

УДК 629.33

EDN: CWINBO

## МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЖЕСТКОСТИ СТАБИЛИЗАТОРА ПОПЕРЕЧНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ПРОИЗВОЛЬНОЙ ФОРМЫ

**М.Х. Мавлонов**

ORCID: 0009-0005-9193-4996 e-mail: mirzoodil.mavlonov@mail.ru

Инновационный центр «КАМАЗ»

Москва, Россия

**М.В. Четвериков**

ORCID: 0000-0003-3723-1171 e-mail: mihchet@gmail.com

Инновационный центр «КАМАЗ»

Москва, Россия

Предметом исследования являются методы расчета жесткостей податливых элементов систем поддрессирования колесных машин. В Инновационном центре «КАМАЗ» разработан новый метод определения жесткости стабилизатора поперечной устойчивости с учетом его геометрической формы, позволяющий достичь достаточную точность расчета с погрешностью в пределах 5 %. Представлена расчетная схема стабилизатора поперечной устойчивости. Сравнительная оценка производится на основании результатов серии расчетов моделей стабилизаторов поперечной устойчивости численным методом в программе конечно-элементного анализа.

Предлагаемый метод позволяет уточнять расчеты динамики транспортных средств за счет получения величины жесткости стабилизатора поперечной устойчивости, близкой к реальной, для корректного определения угла крена поддрессированной массы колесной машины, что является важным критерием безопасности движения транспортного средства.

**Ключевые слова:** транспортное средство, колесная машина, система поддрессирования, стабилизатор поперечной устойчивости, крен, жесткость, изгиб, кручение, аналитический расчет жесткости, метод конечных элементов.

**ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ:** Мавлонов, М.Х. Метод определения жесткости стабилизатора поперечной устойчивости произвольной формы / М.Х. Мавлонов, М.В. Четвериков // Труды НГТУ им. П.Е. Алексеева. 2025. № 1. С. 104-110. EDN: CWINBO

## METHOD FOR DETERMINING THE STIFFNESS OF ARBITRARY-SHAPED ANTI-ROLL BAR

**M.K. Mavlonov**

ORCID: 0009-0005-9193-4996 e-mail: mirzoodil.mavlonov@mail.ru

KAMAZ Innovation Center LLC

Moscow, Russia

**M.V. Chetverikov**

ORCID: 0000-0003-3723-1171 e-mail: mihchet@gmail.com

KAMAZ Innovation Center LLC

Moscow, Russia

**Abstract.** The article studies methods for stiffness calculation of wheeled vehicle suspension systems spring elements. The KAMAZ Innovation Center has developed a new method for antiroll-bar stiffness calculation is developed, taking into account its geometric shape. This method allows to achieve a high accuracy of calculation with an error within 5 %. The design scheme of the antiroll-bar is presented. The comparative assessment is made on the basis of the results of a series of anti-roll bar models calculations using a numerical method in a finite element analysis program.

The proposed method allows to clarify the calculations of vehicle dynamics by obtaining the stiffness value of the transverse stability stabilizer close to the real one for correct determination of the roll angle of the wheeled vehicle's sprung mass, which is an important criterion of vehicle motion safety.

**Key words:** vehicle, wheeled vehicle, suspension system, antiroll-bar, roll, stiffness, bending, torsion, stiffness analytical calculation, finite element method.

**FOR CITATION:** M.K. Mavlonov, M.V. Chetverikov. Method for determining the stiffness of arbitrary-shaped anti-roll bar. Transactions of NNSTU n.a. R.E. Alekseev. 2025. № 1. Pp. 104-110. EDN: CWINBO

## Введение

Система поддрессирования – одна из самых значимых систем транспортного средства (ТС), для оценки работоспособности которой необходимо иметь точную динамическую модель автомобиля, в рамках которой будут учитываться упругие элементы. Существуют различные способы задания упругих тел в твердотельные динамические модели транспортных средств, наиболее известными являются:

- 1) внедрение редуцированной конечно-элементной модели модальным методом Крейга-Бэмптона [1-3];
- 2) разделение единого твердого тела на несколько частей и соединение их шарниром с заданной жесткостью [4, 5].

