

## УПРАВЛЕНИЕ РЕСУРСОМ ДИСКОВО-КОЛОДОЧНОГО ТОРМОЗА

*Поляков П.А., Полякова Е.А., Тагиев Р.С., Голиков А.А., Москаленко М.Б.*  
*Кубанский государственный технологический университет, г.Краснодар*

**Ключевые слова:** фрикционный узел, тормозной механизм, вентиляционный аппарат.

**Аннотация.** Было исследовано, что управление работы вентиляционным аппаратом зависит от конструктивных особенностей вентиляционного аппарата тормозного диска и аэротермических характеристик. На основании этого выполнено моделирование вентиляционного аппарата дисково-колодочного тормоза. Разработанная модель вентиляционного аппарата показала лучшие аэротермические характеристики при сравнении с существующими конструкциями.

## DISK BRAKE SHOE RESOURCE MANAGEMENT

*Polyakov P.A., Polyakova E.A., Tagiev R.S., Golikov A.A., Moskalenko M.B.*  
*Kuban State Technological University, Krasnodar*

**Keywords:** friction unit, brake mechanism, ventilation apparatus.

**Abstract.** It was investigated that the operation of the ventilation apparatus depends on the design features of the ventilation apparatus of the brake disc and aerothermal characteristics. Based on this, the ventilation apparatus of the disk-block brake was simulated. The developed model of the ventilation apparatus showed the best aerothermal characteristics when compared with existing structures.

Большинство отказов тормозного диска в основном происходят из-за перегрева. Следовательно, крайне важно усилить отвод тепла от вентилируемого тормозного диска, чтобы повысить его ресурс и эффективность торможения. За последние несколько лет многие исследователи [1-4] разработали инновационные конструкции (такие как обратное направление движение лопастей, включение усилителей турбулентности и т.д.). Для решения этой проблемы необходим анализ характеристик воздушного потока и теплопередачи внутри вентилируемого тормозного диска. Существует много исследований [8, 11, 12], посвященных снижению энергонагруженности дисково-колодочных тормозных механизмов, но помимо внедрения разных систем в сам тормозной диск, для начала необходимо использовать вентиляционный аппарат тормозного диска в полном объеме. В статьях [5, 7] представлена методика расчета объемных температур тормозного барабана, показана связь конструктивных параметров тормозного барабана с термодинамическими характеристиками воздуха. Аналогичным образом можно сделать вывод, что геометрические параметры вентиляционного аппарата тормозного диска оказывают влияние на его работу.

Существуют также другие параметры, такие как вес, толщина и количество лопаток в тормозном диске, которые изменяются в соответствии с требованиями производителей автомобилей. Поэтому при производстве тормозных дисков существует огромная потребность в анализе данных теплоотвода и равномерности распределения температуры для максимального их рассеивания.

*Целью* данного исследования является исследование влияния различных конструктивных параметров вентиляционного аппарата на управление ресурсом дискового тормоза.

Различные конструктивные параметры включают в себя: углы лопаток; количество лопаток в диске [6]; проходное соотношение сторон; толщина лопаток и форма лопаток [9, 10]. Цель достигаются путем рассмотрения математической модели воздушного потока, проходящего через вентиляционные каналы тормозного диска, а также путем изучения следующих аспектов воздушного потока, которые влияют на аэротермические характеристики тормозного диска: температура диска; скорость на выходе из вентиляционных каналов; скорость рассеивания тепла на поверхности тормозного диска; массовый расход воздуха, проходящего через вентиляционные каналы диска; равномерность распределения температуры на всех поверхностях диска;

Наиболее важным конструктивным параметром является угол наклона лопаток, согласно проведенному литературному обзору [1-3].

Исследования проводились в три этапа: создание модели, генерация сетки и моделирование CFD. Ротор дискового тормоза вращается с лопастями и каналами на равном угловом расстоянии. Это значительно упрощает вычисление, так как анализ может быть выполнен только для одной лопатки и вентиляционного канала. Тормозной диск состоит из двух рабочих поверхностей, разделенных лопастями. Моделирование полной геометрии было не оправдано, так как требует больших вычислительных усилий. Поскольку задача проекта состояла в изучении углов лопастей. Что касается общей характеристики тормозного диска, то в отношении исходной модели сделаны следующие упрощения (рис. 1): внешняя сторона тормозного ротора моделируется как плоская пластина; болтами и балансировочными зажимами пренебрегли; канавками на трущихся поверхностях также пренебрегли.

