

УДК 62-592.2

© В. В. Саплинова, аспирант
© С. Н. Глаголев, д-р экон. наук, профессор
(Белгородский государственный технологический университет им. В. Г. Шухова)
E-mail: viktoriasrt@yandex.ru, rector@intbel.ru
© А. Н. Новиков, д-р техн. наук, профессор
(Орловский государственный университет имени И. С. Тургенева)
E-mail: novikovan@ostu.ru
© И. А. Новиков, канд. техн. наук, доцент
(Белгородский государственный технологический университет им. В. Г. Шухова)
E-mail: ooows@mail.ru

DOI 10.23968/1999-5571-2019-16-5-270-277

© V. V. Saplinova, post-graduate student
© S. N. Glagolev, Dr. Sci. Ec., Professor
(Belgorod State Technological University named after V. G. Shukhov)
E-mail: viktoriasrt@yandex.ru, rector@intbel.ru
© A. N. Novikov, Dr. Sci. Tech., Professor
(I. S. Turgenev Orel State University)
E-mail: novikovan@ostu.ru
© I. A. Novikov, PhD in Sci. Tech., Associate Professor
(Belgorod State Technological University named after V. G. Shukhov)
E-mail: ooows@mail.ru

РАЗРАБОТКА ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ГОНОЧНОГО БОЛИДА ФОРМУЛЬНОГО ТИПА КЛАССА «FORMULA STUDENT»

DEVELOPMENT OF THE BRAKE SYSTEM OF THE FORMULA-TYPE RACING CAR OF THE «FORMULA STUDENT» CLASS

Рассмотрены принципы и алгоритм создания тормозной системы гоночного болида «формульного» типа класса «Formula Student». Разрабатываемая тормозная система для гоночного болида инженерно-гоночной команды БГТУ им. В. Г. Шухова «Shukhov Racing Team Electric» применена и успешно эксплуатируется во время динамических заездов на международных инженерно-технических соревнованиях «Formula Student».

Ключевые слова: тормозная система, болид, тормоза, расчет, суппорт, безопасность.

The article considers the principles and algorithm of creating the brake system of the «Formula Student» class racing car. The brake system for the racing car of the engineering and racing team of BSTU named after V. G. Shukhov «Shukhov Racing Team Electric» being developed at present is applied and successfully operated during dynamic races at the «Formula Student» international engineering competitions.

Keywords: brake system, racing car, brakes, calculation, caliper, safety.

Мировой автоспорт стремительно развивается. С каждым годом талантливые инженеры создают более мощные, более быстрые спортивные автомобили, способные покорять гоночные трассы, развивая рекордные по сравнению со своими предыдущими поколениями скорости. Большая часть конструкторских разработок для гоночной сферы находит широкое применение в гражданском автомобилестроении.

Студенческий автоспорт также не стоит на месте, а постоянно развивается. Ежегодно студенческие инженерно-гоночные команды со всего мира создают «с нуля» настоящие гоночные болиды, с которыми они участвуют в международных инженерно-технических соревнованиях

«Formula Student». Это студенческое движение именуется «кузницей инженеров» и «студенческой версией Формулы-1».

Каждый год студенческая команда должна создавать новые болиды «с нуля» по принципу «от идеи до готового образца». Ввиду того что студенты самостоятельно строят свои автомобили, остается высоким риск возникновения неисправности какой-либо системы, агрегата или узла во время динамических испытаний болидов. Одной из основных проблем команд является неисправность разного рода в тормозной системе. «Безопасность превыше всего» — такой девиз у организаторов соревнований. Тормозной системе болида уделено особое внимание и вве-



Рис. 1. Общее фото участников соревнований «Formula Student» в Венгрии, 2018 год

ден специальный тест на торможение — Brake test. Во время этого испытания пилот должен разогнать болид на дистанции в 75 метров, после чего резко затормозить. Если одновременно заблокировались все 4 колеса, то тест пройден и автомобиль допущен к заездам на трек.

В данной работе рассмотрена тормозная система гоночного электробоида «формульного» типа класса «Formula Student», разработанного инженерно-гоночной командой БГТУ им. В. Г. Шухова «SHUKHOV RACING TEAM Electric» для участия в международных соревнованиях.