Стабилизатор поперечной устойчивости является одним из податливых элементов, присутствующих в системе поддрессирования. Он предназначен для уменьшения углов поперечного крена поддрессированной массы ТС. При прямолинейном движении автомобиля все участки устройства поворачиваются на один и тот же угол, и стабилизатор не скручивается, а в момент поворота появляется крен ТС и две половины стабилизатора поворачиваются на разные углы, за счет чего появляется упругий момент, создающий сопротивление крену автомобиля.

При создании динамической модели ТС возникает проблема корректного определения жесткости стабилизатора поперечной устойчивости. Современные методики предполагают рассмотрение данного узла как упругого стержня, работающего на кручение [6]. При этом если геометрия стабилизатора представляет собой сложную форму возникают трудности с применением данных методик ввиду большого расхождения результатов аналитических расчетов с экспериментальными данными. Исходя из этого возникает необходимость в разработке нового метода определения жесткости стабилизатора поперечной устойчивости произвольной формы.

Целью работы является разработка метода расчета жесткости стабилизатора поперечной устойчивости произвольной формы.

Задачи исследования:

- 1) анализ геометрии стабилизатора поперечной устойчивости;
- 2) оценка типа нагружения участков стабилизатора;
- 3) приведение жесткостей участков к общей жесткости устройства;
- 4) проверка корректности подхода методом конечных элементов (МКЭ).

## Метод определения жесткости стабилизатора поперечной устойчивости

Стабилизатор представляет из себя профиль круглого сечения с направляющей произвольной формы, одни части которого работают на кручение, а другие – на изгиб (рис. 1) [7].

На основе расчетной схемы (рис. 1) построен метод определения его жесткости, состоящий из следующих этапов.

1. Стабилизатор разбивается на несколько простых участков.
2. Определяются участки работающие на изгиб ( $s_1, s_3, s_5, s_7$ ) и на кручение ( $l_2, l_4, l_6$ ).

3. Рассчитываются жесткости участков стабилизатора в соответствии с типами их нагружения.

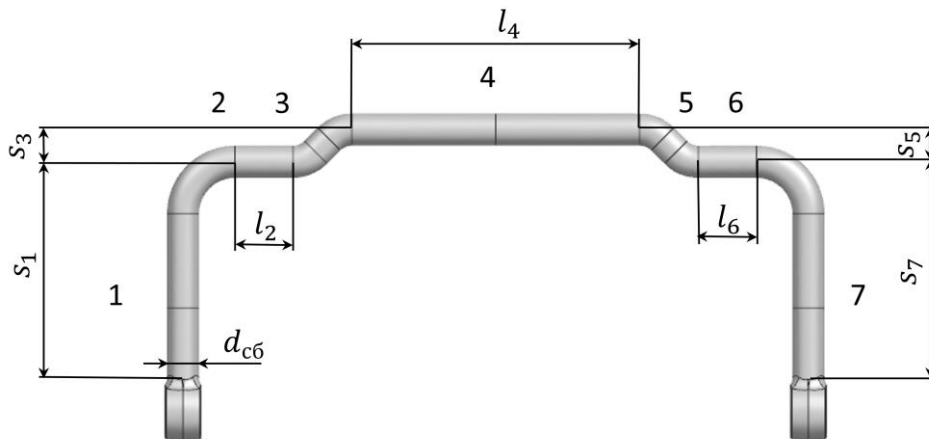


Рис. 1. Геометрические параметры стабилизатора поперечной устойчивости сложной формы

Fig. 1. Geometrical parameters of an anti-roll bar of complex shape

Жесткости участков стабилизатора, работающих на изгиб, определяются по формуле (1):

$$c_i = \frac{EI_x}{s_i}, \quad (1)$$

где  $i = 1, 3, 5, 7$  – номера участков стабилизатора, работающих на изгиб;  $E$  – модуль упругости первого рода для материала стабилизатора, Па;  $I_x$  – центральный момент инерции сечения при изгибе,  $\text{м}^4$ ;  $s_i$  – длины участков стабилизатора, работающих на изгиб, м.

Жесткости участков стабилизатора, работающих на кручение, определяются по формуле (2):

$$C_j = \frac{GI_p}{l_j}, \quad (2)$$

где  $j = 2, 4, 6$  – номера участков стабилизатора, работающих на кручение;  $G$  – модуль упругости второго рода для материала стабилизатора, Па;  $I_p$  – полярный момент инерции сечения,  $\text{м}^4$ ;  $l_j$  – длина участка стабилизатора, работающего на кручение, м.

