ky} h_{kp}}{C_{y(\text{потр.})} - G_k h_{kp}}, \quad (10)$$

где $C_{y1(потр.)} = (C_{y1} + C_{y1})$ – суммарная потребная угловая жесткость передней и задней подвески автомобиля, $h_{кр}$ – плечо крена, G_k – подрессоренная масса исследуемого автомобиля, $P_{кy}$ – поперечная сила.

Угол крена кузова автомобиля на повороте по вариантам установленной угловой жесткости подвески определяется по формуле [8,9,11];

$$\psi_{кр(устан.)} = \frac{P_{кy}h_{кр}}{C_{y(устан.)} - G_k h_{кр}}, \quad (11)$$

где $C_{y1(устан.)} = (C_{y1} + C_{y1})$ – суммарная установленная угловая жесткость передней и задней подвески автомобиля, $h_{кр}$ – плечо крена, G_k – подрессоренная масса исследуемого автомобиля, $P_{кy}$ – поперечная сила.

Плечо крена $h_{кр}$ определяется по формуле [6,7,9,11]:

$$h_{кр} = h_m - \frac{a_m h_2 - b h_1}{L}, \quad (12)$$

где; h_1 и h_2 – расстояния от поверхности дороги до переднего и заднего моста фургона, a_m – расстояние от центра масс до осевой точки переднего моста фургона, b – расстояние от центра масс до осевой точки заднего моста машины, h_m – высота центра тяжести.

На рис. 5 и 6 представлены графики определения угла крена при повороте автомобиля по потребной и установленной угловой жесткости подвески. Значения угла крена по вариантам потребной угловой жесткости подвески получили пределы изменения $\psi_{кр}$ от 0,45 до 7,5 град и установленной угловой жесткости получили пределы изменения $\psi_{кр}$ от 0,5 до 10,5 град на повороте. При этом установили, что значения углов крена фургона по вариантам установленной угловой жесткости подвески больше, чем по потребной угловой жесткости подвески. По требованиям к безопасности движения грузовых транспортных средств предельное эксплуатационное значение угла крена $\psi_{кр}$ для грузовых автомобилей не должно превышать 10° [8,9,11].

Результаты исследования угла крена кузова при повороте автомобиля

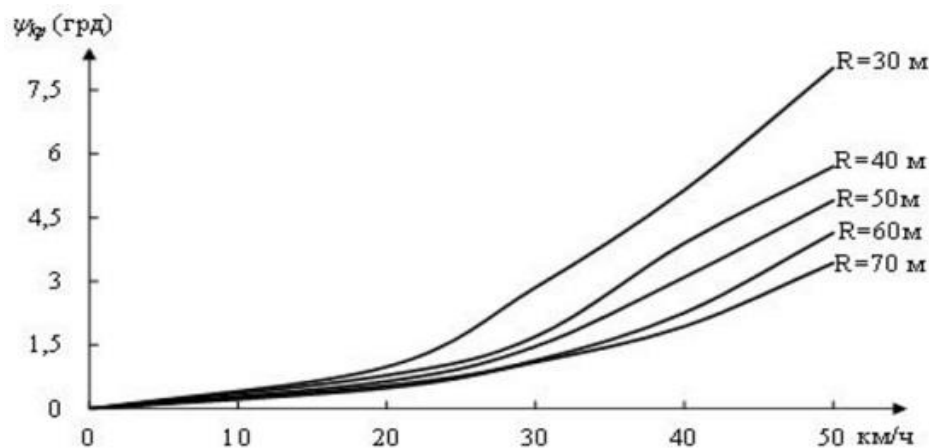


Рис. 5. Графики определения угла крена при повороте автомобиля по потребной угловой жесткости подвески

Fig. 5. Graphs for determining the roll angle when cornering the vehicle according to the required angular stiffness of the suspension

