

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЯ С КОМПРЕССОРНЫМ НАГНЕТЕНИЕМ ВОЗДУХА

ГУЛИЕВ Надим Рагиб оглы, Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова

НИКИТИН Дмитрий Анатольевич, Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова

НИКИТИНА Людмила Владимировна, ФГАОУ ВО Первый МГМУ им. И.М. Сеченова

ЕРЮШЕВ Михаил Владимирович, Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова

ЧЕКМАРЕВ Василий Васильевич, Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова

КОНДАКОВ Константин Сергеевич, ФГБНУ РосНИИСК «Россорго»

В статье предложен способ повышения надежности пневматической тормозной системы автомобиля с компрессорным нагнетанием воздуха путем использования комбинированных компрессионных поршневых колец с высокими эксплуатационными характеристиками, низкой себестоимостью и высокой технологичностью, адаптированной к возможностям отечественного производства.

Введение. В настоящее время в Российской Федерации сложилась достаточно сложная ситуация с производством поршневых колец для поршневых машин всех типов (двигатели внутреннего сгорания, поршневые и плунжерные насосы и компрессоры). Основными причинами снижения объемов и утраты компетенций производства качественных поршневых колец явились неготовность и неспособность отечественные производители противостоять экспансии со стороны ведущих мировых производителей, таких как FederalMogul (США), Prima (Польша) и др.

При этом ведущие мировые производители, активно продвигая свою продукцию на отечественный рынок, в основном сконцентрировали свое внимание на комплектации новых поршневых машин, игнорируя технологические возможности отечественных производителей сопрягаемых с кольцами деталей, стремясь полностью захватить рынок автокомпонентов. Рынок запасных частей испытывает дефицит, а часто и просто отсутствие деталей ремонтных размеров, что существенно ограничивает возможности ремонта узлов и агрегатов, сводя его к их полной замене.

В настоящее время основная масса грузоперевозок в сельскохозяйственном производстве на территории РФ осуществляется автомобилями КамАЗ, которые, как и абсолютное большинство современных грузовых автомобилей в мире, используют пневматическую тормозную систему с компрессорным нагнетанием воздуха.

Автомобили КамАЗ последних лет выпуска укомплектованы одноцилиндровым компрес-

сором с диаметром цилиндра 92 мм, производительность которого при частоте вращения коленчатого вала 2200 мин⁻¹ составляет 380 л/мин, противодействие 0,7 Мпа (7 кг/см²), давление, создаваемое в магистрали тормозной системы, – 0,65...1,1 МПа (6,5...11 кг/см²).

Компрессор тормозной системы является одним из ключевых элементов эксплуатационной надежности автомобиля, которой в настоящее время уделяется большое внимание [1, 8, 11].

Основными деталями, обеспечивающим работоспособность, производительность и надежность компрессора, являются детали цилиндропоршневой группы (рис. 1) и, в частности, поршневые кольца. При этом поршнекомплект состоит из трех колец, двух одинаковых по конструкции компрессионных и одного маслосъемного.

Кольца номинального размера изготавливаются на заводе двигателей ПАО КамАЗ по технологии, разработанной в СГАУ [2], и их качество вполне устраивает как производителей автокомпрессоров, так и эксплуатирующие автомобили организации. Однако, при проведении ремонтов отсутствие на рынке колец ремонтных размеров вынуждает производить замену компрессора целиком, что существенно сказывается как на стоимости ремонта, так и на стоимости владения автомобилем в целом.

Методика исследований. В соответствии с изложенным целью настоящей работы является разработка конструкции поршневых колец автомобильных компрессоров КамАЗ ремонтных размеров, обладающих повышенной приспособляемостью к изношенной форме цилиндров и со-



ответствующих технологическим возможностям отечественных производителей как по компетенциям персонала, так и с точки зрения доступности оборудования. Критериями технологичности и относительно низкой требовательности к персоналу обладает технология изготовления поршневых колец методом литья под давлением из современных термопластичных полимеров. Более того, практика использования таких колец в компрессорах известна [3, 4, 10].

Выбор такого пути достижения поставленной цели объясняется технологичностью конструкции и отсутствием требовательности технологии к наличию специального машиностроительного оборудования.