4. Определяется суммарная жесткость стабилизатора поперечной устойчивости.

Так как все участки стабилизатора между собой соединены последовательно, суммарная жесткость определяется по формуле (3):

$$\frac{1}{c_{сб}} = \frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} + \frac{1}{c_3} + \frac{1}{c_4} + \frac{1}{c_5} + \frac{1}{c_6} + \frac{1}{c_7}, \quad (3)$$

где  $c_1, c_3, c_5, c_7$  – жесткости участков стабилизатора, работающих на изгиб,  $\text{Н}\cdot\text{м}/^\circ$ ;  $c_2, c_4, c_6$  – жесткости участков стабилизатора, работающих на кручение,  $\text{Н}\cdot\text{м}/^\circ$ .

### Проверка работоспособности аналитического метода

Объектом исследования являются стабилизаторы поперечной устойчивости простой и сложной геометрических форм с диаметрами прутка  $d_{сб} = 36$  мм и 45 мм соответственно.

На рис. 2 представлен стабилизатор простой геометрической формы, состоящий из трех простых участков.

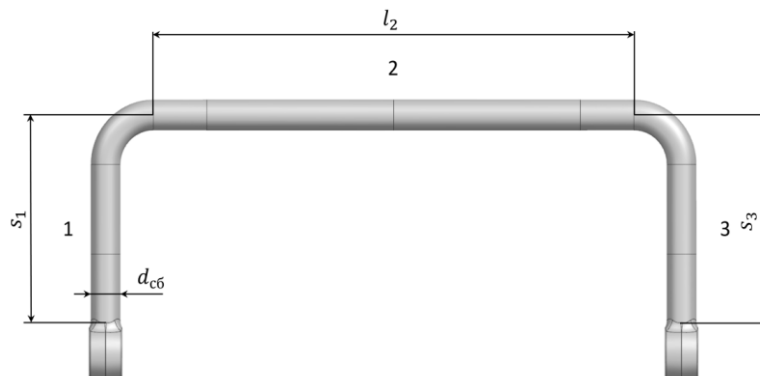


Рис. 2. Геометрические параметры стабилизатора поперечной устойчивости простой формы

Fig. 2. Geometrical parameters of an anti-roll bar of simple shape

Участки с длинами  $s_1, s_3$  — работают на изгиб, а участок с длиной  $l_2$  — на кручение. Момент инерции круга при изгибе вычисляется по формуле (4) [8]:

$$I_x = \frac{\pi d_{сб}^4}{64}, \quad (4)$$

где  $d_{сб}$  — диаметр стабилизатора.

Полярный момент инерции круга вычисляется по формуле (5) [8]:

$$I_p = \frac{\pi d_{сб}^4}{32}. \quad (5)$$

Жесткости этих участков рассчитываются по формулам (1) и (2) соответственно.

Учитывая симметричную форму стабилизатора и подставляя (1), (2), (4) и (5) в основную формулу (3), получим следующее выражение (6):