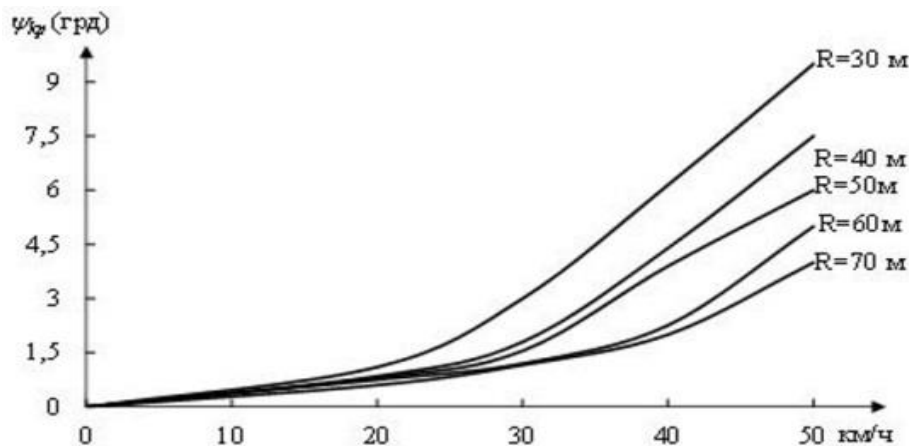


Рис. 6. Графики определения угла крена на повороте по установленной угловой жесткости подвески

Fig. 6. Graphs for determining the roll angle at a turn according to the set angular stiffness of the suspension

Выводы

1. Предложена методика исследования поперечных сил $P_{кy}$ и их распределения по осям в режиме эксплуатации серийных фургонов с полной нагрузкой при интенсивном движении на поворотах.
2. Предложена методика определения приращения потребной относительно установленной угловой жесткости подвески от действия поперечных сил при повороте автомобиля типа фургон для повышения эффективности выравнивания кузова.
3. Предложена методика и исследованы результаты крена кузова по углу наклона при эксплуатации серийных малотоннажных фургонов с полной нагрузкой по вариантам потребной и установленной угловой жесткости. В результате исследования углов крена $\psi_{кр}$ выявлено, что поперечные силы $P_{кy}$ и плечо крена $h_{кр}$ кузова значительно увеличиваются в режиме эксплуатации современных фургонов с полной нагрузкой относительно ранее известных данных, а увеличение угловой жесткости подвески автомобиля по результатам анализа приращения потребной угловой жесткости позволяет снизить угол крена кузова.

Библиографический список

1. **F. Aparicio, J. Paez, F. Moreno, F. Jimenez, and A. Lopez.** Discussion of a new adaptive speed control system incorporating the geometric characteristics of the roadway, *Int. J. Veh. Auton. Syst.* 2005. Vol.3. No.1. Pp. 47-64.
2. **R. Kamnik, F. Boettiger, and K. Hunt.** Roll dynamics and lateral load transfer estimation in articulated heavy freight vehicles. *Proc.Inst. Mech. Eng. D, J. Automob. Eng.*, 2003. Vol. 217. No 11. Pp. 985-997.
3. **Doumiati M., Victorino A., Charara A., and Lechner.** Lateral load transfer and normal forces estimation for vehicle safety: experimental test, *Vehicle System Dynamics*, 2009. Vol. 47. No. 12. Pp.1511-1533.
4. **Nalecz, A. G., Bindemann, A. C. and Brewer, H. K.** Dynamic analysis of vehicle rollover. In *Proceedings of the 12th International Technical Conference on Experimental Safety Vehicles*, 1989. Gotenburg, Sweden. Pp. 803-819.
5. **Verma, M. K. and Gillespie, T. D.** Roll dynamics of commercial vehicles. *Veh. System Dynamics*, 1980. Vol. 9. No.1. Pp. 1-17.

6. **Поливаев, О.И.** Повышение эксплуатационных свойств мобильных энергетических средств за счет совершенствования приводов ведущих колес: монография / О.И. Поливаев, О.М. Костиков. – Воронеж: ФГБОУ ВПО Воронежский ГАУ, 2013. – 210 с.
7. **Kelvin Hubert Spartan chassis**, «Anti-Roll Stability Suspension Technology». SAE Technical Paper 2005-01-3522, 2005.
8. **Артамонов, М.Д.** Теория автомобиля и автомобильного двигателя: учебник для техникумов / М.Д. Артамонов, В.А. Иларионов, М.М. Морин. – М.: Машиностроение, 1968. – 283 с.
9. **Иларионов, В.А.** Эксплуатационные свойства автомобиля: учебник для студентов автомобильно-дорожных вузов и факультетов / В.А. Иларионов. – М.: Машиностроение, 1966. – 280 с.
10. **Семенов, Н.В.** Методика расчета параметров подвески автомобиля с учетом поперечно-угловых колебаний кузова: дисс. ... канд. техн. наук: 05.05.03. СПб, 2011. – 171 с.
11. **Тарасик, В.П.** Теория и движения автомобиля: учебник для вузов / В.П. Тарасик. – СПб: БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.

*Дата поступления
в редакцию: 31.05.2022*