Что необходимо учитывать при создании правильной тормозной системы болида? В книге Г. А. Гаспарянца [1] предлагается следующее:

1. Необходимо использовать тормозные диски требуемого размера для рассеивания кинетической энергии нашего болида (после процесса

торможения с максимальной скорости до 0 км/ч температура тормозных дисков не должна превышать 540 °С). Если планируется «гонять» на болиде, то при расчете рассеиваемого тепла необходимо использовать температуру тормозных дисков до торможения, равной не менее 260 °С [2, 3, 4].

2. Выбрать самый жесткий и крепкий суппорт. Для того чтобы деформация при сжатии диска была минимальной во время процесса торможения, необходимо использовать суппорт с максимально возможной эффективной площадью поршней.

3. Следующий шаг — расчет рекомендуемой тормозной силы.

4. Рассчитываем рекомендуемое максимальное давление в тормозной системе болида:

$$P_d = T C_p / (\mu L \cdot P_n \cdot R_e), \quad (1)$$

где P_d — рекомендуемое давление, создаваемое ГТЦ (кг/см²); $T C_p$ — рекомендуемая тормозная сила (кг); μL — коэффициент трения колодки и диска; P_n — эффективная площадь поршней (для суппорта со скобой необходимо 2 умножить на площадь поршней); R_e — эффективный радиус тормозного диска (принимается от центра ступицы до центра тормозной колодки).

5. Далее определяем, насколько чувствительную педаль тормоза мы хотим иметь в своем болиде. Для спортивного использования и активного торможения чаще всего необходима сила нажатия ногой пилота в 35 кг [5, 6, 10].

6. Следующим шагом является определение состояния тормозов — с усилителем или без него. Как считают Иванов А. М. и Лукин П. П. [7, 8], усилитель понадобится тогда, когда у нас нет возможности добиться при выбранных ком-

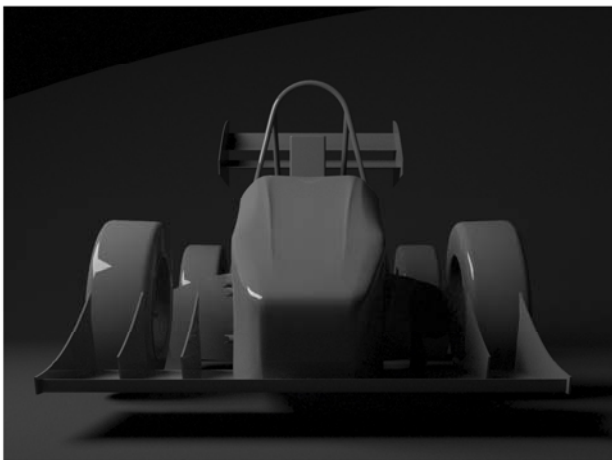


Рис. 2. Дизайн-концепт болида команды БГТУ им. В. Г. Шухова класса «Formula Student»

понентах достаточного хода педали и нужного тормозного усилия либо когда нет возможности установить педаль с высоким соотношением усилия, а также если автомобиль тяжелый.

7. Определяем соотношение педали, размер главного тормозного цилиндра (ГТЦ) и (если ставился) коэффициент усилия вакуумного усилителя. Мы знаем, какое давление нам нужно создать, и насколько мы хотим жесткую педаль. У нас есть три компонента (или два), за счет которых можно создать это давление. Соотношение педали может быть от 3 до 7. При выборе соотношения нам необходимо было учитывать несколько факторов: достаточно ли места для установки и не будет ли педаль тормоза упираться в пол до конца хода ГТЦ. Также стоит не забывать о том, что чем больше соотношение, тем больше ход и «ватность» педали тормоза.

Рассчитываем силу, с которой шток педали будет давить на ГТЦ. Допустим, мы хотели бы достигать максимальной силы торможения при давлении на педаль в 35 кг, а соотношение педали у нас 4,5. Значит, сила, прилагаемая к ГТЦ, составит $35 \cdot 4,5 = 157,5$ кг. А если используется усилитель, нужно будет умножить еще на коэффициент усиления. В нашем случае усилитель не использовался [9, 11, 12].

Далее выбираем правильный размер ГТЦ. Теперь, зная рекомендуемое давление, силу, создаваемую штоком педали, мы можем рассчитать размер ГТЦ¹:

$$P_n = C_n / P_d, \quad (2)$$

где P_n — площадь поршня ГТЦ, см²; C_n — сила, приложенная к поршню ГТЦ, кг; P_d — рекомендуемое давление, создаваемое ГТЦ, кг/см² [13].