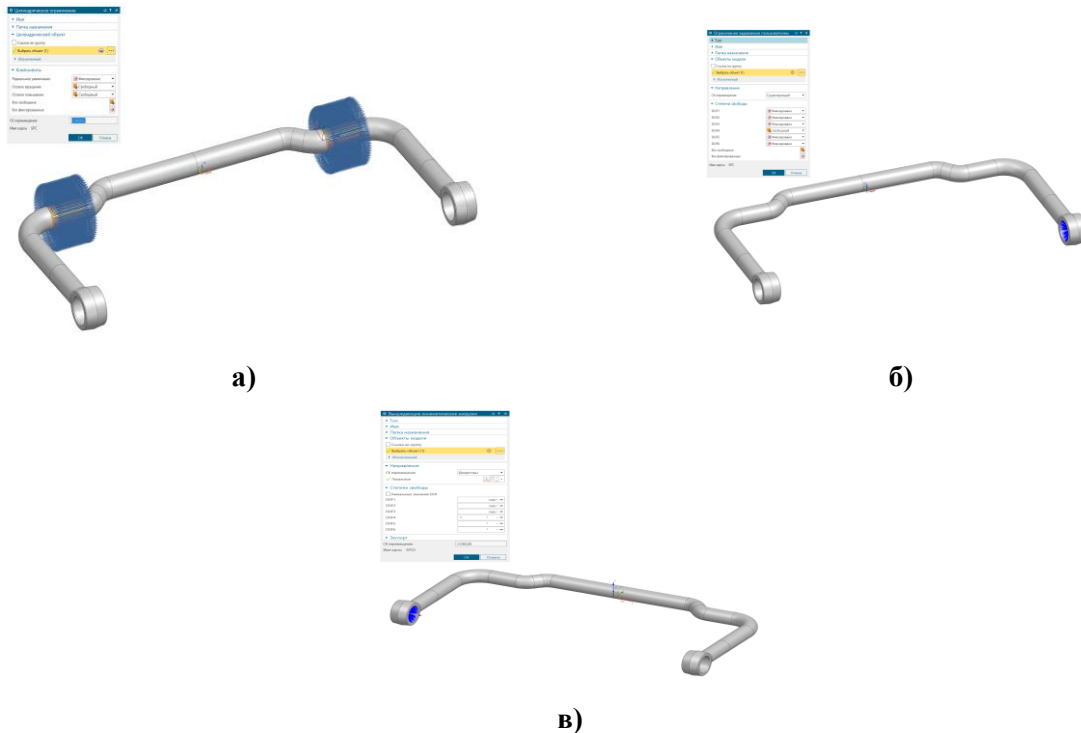
$$\frac{1}{c_{сб}} = \frac{2 \cdot 64 \cdot s_1}{E \cdot \pi \cdot d_{сб}^4} + \frac{32 \cdot l_2}{G \cdot \pi \cdot d_{сб}^4}. \quad (6)$$

Далее необходимо рассмотреть стабилизатор поперечной устойчивости сложной геометрической формы (рис. 1). Стабилизатор состоит из семи простых участков. Участки с длинами  $s_1, s_3, s_5, s_7$  работают на изгиб, а  $l_2, l_4, l_6$  — на кручение. Жесткости этих участков рассчитывается по формулам (1) и (2) с учетом формул (4) и (5). Учитывая симметрию стабилизатора и подставляя (1), (2), (4) и (5) в основную формулу (3), получим выражение (7) для определения жесткости стабилизатора сложной геометрической формы:

$$\frac{1}{c_{сб}} = \frac{2 \cdot 64 \cdot s_1}{E \cdot \pi \cdot d_{сб}^4} + \frac{2 \cdot 32 \cdot l_2}{G \cdot \pi \cdot d_{сб}^4} + \frac{2 \cdot 64 \cdot s_3}{E \cdot \pi \cdot d_{сб}^4} + \frac{32 \cdot l_4}{G \cdot \pi \cdot d_{сб}^4} \quad (7)$$

Для подтверждения корректности метода аналитического расчета жесткости стабилизатора поперечной устойчивости, необходимо воспользоваться расчетами МКЭ [9-11].

Граничные условия для стабилизатора поперечной устойчивости во всех четырех расчетных случаях выбраны в соответствии с закреплениями в конструкции подвески натурального транспортного средства (рис. 3).