Выясним, возможно ли изготовление колец компрессора тормозной системы из модифицированного полипропилена. Для этого рассчитаем требуемую форму колец в свободном состоянии и определим внутренние напряжения, которые должны возникнуть в теле поршневого кольца для обеспечения требуемой упругости. Из теории деформированного твердого тела известно [5, 6, 9], что внутренние напряжения связаны с изгибающим моментом следующей зависимостью

$$\sigma_{\text{изг}}(\varphi) = \frac{M(\varphi)}{W}, \quad (1)$$

где $M(\varphi)$ – изгибающий момент в сечении поршневого кольца с угловой координатой φ , определяемый по формуле

$$M(j) = \int_j^p \sin(f - j) P(j) dj, \quad (2)$$

где $P(\varphi)$ – требуемое давление кольца на гильзу в точке с угловой координатой φ , описываемое фрагментом ряда Фурье:

$$P(\varphi) = P_c \left[1 + 0.5372(z-1) \sum_{k=2}^z (q_k \cos(k\varphi)) \right], \quad (3)$$

где q_k – коэффициенты ряда; z – степень коррекции; P_c – средняя погонная нагрузка, определяемая по следующей формуле:

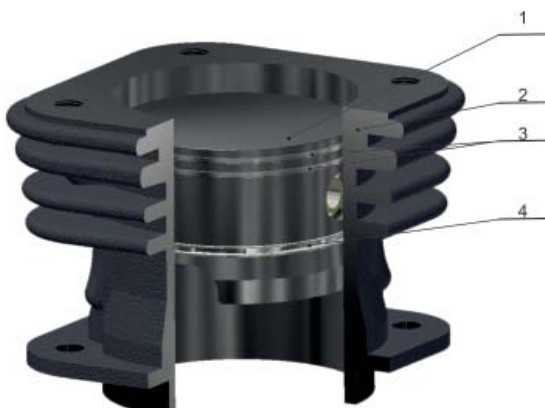


Рис. 1. ЦПГ компрессора в сборе: 1 – поршень; 2 – цилиндр; 3 – кольца компрессионные; 4 – кольцо маслоъемное

$$P_c = \frac{2Q}{D_n}, \quad (4)$$

где D_n – номинальный диаметр средней линии кольца.

В рассматриваемом кольце при наружном диаметре кольца $D_n = 90$ мм и тангенциальной упругости $Q = 20$ Н средняя погонная нагрузка составит $P_c = 444,44$ Н/м. Согласно данным системы трехмерного моделирования Компас 3DV 16, момент инерции сечения кольца $J = 8,73$ мм⁴ ($8,73 \cdot 10^{-12}$ м⁴). Модуль упругости материала кольца (Армлен ПП СВ10 2Т) $E = 3$ ГПа, осевой момент сопротивления изгибу $W = J/y_{\text{max}} = 4,365$ мм³ ($4,365 \cdot 10^{-9}$ м³).

Рассчитаем формы колец (компрессионного и маслоъемного) в свободном состоянии.

Для расчета формы колец в свободном состоянии будем использовать метод Александрова, уточненный численными алгоритмами.

Расчетная схема для определения погонной нагрузки представлена на рис. 2.

Упругость Q задана чертежом и составляет 20 Н (2,0 кгс).

Средняя удельная нагрузка при этом может быть определена по следующей формуле:

$$P = 2 \frac{Q}{b D_n}, \quad (5)$$

где P – средняя удельная нагрузка; Q – упругость кольца; b – высота кольца; D_n – приведенный к средней линии диаметр, определяемый по следующей формуле:

$$D_n = D - 2T_p, \quad (6)$$

где T_p – расстояние до нейтрального слоя.

Средняя погонная нагрузка при этом определится по следующей формуле:

$$P_Q = Pb. \quad (7)$$

В соответствии с требованиями чертежей компрессионных колец компрессора овальность кольца в гибкой ленте Δ составляет 0,1...0,9 мм, что соответствует грушевидной эпюре со степенью коррекции $z = 1,2$.

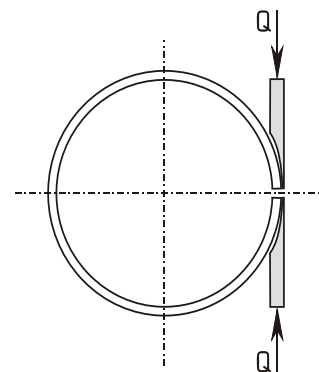


Рис. 2. Схема определения тангенциальной упругости поршневых колец



Распределение давления по периметру кольца при этом определим по формуле (3) с учетом (5). Геометрическая интерпретация ЭРД представлена на рис. 3.