Например, нам необходимо давление в 65 кг/см², а давить мы можем на ГТЦ с силой 157,5 кг. Тогда

$$P_n = 157,5 / 65 = 2,45 \text{ см}^2. \quad (3)$$

Переведем в типичные для обозначения ГТЦ дюймы — диаметр ГТЦ в (in) = 2 (корень из $2,45/3,14$) / 2,54 = 0,695 in.

Исходя из этого, нам понадобится цилиндр 11/16 = 0,687 дюйма, один из самых маленьких. Также не забудем учесть, хватит ли его, чтобы

вытеснить достаточное количество тормозной жидкости.

Если не хватит, нам придется увеличивать размер ГТЦ, а значит, нам понадобится большая сила, приложенная к поршню ГТЦ, чтобы создать достаточное давление в тормозной системе. Если не менять соотношение педали — единственным решением будет установка усилителя [14, 15].

8. Проверяем количество вытесняемой жидкости для выбранных компонентов. Нам необходимо удостовериться, что хода педали достаточно для создания силы сжатия.

9. Высчитываем создаваемую тормозную силу с компонентами, которые мы подобрали, и сравниваем ее с рекомендованной.

На рис. 3 приведен общий вид колесного узла гоночного болида «EvolveNT» в сборе.

Тормозная система болида «EvolveNT» двухконтурная и включает в себя передний и задний контуры.

Тормозная система состоит из дисковых тормозов на каждом колесе с жестким суппортом. Тормозной диск диаметром 220 мм выполнен из листового металла марки 40X13 толщиной 4 мм. Данный материал для тормозного диска выбран исходя из подходящих нам механических свойств металла. Этот металл 40X13 имеет хорошую термостойкость. Наш тормозной диск способен выдерживать температуру до 600 °С без потери механических свойств. Резка тормозного диска осуществлялась методом гидроабразивной обработки металла.

На передней оси установлены тормозные суппорты Wilwood GP200, выбранные исходя из их веса и диаметра рабочего цилиндра (рис. 4).

На задней оси установлены тормозные суппорты Wilwood PS-1 (рис. 5), выбранные также исходя из их веса и диаметра рабочего цилиндра. Так как на задней оси требуется меньшее усилие торможения, чем на передней оси, мы выбрали суппорт меньшей производительности.

Тормозные колодки марки Wilwood 150-4091K обеспечивают оптимальные условия торможения в дождливую и жаркую погоду. Максимальный нагрев тормозных дисков не превышает 150 °С, поэтому применение специальных гоночных колодок не требуется (рис. 6 и 7).

Главный тормозной цилиндр Wilwood Серия GS (рис. 8) имеет диаметр рабочего поршня

¹ ГОСТ 20911–89. Техническая диагностика. Термины и определения. М.: Госкомстандарт, 1990. 13 с.; ГОСТ 22895–77. Тормозные системы автотранспортных средств. Технические требования. Технические требования. М.: Госкомстандарт, 1978. 15 с.

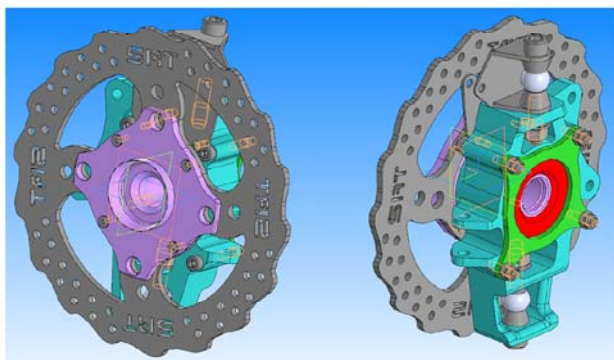


Рис. 3. Колесный узел болида «EvolveNT»

½ дюйма (12,7 мм), ход — 1,25 дюйма (31,7 мм). Данный цилиндр выбран согласно нашему расчету. Площадь поршня обеспечивает необходимое давление в системе, равное 150 кг/см² (14,7 МПа), а ход цилиндра — необходимый объем вытеснения жидкости. Объем одного главного цилиндра достаточно, чтобы выдавить рабочие цилиндры в суппорте суммарно на 2 мм [16].

На заднем контуре тормозной системы установлен дозирующий клапан Wilwood 260-10922 (рис. 9).

Тормозные магистрали собраны с использованием армирующего шланга и специальных металлических фитингов.