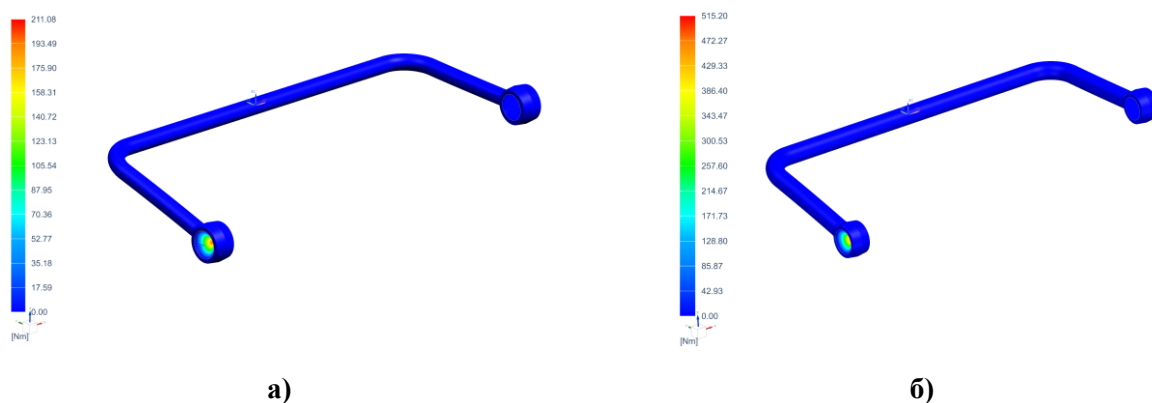
**Рис. 3. Граничные условия:**

*а) резинометаллический шарнир; б) ограничение по всем степеням свободы, кроме вращения вокруг оси X; в) вращательное кинематическое воздействие относительно оси X на 1°*

**Fig. 3. Boundary conditions:**

*a) rubber-metal hinge; b) restriction on all degrees of freedom except rotation around the X-axis; c) rotational kinematic action relative to the X-axis by 1°*

Результаты расчетов жесткостей стабилизатора поперечной устойчивости при помощи МКЭ для всех расчетных случаев представлены на рис. 4 и 5.

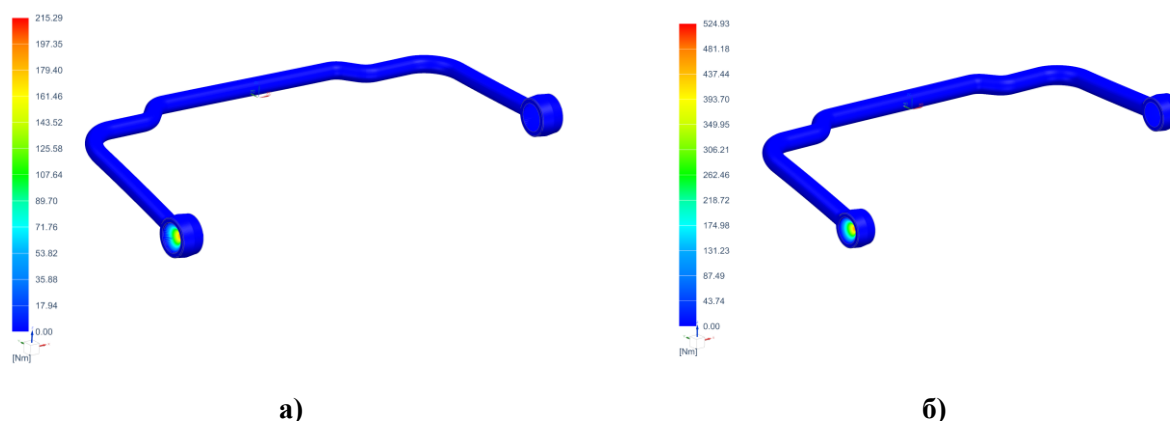


**Рис. 4. Распределение моментов реакций для стабилизатора поперечной устойчивости простой геометрической формы:**

*а) стабилизатор  $d_{c6} = 36$  мм; б) стабилизатор  $d_{c6} = 45$  мм*

**Fig. 4. Distribution of reaction moments for the anti-roll bar of simple geometric shape:**

*a) anti-roll bar  $d_{c6} = 36$  mm; b) anti-roll bar  $d_{c6} = 45$  mm*



**Рис. 5. Распределение моментов реакций для стабилизатора поперечной устойчивости сложной геометрической формы:**

*а) стабилизатор  $d_{cб} = 36$  мм; б) стабилизатор  $d_{cб} = 45$  мм*

**Fig. 5. Distribution of reaction moments for the anti-roll bar of complex geometric shape:**

*a) anti-roll bar  $d_{cб} = 36$  mm; b) anti-roll bar  $d_{cб} = 45$  mm*

Численные значения результатов расчетов жесткостей стабилизаторов поперечной устойчивости аналитическим методом и МКЭ представлены в табл. 1.

*Таблица 1.*

**Результаты расчетов жесткостей стабилизаторов поперечной устойчивости**

*Table 1.*

**Results of stiffness calculations of anti-roll bars**

	Аналитический расчет		МКЭ	
	36	45	36	45
Диаметр стабилизатора $d_{cб}$ , мм	36	45	36	45
Жесткость стабилизатора простой геометрии $C_{cб}$ , Н · м/°	203	496	211	515
Жесткость стабилизатора сложной геометрии $C_{cб}$ , Н · м/°	220	538	215	525

Из табл. 1 видно, что отклонения результатов аналитических расчетов от результатов расчета численным методом составляют менее 5 %, что свидетельствует о корректности проведенных расчетов и работоспособности разработанного метода определения жесткости стабилизатора поперечной устойчивости.