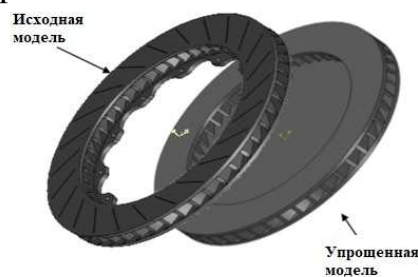


Рис. 1. Упрощение исходной геометрии тормозного диска

Трехмерная модель создана в AutoCad. Периодический угол поворота рассчитывался на основании количества лопаток. Затем созданная модель экспортировалась в генерирующее сетку программное обеспечение в формате файлов IGS/IGES. Симуляция CFD выполнялась с использованием программного пакета ANSYS Student. Треугольники скорости использовались для связи параметров, определяющих лопатку и свойства потока в относительной системе координат с параметрами в абсолютной системе отсчета. Рассматривался тормозной диск в горизонтальной плоскости. При вращении поток поступает из осевого направления, изменяет направление и радиально входит в вентиляционный канал тормозного диска. Также происходит изменение

направления потока с тангенциального на радиальное. При построении треугольника скоростей важно понимать угол, под которым поток входит и выходит из вентиляционного канала в относительной системе отсчета. Предположим, что поток поступает в вентиляционный канал примерно под тем же углом, что и угол входа лопатки. Треугольник скорости на входе (рис. 2) дает информацию о направлении различных составляющих скорости [13]. Абсолютная скорость ( $V_1$ ) - это сумма относительной скорости ( $C_1$ ) и скорости ( $U_1$ ) вращения лопатки. Относительную скорость на выходе можно разделить на две составляющие: тангенциальную и радиальную. При оценке массового расхода на выходе из канала используется компонент, перпендикулярный площади выхода, т.е. радиальный компонент. Из рисунка 3 видно, что увеличение относительного угла выхода ( $\beta_2$ ) приводит к более высокой радиальной скорости при фиксированном относительном угле входа ( $\beta_1$ ), следовательно, к более высоким массовым расходам. Эта идея была использована при выборе набора данных для анализа. Из рисунка 3 видно, что, увеличивая угол выхода с  $35.62^\circ$  до  $45^\circ$ , компонент относительной скорости выхода увеличивался. Это привело к увеличению радиальной выходной скорости, увеличивая массовый расход.

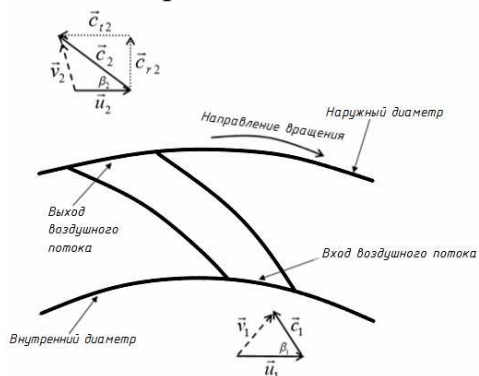


Рис. 2. Треугольники скоростей для тормозного диска

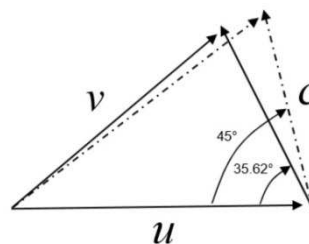


Рис. 3. Выходные треугольники скорости вращения ротора дискового тормоза как функция угла наклона

В исследованиях использовалась серийная модель и 9 моделей с измененными параметрами вентиляционного аппарата (табл. 1). Из рисунка 4 видно, что углы лопастей влияют на массовый расход воздуха проходящего через вентиляционный канал.

Табл. 1. Набор углов лопаток

№ модели	Угол входа ( $\beta_1$ )	Угол выхода ( $\beta_2$ )
Серийная модель (0)	$43,16^\circ$	$35,62^\circ$
Модель 1	$45^\circ$	$50^\circ$
Модель 2	$45^\circ$	$90^\circ$
Модель 3	$45^\circ$	$110^\circ$
Модель 4	$60^\circ$	$50^\circ$
Модель 5	$60^\circ$	$90^\circ$
Модель 6	$60^\circ$	$110^\circ$
Модель 7	$90^\circ$	$50^\circ$
Модель 8	$90^\circ$	$90^\circ$
Модель 9	$90^\circ$	$110^\circ$

В результате исследований было сделан вывод, что с увеличением угла выхода вентиляционного канала радиальная скорость на выходе также увеличивается, увеличивая тем самым массовый расход. Влияние изменения конструктивных параметров вентиляционного аппарата для каждой модели на массовый расход воздуха показан на рисунке 4.