На рис. 10 приведен расчет тормозной системы гоночного болида «формульного» типа класса «Formula Student» инженерно-гоночной команды БГТУ им. В. Г. Шухова. В таблице расположены компоненты тормозной системы, их параметры, а также вводные расчеты тормозной системы болида [17].

На рис. 11 располагаются исходные данные и проектный расчет тормозной системы болида «EvolveNT».

На переднюю ось болида действует нагрузка, равная 266 кг, на переднюю ось — 134 кг. Расстояние передней оси до центра тяжести составляет 800 мм. Согласно проведенным расчетам сила сжатия суппорта составила 3627 кг, а темпера-

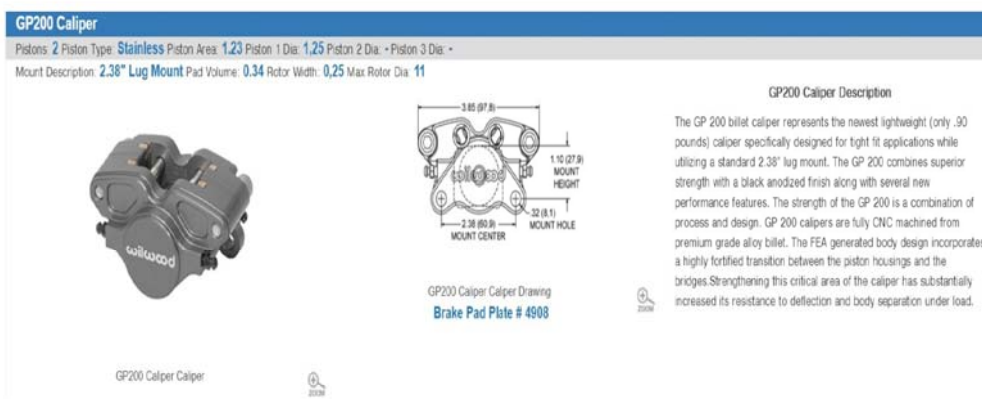


Рис. 4. Передний тормозной суппорт



Рис. 5. Задний тормозной суппорт

Pad Plate #4908

Plate Characteristics	
Thickness (in):	.31
Pad Area (in ²):	0.34
Pad Volume (in ³):	1.83

Fits Wilwood Calipers	
GP200 Caliper	

Brake Pad Plate #4908

Рис. 6. Передние тормозные колодки

Pad Plate #4908

Plate Characteristics	
Thickness (in):	.31
Pad Area (in ²):	0.34
Pad Volume (in ³):	1.83

Fits Wilwood Calipers	
GP200 Caliper	

Brake Pad Plate #4908

Рис. 7. Задние тормозные колодки

GS Compact Remote Master Cylinder

Prod #: 260-15088 Price: \$70.19

Master Cylinder Dimensions	
Bore Size	1/2"
Area (in ²)	0.19
Stroke	1.25
Volume (cu in)	0.24

Master Cylinder Description	
Type	Single Outlet
Outlets	1
Material	Aluminum
Finish	Black E-coat
Reservoir	Remote
Res. Type	
Res. Size (oz)	
Res. Size (cu in)	
Ratio	
BPFC Number	889545074321
UP/C	

Product Documents

Rebuild Kit	Product Data Sheet
260-14118	Click To Download

GS Compact Remote Master Cylinder - Product Summary

Wilwood's new GS Compact Remote Master Cylinders are an all new rebuildable design featuring a high pressure die cast aluminum body with a protective e-coat finish. Remote cylinders feature a standard 7/16-20 threaded inlet. Internally, a refined return spring and piston assembly assures positive pressure control along with a quick and complete release.

Рис. 8. Главный тормозной цилиндр

Proportioning Valve, Knob Style, 3/8-24 seats.

Material: Aluminum / Steel Finish: Clear Anodize

Proportioning Valve - Compact Knob Description

The new generation of adjustable proportioning valves combines the latest refinements to deliver precise pressure metering and strength from a compact forged billet design. Pressure adjustments range from 100-1000 PSI and provide for a maximum decrease of 57% in line pressure, the most of any available valve. Adjuster knob with fine thread tuning provides precise pressure adjustment. This adjustment lets you fine tune the front to rear braking balance by proportionally decreasing the rear brake line pressure. Valves weigh only 5.2 ounces and have two .25" side mounting holes spaced 1.00" apart. This valve varies from our standard Knob Style Proportioning valve, as the in and out ports are 3/8-24 inverted flare seats and do not require tube nut adapters to directly install 3/16 tubing with inverted flare 3/8-24 nuts.