### Заключение

Разработан аналитический метод определения жесткости стабилизатора поперечной устойчивости произвольной геометрической формы. Проведен анализ геометрии и оценка типа нагружения участков стабилизатора. Определена общая жесткость устройства. Отклонения результатов, полученных при помощи нового метода, от результатов численного расчета составляют не более 5 %, что подтверждает корректность метода определения жесткости стабилизатора поперечной устойчивости произвольной формы.

### Библиографический список

1. **Рубанов, П.С.** Оценка влияния учета податливости рамы фронтального погрузчика на возникающие нагрузки в системе динамики твердых тел / П.С. Рубанов, Р.Б. Гончаров, Г. И. Скотников и др. // Известия МГТУ МАМИ. 2023. Т. 17, № 4. С. 401-409. – DOI 10.17816/2074-0530-472077. – EDN ZYYKEM.

2. **Vdovin, D.** Prediction of fatigue life of suspension parts of the semi-trailer in the early stages of design / D. Vdovin, Y. Levenkov, I. Chichekin // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering: Design Technologies for Wheeled and Tracked Vehicles, MMBC 2019, Moscow, 01–02 октября 2019 г. Vol. 820. – М.: Institute of Physics Publishing, 2020. P. 012002. – DOI 10.1088/1757-899X/820/1/012002. – EDN HNLDC E.
3. **Горелов, В.А.** Анализ нагрузок рамы грузового автомобиля методом динамики систем тел с использованием конечно-элементной модели / В.А. Горелов, А.И. Комиссаров, Д.С. Вдовин, О. И. Чудаков // Транспортные системы. 2020. № 4(18). С. 4-14. – EDN GLXUZD.
4. **Максимов, Р.О.** Виртуальный стенд для определения нагрузок в пневматической подвеске задней тележки грузового автомобиля на ранних стадиях проектирования / Р.О. Максимов, И.В. Чичекин // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. №3 (49). С. 76 – 86. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-49-3-76-86.
5. **Левенков, Я.Ю.** Определение параметров модели рессоры для анализа нагрузок и оценки прочности элементов подвески в системе расчета динамики твердых тел / Я.Ю. Левенков, И.В. Чичекин // Инженерный вестник. 2016. № 12. С. 4. – EDN XICZAL.
6. **Афанасьев, Б.А.** Проектирование полноприводных колесных машин: учебник для вузов. Т. 3 / Б.А. Афанасьев, Б.Н. Белоусов, Л.Ф. Жеглов и др. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 432 с.
7. **Тягунов, А.Е.** Расчет и обоснование конструктивных параметров автомобильных механических стабилизаторов поперечной устойчивости с регулируемой жесткостью / А.Е. Тягунов, А.Б. Карташов // Известия МГТУ «МАМИ». 2017. Т. 11. №2. С. 64-71. – DOI: 10.17816/2074-0530-66918.
8. **Феодосьев, В.И.** Соппротивление материалов: учебник для вузов. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999. – 592 с.
9. **Рубанов, П.С.** Совершенствование конструкции несущей системы полуприцепа на стадии проектирования путем параметрической оптимизации / П.С. Рубанов, Р.Б. Гончаров, А.О. Поляков, И.О. Хренов // Труды НГТУ им. П.Е. Алексеева. – 2024. – № 3(146). – С. 108-119.
10. **Petyukov A.V., Goncharov R.B., Gonsales Astua A.V.** Numerical simulation of airbag module operating features. AIP Conf. Proc. 6 October 2023; 2833 (1): 020043. <https://doi.org/10.1063/5.0151985>
11. **Рубанов, П.С.** Методика синтеза геометрии продольного профиля и конструктивных параметров листовой рессоры с применением метода конечных элементов / П.С. Рубанов, Р.О. Максимов, М.В. Четвериков // Тракторы и сельхозмашины. 2024. Т. 91. № 3. С. 331-340.

*Дата поступления  
в редакцию: 30.07.2024*

*Дата принятия  
к публикации: 24.01.2025*