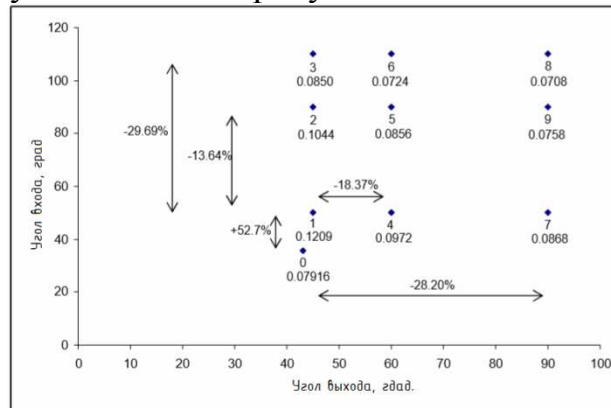


Рис. 4. Изменение массового расхода (кг/с) при различных углах входа и выхода

Из рисунка 4 видно, что углы лопастей влияют на массовый расход воздуха проходящего через вентиляционный канал. При изменении угла на выходе из вентиляционного канала с  $35,62^\circ$  (серийная модель) до  $50^\circ$  (модель 1) массовый расход увеличился на 52,7%. Это связано с тем, что при увеличении угла выхода вентиляционного канала радиальная скорость на выходе также увеличивается, увеличивая тем самым массовый расход. Это наглядно показано на треугольниках скоростей для каждой модели. Из рис. 3 наглядно видно, что скорости воздушного потока на входе в канал на треугольниках скоростей как серийной модели, так и модели 1 похожи, так как углы на входе отличаются незначительно. Но угол наклона лопатки увеличивается от серийной модели к модели 1, поэтому средняя скорость у базовой модели, меньше по сравнению с конструкцией модели 1 (рис. 3).

При дальнейшем увеличении угла выхода с  $50^\circ$  (модель 1) до  $90^\circ$  (модель 2) профиль лопатки изменяется и становится выпуклым. Вследствие этого перепад давления на стороне всасывания увеличивается, и поток разделяется (рисунок 5). Как видно из рисунка 6 после того, как поток входит в канал, он пытается следовать по профилю лопатки, но из-за профиля лопатки, создаваемое неблагоприятное давление заставляет поток разделяться вблизи стороны всасывания вентиляционного канала. Эта разделительная зона продолжается до середины прохода. Это снижает массовый расход воздуха для модели 2 на 13,64% по сравнению с моделью 1, поскольку разделение создает препятствие воздушному потоку.

При дальнейшем увеличении угла на выходе из канала до  $110^\circ$  (модель 3) радиальная составляющая скорости на выходе уменьшается, что снижает массовый расход воздуха. Из рисунка 7 видно, что из-за профиля лопатки после попадания воздушного потока на сторону давления, он закручивается и поворачивается при прохождении через канал. В результате образуется область очень низкой скорости (рис. 8). Эта область снижает локальный теплообмен, создавая тем самым горячие точки.

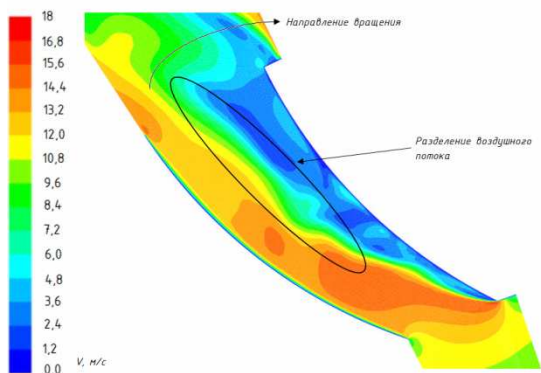


Рис. 5. Изменение относительной скорости в середине сечения модели 2

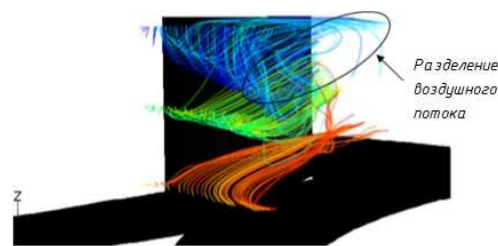


Рис. 6. Траектория движения воздушных потоков в вентиляционном канале модели 2

На рисунке 9 представлено изменение массового расхода воздуха в зависимости от угла выпуска. При входном угле  $45^\circ$  наблюдалось, что массовый расход сначала увеличивается от серийной модели к модели 1, а затем уменьшается с дальнейшим увеличением угла на выходе. Такая же тенденция наблюдалась даже при более высоких углах впуска  $60^\circ$  и  $90^\circ$ . Это связано с изменением профиля лопатки.