Ordering Information for Proportioning Valve - Compact Knob					
Info	Material	Finish	Price	Item No	Purchase
Details	Aluminum / Steel	Clear Anodize	\$45.30	260-10922	Call (805) 388-1188

Рис. 9. Дозирующий клапан

тура диска при торможении со 150 до 0 км/ч составила 130 °С. Сила, с которой суппорт должен заблокировать колесо, составляет 3588 кг [4, 18].

На рис. 12 представлен силовой расчет тормозной системы.

Для проверки прочности педали тормоза был проведен прочностной расчет в программе

«Компас 3D». Нагрузка, действующая на педаль тормоза, составляла 35 и 100 кг. Максимальное напряжение в детали составило 140,1 МПа. Максимальное смещение при нагрузке в 35 кг составило 0,5547 мм. При нагрузке в 100 кг максимальное напряжение в детали составило 400,2 МПа, а смещение 1,585 мм. Учитывая, что сила нажа-

Компонент	Параметр	СИ	Вводные расчеты (переводы)	Параметр	СИ
Коэффициент усилителя тормозов	1		Эффективный радиус тормозного диска (от центра ступицы до центр колодки) перед	9	см
Pedal ratio	3.5		Эффективный радиус тормозного диска (от центра ступицы до центр колодки) зад	9.75	см
Диаметр ГТЦ	1.3	см	Сила приложенная к поршню ГТЦ	157.5	кг
Диаметр передних поршней	3.1	см	Давление создаваемое ГТЦ	118.72	кг/см ²
Диаметр задних поршней	2.5	см	Скорость до торможения	41.67	м/с
Кол-во передних поршней (для суппортов со скобой = 2)	1	шт	Скорость после торможения	2.778	м/с
Кол-во задних поршней (для суппортов со скобой = 2)	1	шт	Площадь поршня ГТЦ	1.33	см ²
Сила на педали	45	кг	Площадь передних поршней	7.54	см ²
Вес машины	400	кг	Площадь задних поршней	4.91	см ²
коэффициент сцепления покрышки с дорогой	1		Вес тормозных дисков (общий)	8.00	кг
расстояние от передней оси до центра тяжести машины	80	см	Эффективная площадь поршней (для суппорта со скобой это 2*на площадь поршней) перед	7.54385	см ²
колесная база	155	см	Эффективная площадь поршней (для суппорта со скобой это 2*на площадь поршней) зад	4.90625	см ²
расстояние от земли до центра тяжести машины	28	см	РАСЧЕТЫ		
Коэффициент трения колодки и диска	0.45	ц	Рекомендуемая тормозная сила перед (одно колесо)	3588.387097	кг
Диаметр переднего тормозного диска	220	мм	Рекомендуемая тормозная сила зад (одно колесо)	1811.612903	кг
Диаметр заднего тормозного диска	220	мм	Сила сцепления передней покрышки	132.9032258	кг
Высота передней колодки (фрикционный материал)	40	мм	Сила сцепления задней покрышки	67.09677419	кг
Высота задней колодки (фрикционный материал)	25	мм	Вертикальная сила действующая на обе передних покрышки	265.8064516	кг
Радиус качения шины (общий диаметр колеса/2)	27	см	Вертикальная сила действующая на обе задних покрышки	134.1935484	кг
Ход ГТЦ	3	см			
Скорость до торможения	150	км/ч	Рекомендуемое давление создаваемое ГТЦ	102.81	кг/см ²
Скорость после торможения	10	км/ч	Сила сжатия передних тормозов	895.6065089	кг
Вес переднего тормозного диска	2	кг	Сила сжатия задних тормозов	582.4704142	кг
Вес заднего тормозного диска	2	кг	Производимая сила торможения перед (одно колесо)	3627.206361	кг
Температура тормозных дисков до торможения	25	С	Производимая сила торможения зад (одно колесо)	2555.588942	кг
			Кинетическая энергия до торможения	347277.78	дж
			Кинетическая энергия после торможения	1543.4568	дж
			Температура дисков после торможения	128.6373871	С