Расчет формы колец в свободном состоянии произведем с помощью уравнения изгиба кривого бруса, тогда радиусы кривизны средней линии кольца в свободном состоянии выразятся следующей зависимостью:

$$\rho(\varphi) = \frac{R_n E J}{E J - M(\varphi) R_n} \quad (8)$$

Учитывая, что радиусы кривизны сами по себе не позволяют построить форму кольца в свободном состоянии и не информативны с точки зрения возможности оценки достоверности, определим форму кольца в свободном состоянии, используя методику [7].

Результаты исследований. Визуальный анализ результатов расчета формы кольца в свободном состоянии показывает, что полученное кольцо (рис. 4) вряд ли может быть реально выполнено. Как видно, для обеспечения требуемой упругости необходимо, чтобы замок в свободном состоянии имел величину более 60 мм при диаметре 90 мм, что, очевидно, вызовет большие деформации и, как следствие, напряжения в теле кольца при его установке в цилиндр. Для выяснения этих величин выполним прочностные расчеты в среде APMFM.

Результаты прочностных расчетов показывают, что напряжения, которые возникнут в кольце при его установке в гильзу, практически по всему периметру превысят предел текучести материала, а коэффициент запаса прочности меньше 1. Эти результаты свидетельствуют, что изготовленные из полимера кольца не обеспечат требуемой для нормальной работоспособности компрессора

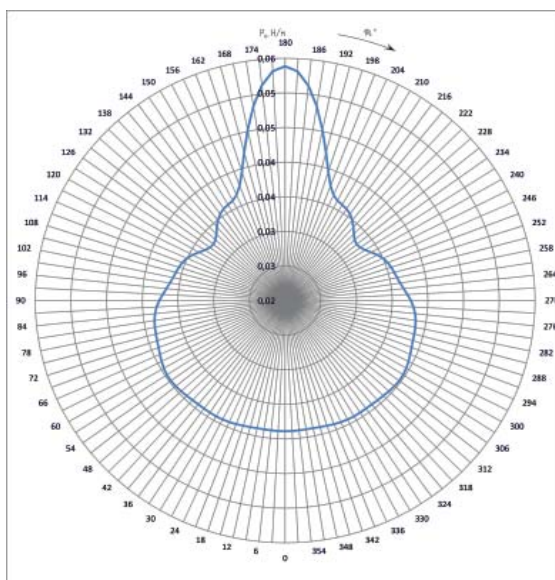


Рис. 3. ЭРД компрессионного кольца в полярных координатах

упругости поршневых колец, следовательно, использовать кольца из полипропилена неприемлемо.

Использование колец из полипропиленовой композиции приемлемо лишь в тех случаях, когда используется многоступенчатое повышение давления, так как при этом давление в заколочном пространстве заведомо выше атмосферного, что обеспечивает прижимающую силу для колец в начале такта сжатия. Для нашей ситуации это неприемлемо.

Несмотря на отрицательный результат, обратимся к конструкции колец, изложенной в [5]. В работе авторы предлагают в целях обеспечения требуемой упругости изготавливать комбинированные кольца, а именно – кольца из полимерной композиции, содержащие в своем теле закладную деталь (вставку) из пружинной стали. При этом требуемая упругость колец обеспечивается стальной вставкой, а контакт с поршнем и гильзой цилиндра осуществляется полимерным материалом, что позволяет существенно сократить трение в сопряжении поршневое кольцо – гильза цилиндра и практически исключить износ сопрягаемых с поршневыми кольцами деталей – гильзы цилиндров и поршневых канавок.

Несмотря на кажущуюся простоту и технологическую исполнимость данной идеи, на практике, в условиях сложившейся в РФ ситуации, этот подход нереализуем, так как для изготовления вставки с требуемыми упругими характеристиками требуется технология, в современных условиях недоступная на территории РФ в настоящее время.

Мы предлагаем кольцо изготавливать методом литья под давлением на термопластавтомате из полипропилена. Понятно, что, как было показано выше, обеспечить требуемую упругость готового кольца мы не сможем. Именно поэтому мы предлагаем следующую конструкцию кольца (рис. 5).

Предполагается использовать вставку из пружинной стали прямоугольного сечения и прямого профиля, т.е. с начальной кривизной, равной бесконечности.