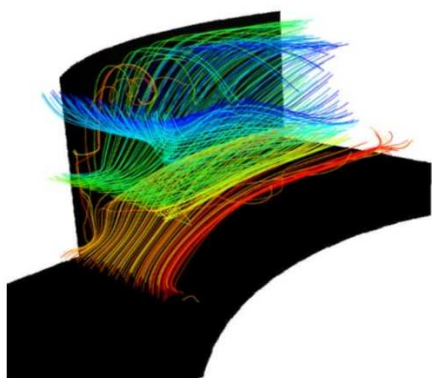


Рис. 7. Траектория движения воздушных потоков модели 3 в вентиляционном канале

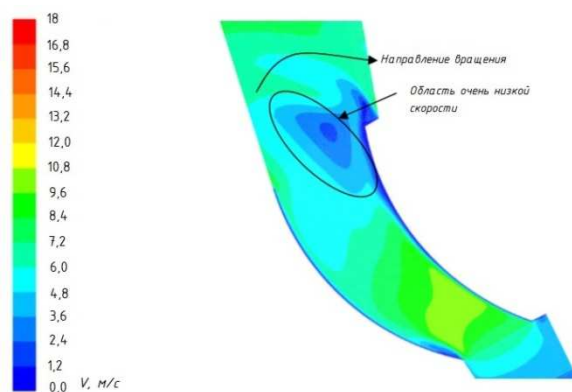


Рис. 8. Изменение относительной скорости в середине сечения модели 3

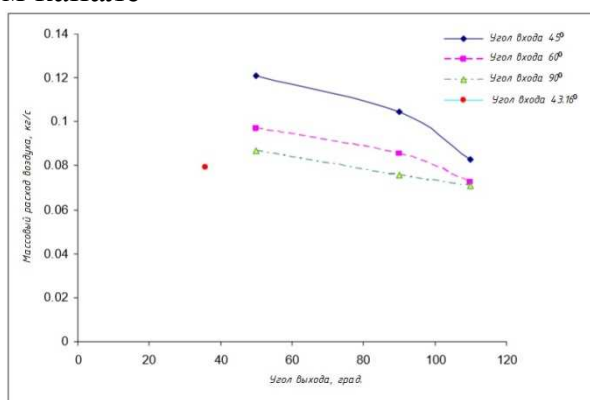


Рис. 9. Изменение массового расхода воздуха в зависимости от угла выхода при разных углах входа

Также было отмечено, что изменение угла входа влияет на массовый расход воздуха проходящего через вентиляционный канал. По мере того как угол

наклона увеличивается с 45°(модель 1) до 60°(модель 4), изгиб лопатки становится более глубоким, что приводит к повышению перепада давления, из-за чего увеличивается разделение воздушного потока на входе, когда воздушные потоки изменяют свое направление от тангенциального к радиальному (рисунок 10). Скорость, создаваемая у модели 4 ниже, чем у модели 1. Это искривление лопатки также приводит к более ранней диффузии, чем для моделей с уменьшенным углом входа. При дальнейшем увеличении угла входа до 90° градусов сепарация на стороне всасывания быстро увеличивается из-за дальнейшего увеличения градиента давления из-за более сильного изменения кривизны и вызывает замедление потока.

При дальнейшем увеличении угла входа до 90° разделение воздушного потока на входе стремительно увеличивается на стороне всасывания из-за дальнейшего увеличения перепада давления и более сильного изменения изгиба и приводит к препятствиям для воздушного потока (рисунок 11). За счет этого массовый расход воздуха уменьшается почти на 28% по сравнению с моделью 1.

Разделение наблюдалось на стороне давления, что приводит к уменьшению скорости воздушного потока, влияющей на массовый расход. Разделение на стороне давления также обусловлено неблагоприятным перепадом давления из-за изгиба лопасти, с которой сталкивается воздушный поток.