Рис. 10. Параметры и вводные расчеты тормозной системы болида

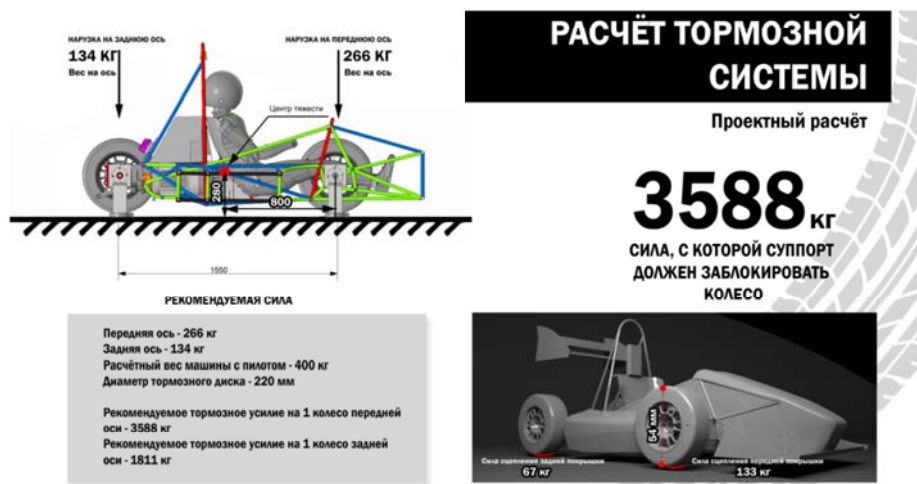


Рис. 11. Проектный расчет тормозной системы болида «EvolveNT»

тия на педаль тормоза в нашем случае составляет 35 кг, испытание прошло успешно. Помимо этого, педаль тормоза, как считает Ю. Н. Работнов [5], способна выдержать более мощную нагрузку, нежели нам понадобится (рис. 13).

Исходя из проведенных расчетов и исследований, следует сделать вывод, что тормозная система гоночного болида создана правильно с учетом всех требований технического регламента соревнований «Formula Student». Автомобиль

способен исправно тормозить и полностью останавливаться, выполняя требования, предъявляемые к безопасности болида.

Несмотря на положительные результаты проведенной работы, необходимо продолжать исследования в области тормозных систем, а также совершенствовать разработанную конструкцию для достижения новых результатов с целью повышения тормозных свойств спортивных автомобилей.

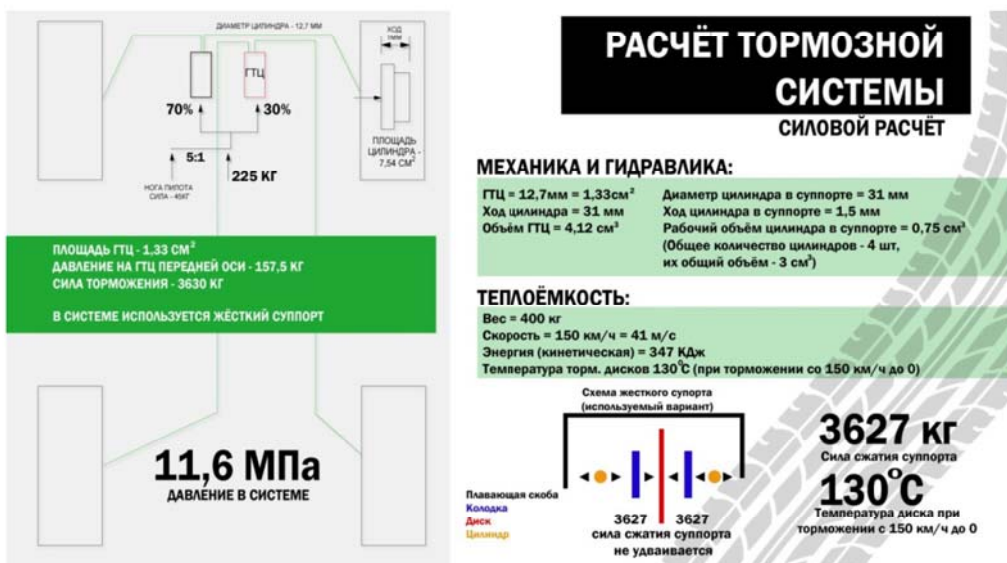


Рис. 12 . Силовой расчет тормозной системы болида «EvolveNT»