Для определения упругих характеристик такого кольца будем исходить из следующих сооб-



Рис. 4. 3D-модель компрессионного кольца, построенная по результатам расчета



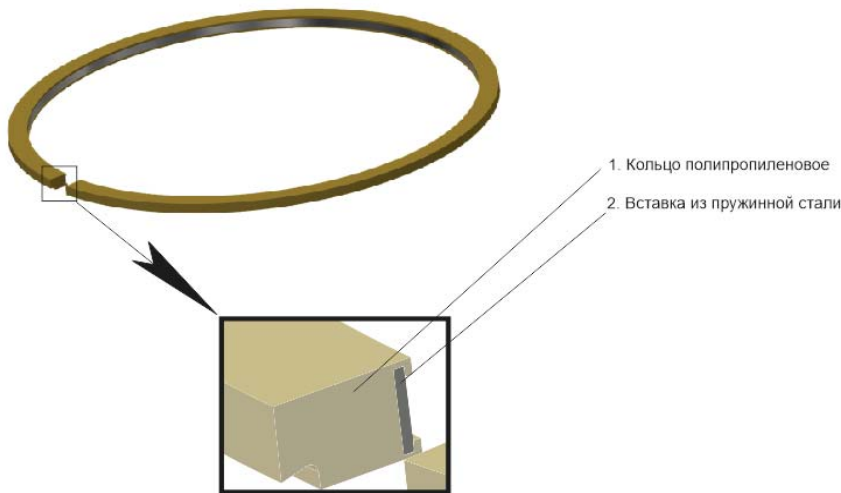


Рис. 5. Предлагаемая конструкция компрессионного кольца

ражений. Упругие характеристики кольца будем определять, используя принцип суперпозиции, накладывая (суммируя) упругие характеристики полипропиленового кольца и упругой стальной вставки.

Согласно теории изгиба кривого бруса большой кривизны, известно, что при сгибании стальной ленты в круг радиуса R будет справедливо следующее выражение:

$$1/R = M/EJ, \quad (9)$$

тогда изгибающий момент в любом сечении определится как

$$M = EJ/R = \text{const}. \quad (10)$$

Известно, что изгибающий момент в любой точке кольца связан с давлением в данной точке следующей зависимостью:

$$q_\varphi = \frac{1}{\rho^{c^2}} \cdot \left[M_\varphi^c + \frac{d^2 M_\varphi^c}{dM_\varphi^{c^2}} \right]. \quad (11)$$

Учитывая, что при постоянном значении изгибающего момента по периметру кольца $d^2 M(\varphi)/d(\varphi^2) = 0$, следовательно, $q(\varphi) = \text{const} = EJ/R$.

Отсюда следует, что давление, оказываемое деформированной пластиной из пружинной стали, будет постоянным.

Соответственно, требуемые упругие характеристики можно получить, изменяя момент инерции J сечения стальной вставки, а коррекцию равномерного давления можно обеспечить, отлив полипропиленовую основу кольца не круглой, а требуемой для обеспечения коррекции формы.

Заключение. Таким образом, предложенная конструкция кольца удовлетворяет поставленным целям:

не требовательна к технологии и технологическому оборудованию;

существенно повышает ресурс базовых деталей (гильзы цилиндра), т.к. коэффициент трения полипропилена по стали существенно меньше, чем у чугуна;

представленная методика расчета позволяет на этапе проектирования закладывать, а на готовом изделии получать такие параметры поршневых колец, как упругость, овальность и распределение радиального давления по периметру кольца в требуемых пределах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Арифиллин И.В. Концептуальный подход к повышению безопасности дорожного движения за счет повышения надежности техники // Организация и безопасность дорожного движения в крупных городах: сб. трудов участников 12-й Междунар. науч.-практ. конф. – СПб., 2016. – С. 678–683.

2. Данилов Ю.С., Швецов М.С. Технологические основы изготовления уплотнительных колец компрессора КамАЗ // Вавиловские чтения-2005: материалы Всерос. науч.-практ. конф. – Саратов, 2005. – С. 22–25.

3. Никитин Д.А., Сякин С.М., Никитина Л.В. Анализ возможности использования полимеров в качестве материалов для изготовления поршневых колец компрессоров // Материалы 30-го Международ. семинара им. В.В. Михайлова. – Саратов, 2017. – С. 107–110.

4. Никитина Л.В., Никитин Д.А., Данилов Ю.С. Полимерные композиты – новый вид функциональных материалов для производства поршневых колец // Инновации+паблисити. – 2012. – № 5. – С. 25–27.