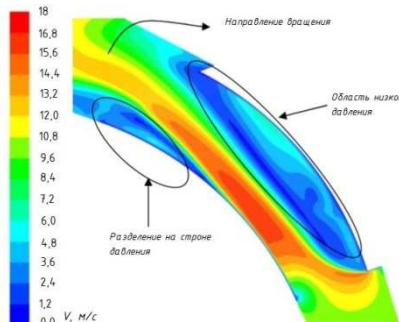
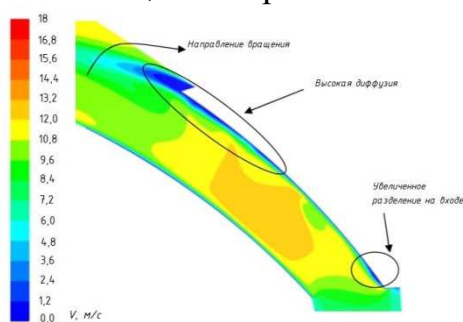


Рис. 10. Схема относительных скоростей модели 4 (м/с) в середине сечения

Рис. 11. Изменение относительной скорости модели 7 в середине сечения

Тенденция изменения массового расхода сохраняется и при более высоких углах выхода (рисунок 12). Хотя абсолютные значения выше для тормозного диска с более низким углом входа, а также с более низким углом выхода. Измерение массового расхода является лишь одним из параметров, определяющих рабочие характеристики проектируемого тормозного диска.

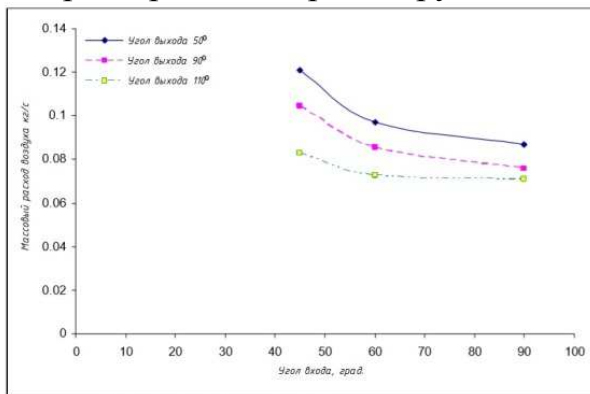


Рис. 12. Изменение массового расхода воздуха при различных углах входа и выхода

Помимо моделирования геометрических параметров вентиляционного канала необходимо учитывать попадание влаги в вентиляционный аппарат.

На основании проведенных исследований сформулированы следующие **выводы**.

Углы входа влияют на аэротермические характеристики тормозного диска. Аэротермические характеристики были лучше при более низких углах входа.

Более значимое влияние на аэротермические характеристики тормозного диска оказывал угол выхода. Меньшие углы на выходе имеют лучшие аэротермические характеристики.

Наилучшие аэротермические характеристики у тормозного диска с углом входа  $45^\circ$  и углом выхода  $50^\circ$ .

Аэротермические характеристики тормозного диска возрастают с увеличением скорости вращения из-за увеличения массового расхода воздуха, скорости теплопередачи, а также равномерности распределения температуры.

Аэротермические характеристики тормозного диска снижаются с увеличением температуры диска из-за уменьшения массового расхода и равномерности распределения температуры.