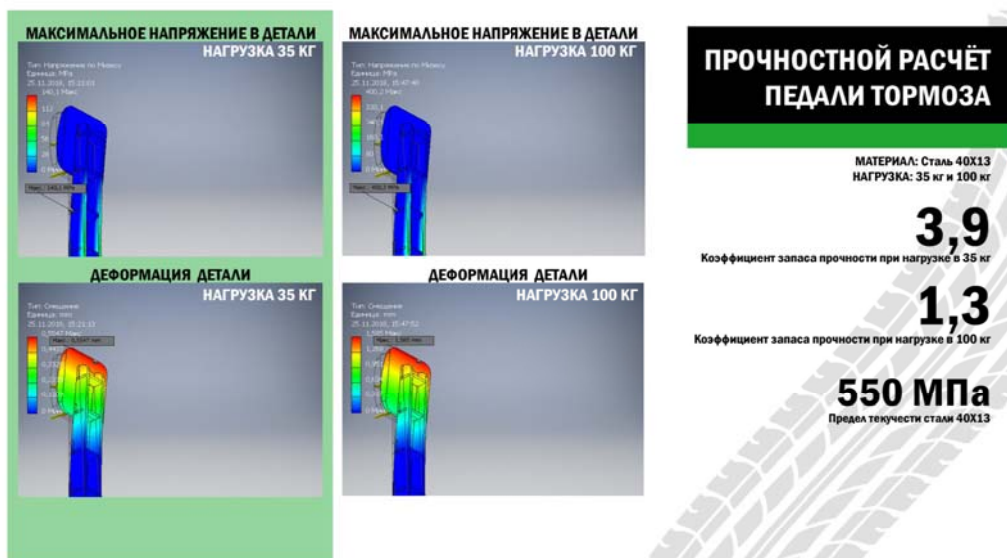


Рис. 13. Расчет педали тормоза болида «EvolveNT»

Библиографический список

1. Гаспаряни, Г. А. Конструкция, основы теории и расчета автомобиля. М.: Машиностроение, 1978. 351 с.
2. Демьянюк В. А. Исследование возможности оптимизации процесса торможения автомобиля путем регулирования тормозных сил: дис. ... канд. техн. наук. Львов, 1970. 215 с.
3. Брыков А. С. Регуляторы тормозных сил автомобилей. М.: Машиностроение, 1963. 141 с.
4. Вахламов В. К. Автомобили: конструкция и эксплуатационные свойства. М.: Академия, 2009.

5. Работнов Ю.Н. Сопротивление материалов. М.: Машиностроение, 1950.
6. Огородников В. А. Приложение метода определения напряженно-деформированного состояния в пластической области измерения твердости деформированного металла к решению задач технологической механики // сб. науч. тр. Института сверхтвёрдых материалов НАН Украины. Сер. Г. Процессы механической обработки. 2002. С. 359–366.
7. Иванов А. М. Основы конструкции современного автомобиля. ООО Изд-во «За рулем», 2012.

8. Лукин П. П., Гаспарянц Г. А., Родионов В. Ф. Конструирование и расчет автомобиля. М.: Машиностроение, 1984. 376 с.

9. Горина Л. Н. Раздел выпускной квалификационной работы «Безопасность и экологичность технического объекта. Тольятти: Изд-во ТГУ, 2016. 33 с.

10. Фридман Я. Б. Механические свойства металлов. М.: Машиностроение, 1974. Ч. 1. 472 с.

11. Селиванов В. В. Механика разрушения деформируемого тела. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1999. 420 с.

12. Соцков Д. А., Загородний В. В. Математическая модель автомобиля в процессе торможения // Безопасность и надежность автомобиля: межвуз. сб. М., 1983. С. 58–69.

13. Крамаренко Г. В. Техническая эксплуатация автомобилей. М.: Транспорт, 1983. 488 с.

14. Петров В. А. Расчет регуляторов тормозных сил легковых автомобилей // Автомобильная промышленность. 1976. № 2. С. 25–29.

15. Гришкевич А. И. Автомобили. Минск: Вышэйшая школа, 1986. 208 с.

16. Бекман В. В. Пределы повышения динамики разгона автомобилей // Автомобильная промышленность. 1971. № 7. С. 67.

17. Бекман В. В. К расчету динамических качеств гоночных автомобилей // Автомобильная промышленность. 1975. № 8. С. 32.

18. Илларионов В. А. Эксплуатационные свойства автомобиля. М.: Машиностроение, 1966. 278 с.