5. Никитин Д.А., Ерюшев М.В., Постников Д.Е. Учет нелинейности упругих свойств чугунов при



расчете поршневых колец // Вестник Саратовского технического университета. – 2007. – № 1. – С. 67–71.

6. *Никитин Д.А., Данилов Ю.С., Хохлов А.В.* Закономерность изменения модуля упругости по периметру поршневого кольца // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2005. – № 8. – С. 47–48.

7. *Никитин Д.А.* Повышение ресурса дизелей совершенствованием узлов уплотнения при изготовлении и ремонте: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. – Саратов, 2013.

8. *Behere S., Zhang X., Izosimov V., and Trngren M.* A Functional Brake Architecture for Autonomous Heavy Commercial Vehicles. SAE Technical Paper 2016-01-0134, 2016, <https://doi.org/10.4271/2016-01-0134>.

9. *Bhourri M., Tian T.* Curved Beam Based Model for Piston-Ring Designs in Internal Combustion Engines: Working Engine Conditions Study. SAE Technical Paper 2018-01-1277, 2018, <https://doi.org/10.4271/2018-01-1277>.

10. *Nikitin D., Asoyan A., Nikitina L.* A method for reliability improvement in air brake system of compressed air cars // Transportation Research Procedia. 2018. С. 533–539.

11. *Yu, L., Liu, X., and Liu, X.* Analysis of Energy Consumption on Typical Main Cylinder Booster Based Brake-by-Wire System. SAE Technical Paper 2016-01-1955, 2016, <https://doi.org/10.4271/2016-01-1955>.

Гулиев Надим Рагиб оглы, аспирант, Саратовский государственный аграрный университет имени

Н.И. Вавилова, Россия.

410056, г. Саратов, ул. Советская, 60.

Тел.: (8452) 74-96-63.

Никитин Дмитрий Анатольевич, д-р техн. наук, доцент кафедры «Техническое обеспечение АПК», Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова, Россия.

Никитина Людмила Владимировна, канд. техн. наук, преподаватель, Медицинский Сеченовский Предуниверсарий», ФГАОУ ВО Первый МГМУ им. И.М. Сеченова Минздрава России (Сеченовский университет), Россия.

119991, Москва, ул. Трубецкая, 8, стр. 2.

Тел.: (499) 248-05-53.

Ерюшев Михаил Владимирович, канд. техн. наук, доцент кафедры «Проектный менеджмент и внешнеэкономическая деятельность в АПК», Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова, Россия.

Чекмарев Василий Васильевич, д-р техн. наук, доцент кафедры «Техническое обеспечение АПК», Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова, Россия.

410056, г. Саратов, ул. Советская, 60.

Тел.: (8452) 74-96-63.

Кондаков Константин Сергеевич, канд. экон. наук, ФГБНУ РосНИИСК «Россорго», Россия.

410050, г. Саратов, 1-й институтский пр-д, 4.

Тел.: (8452) 79-49-69.

Ключевые слова: пневматическая тормозная система, насосы, компрессоры, сельскохозяйственное производство.

IMPROVING RELIABILITY OF PNEUMATIC BRAKING SYSTEM OF AUTOMOBILE WITH COMPRESSOR AIR INJECTION

Guliev Nadim Ragib ogly, Post-graduate Student, Saratov State Agrarian University named after N.I. Vavilov. Russia.

Nikitin Dmitry Anatolyevich, Doctor of Technical Sciences, Professor of the chair “Technical Support in AIC”, Saratov State Agrarian University named after N.I. Vavilov. Russia.

Nikitina Ludmila Vladimirovna, Candidate of Technical Sciences, Teacher, the First Moscow University named after I.M. Sechenov. Russia.

Eryshev Mikhail Vladimirovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the chair “Project Management and Foreign Economic Activity in AIC”, Saratov State Agrarian University named after N.I. Vavilov. Russia.

Chekmarev Vasyly Vasilievich, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor of the chair “Technical Support in AIC”,

Saratov State Agrarian University named after N.I. Vavilov. Russia.

Kondakov Konstantin Sergeevich, Candidate of Economic Sciences, Russian Research Institute for Sorghum and Maize “Rossorgo”. Russia.

Keywords: pneumatic braking system; pumps; compressors; agricultural production.

This article proposes a method of improving reliability of a pneumatic braking system of an automobile with compressor air injection by using combined compression piston rings with high operational characteristics, low cost and high process ability adapted to the possibilities of domestic production.