#### Список литературы

1. Поляков П.А. Разработка термомеханических моделей дисково-колодочных тормозов автомобилей / П.А. Поляков, Е.С. Федотов, Е.Ф. Скляренко, А.А. Голиков // Сборник научных статей по материалам международной научно-практической конференции «Механика, оборудование, материалы и технологии». 2019. С. 262-268.
2. Поляков П.А. Разработка модели вентиляционного аппарата дисково-колодочных тормозов автомобилей / П.А. Поляков, Н.А. Вольченко, Е.С. Федотов, Р.С. Тагиев, В.А. Денисенко // Сборник научных статей по материалам международной научно-практической конференции «Механика, оборудование, материалы и технологии». 2019. С. 252-261.
3. Федотов Е.С. Моделирование температурного поля дискового тормоза / Е.С. Федотов, Н.А. Вольченко, П.А. Поляков, Р.С. Тагиев // Материалы Международной научно-практической конференции, посвященной 100-летию ФГБОУ ВО "Кубанский государственный технологический университет": «Механика, оборудование, материалы и технологии». – Краснодар, 2019. – С.758-763.
4. Федотов Е.С. Изучение процесса теплопередачи в паре трения дисково-колодочного тормоза / Е.С. Федотов, П.А. Поляков, Р.С. Тагиев, Н.Е. Сукач, Н.Е. Слесарев // Материалы Международной научно-практической конференции, посвященной 100-летию ФГБОУ ВО "Кубанский государственный технологический университет": «Механика, оборудование, материалы и технологии». – Краснодар, 2019. – С.773-778.
5. Поляков П.А. Аналитический метод определения средних температур рабочих поверхностей обода тормозного барабана // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 2012. № 4 (159). С. 173-177.
6. Вольченко Н.А. Исследование конструкции системы охлаждения фрикционных узлов тормозных механизмов / Н.А. Вольченко, П.А. Поляков, Е.А. Полякова, Е.С. Федотов // Сборник по материалам международной научно-практической конференции, посвященной 100-летию ФГБОУ ВО «Кубанский государственный технологический университет» «Механика, оборудование, материалы и технологии». Краснодар, 2018. С. 147-160.
7. Polyakov P.A. Pulse-contact frictional interaction of microprotrusions of friction pairs of brake devices / P.A. Polyakov, D.A. Volchenko, E.S. Fedotov, P.S. Krasin, A.S. Evchenko, N.A. Volchenko // IOP conference series: materials science and engineering. 2018. P. 10.

8. Федотов Е.С. Исследование способов снижения нагрузки тормозных механизмов / Е.С. Федотов, Н.А. Вольченко, П.А. Поляков, М.Б. Москаленко // Сборник по материалам международной научно-практической конференции «Механика, оборудование, материалы и технологии». Краснодар, 2019. С. 753-757.
9. Федотов Е.С. Проблемы современных дисковых тормозов автомобилей и пути их решения / Е.С. Федотов, П.А. Поляков, Р.С. Тагиев, С.В. Харьков, К.Г. Кузнецов // Сборник по материалам международной научно-практической конференции «Механика, оборудование, материалы и технологии». Краснодар, 2019. С. 779-783.
10. Поляков П.А., Полякова Е.А., Федотов Е.С., Тагиев Р.С., Голиков А.А., Москаленко М.Б. Классификация систем охлаждения фрикционных узлов и критерии оценки // Современные проблемы теории машин. 2019. № 8. С. 72-76.
11. Вольченко А.И. Энергонагруженность трибосопряжений дисково-колодочных тормозов транспортных средств / А.И. Вольченко, А.В. Возный, О.Б. Стадник, П.А. Поляков, П.С. Красин // Сборник «Сфера знаний: вопросы современного этапа развития научной мысли». Казань, 2018. С. 396-410.
12. Вольченко Н.А. Энергонагруженность дисково-колодочного тормоза с воздушным охлаждением типа «Многоструйный эжектор» / Н.А. Вольченко, П.А. Поляков, А.В. Возный, О.Б. Стадник, В.С. Витвицкий // Сборник материалов международной конференции «Транспортные и транспортно-технологические системы». Тюмень, 2018. С.69-73.
13. Вольченко Н.А. Математическое моделирование траекторий омывающего воздуха пары трения тормоза барабанно-колодочного тормоза транспортного средства / Н.А. Вольченко, П.А. Поляков, Е.В. Гороть // Вісник СевНТУ. 2012. №135. С. 233-236.
14. Вольченко Н.А. Влияние влаги на триботехнические параметры фрикционных узлов тормозных устройств и ее удаление с их поверхностей трения / Н.А. Вольченко, П.А. Поляков // Вестник Саратовского технического университета. 2012. Т.1. №1(63). С.82-87.

#### Сведения об авторах:

*Поляков Павел Александрович* – к.т.н., доцент кафедры автосервиса и материаловедения, КубГТУ, г.Краснодар;

*Полякова Елена Александровна* – ассистент кафедры «Прикладная математика», КубГТУ, г.Краснодар;

*Тагиев Руслан Суфудинович* – старший преподаватель кафедры автосервиса и материаловедения, КубГТУ, г.Краснодар;

*Голиков Алексей Александрович* – ассистент кафедры систем управления и технологических комплексов, КубГТУ, г.Краснодар;

*Москаленко Максим Борисович* – студент, КубГТУ, г.Краснодар.