References

1. Gaspariyants, G. A. *Konstruktsiya, osnovy teorii i rascheta avtomobilya* [Design, fundamentals of the theory and calculation of the car]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1978, 351 p.

2. Dem'yanyuk V. A. *Issledovanie vozmozhnosti optimizatsii protsessy tormozheniya avtomobilya putyom regulirovaniya tormoznykh sil. Diss. kand. tekhn. nauk* [Research of possibility of optimizing the process of the car braking by brake forces regulation. PhD in Sci. Tech. diss.]. Lvov, 1970, 215 p.

3. Brykov A. S. *Regulyatory tormoznykh sil avtomobilye* [Regulators of brake forces of cars]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1963, 141 p.

4. Vakhlamov V. K. *Avtomobili: konstruktsiya i ehkspluatatsionnye svoystva* [Cars: design and performance characteristics]. Moscow, Academia Publ., 2009.

5. Rabotnov Yu. N. *Soprotivlenie materialov* [Resistance of materials]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1950.

6. Ogorodnikov V. A. *Prilozhenie metoda opredeleniya napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya v plasticheskoy oblasti izmereniya tverdosti deformirovannogo*

metalla k resheniyu zadach tekhnologicheskoy mekhaniki [Application of the method of determining the stress-strain state in the plastic area for measuring the hardness of the deformed metal to solve the problems of technological mechanics]. *Sb. nauch. tr. instituta sverkhтвердых материалов NAN Ukrainy. Ser. G.: «Protsessy mekhanicheskoy obrabotki»* [Coll. of sci. works of the Institute of super-hard materials of NAS of Ukraine. Ser.: Mechanical processing processes]. 2002, pp. 359–366.

7. Ivanov A. M. *Osnovy konstruktssii sovremennogo avtomobilya* [Fundamentals of the design of the modern car]. Za rulem Publ., 2012.

8. Lukin P. P., Gaspariyants G. A., Rodionov V. F. *Konstruirovaniye i raschet avtomobilya* [Design and calculation of the car]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1984, 376 p.

9. Gorina L. N. *Razdel vypusknoy kvalifikatsionnoy raboty «Bezopasnost' i ehkologichnost' tekhnicheskogo ob'ekta»* [Section of the final qualifying work "Safety and environmental friendliness of the technical object"]. Tol'yatti, TGU Publ., 2016, 33 p.

10. Fridman Ya. B. *Mekhanicheskie svoystva metallov* [Mechanical properties of metals]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1974, pt. 1, 472 p.

11. Selivanov V. V. *Mekhanika razrusheniya deformiruemogo tela* [Mechanics of destruction of deformable body]. Moscow, MGTU im. N. Eh. Baumana Publ., 1999, 420 p.

12. Sotskov D. A., Zagorodniy V. V. *Matematicheskaya model' avtomobilya v protsesse tormozheniya* [Mathematical model of the car in the process of braking]. *Mezhvuz. sb. «Bezopasnost' i nadyozhnost' avtomobilya»* [Interhigher school coll. of works "Safety and reliability of the car"]. Moscow, 1983, pp. 58–69.

13. Kramarenko G. V. *Tekhnicheskaya ehkspluatatsiya avtomobilye* [Technical operation of cars]. Moscow, Transport Publ., 1983, 488 p.

14. Petrov V. A. *Raschyot regulyatorov tormoznykh sil legkovykh avtomobilye* [Calculation of regulators of brake forces of cars]. *Avtomobil'naya promyshlennost' – Automobile industry*, 1976, no. 2, pp. 25–29.

15. Grishkevich A. I. *Avtomobili* [Automobiles]. Minsk, Vyshehyshaya shkola Publ., 1986, 208 p.

16. Bekman V. V. *Predely povysheniya dinamiki razgona avtomobilye* [Limits of increasing the car acceleration dynamics]. *Avtomobil'naya promyshlennost' – Automobile industry*, 1971, no. 7, p. 67.

17. Bekman V. V. *K raschyotu dinamicheskikh kachestv gonochnykh avtomobilye* [To the calculation of dynamic qualities of racing cars]. *Avtomobil'naya promyshlennost' – Automobile industry*, 1975, no. 8, p. 32.

18. Illarionov V. A. *Ehkspluatatsionnye svoystva avtomobilya* [Operational properties of the car]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1966, 278 p.