

УДК 621.827.1:539.4:001.891.54

А.Т. ВОЛОЧКО, д-р техн. наук; А.А. ШЕГИДЕВИЧ

Физико-технический институт НАН Беларуси, г. Минск

ПРОЧНОСТЬ И ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ ШАТУНОВ ИЗ КОМПОЗИТА НА ОСНОВЕ АЛЮМИНИЯ И СТАЛИ

В данной статье рассмотрен вопрос возможности применения алюминиевых композитов в качестве материала для нагруженных деталей пневматического поршневого компрессора, в частности для производства шатуна. С помощью САПР, основанной на методе конечных элементов, получены значения напряжений, возникающих в теле шатуна при воздействии на него суммарной нагрузки (силы). Аналитически и математическим моделированием рассчитан коэффициент запаса прочности. Проведены сравнительные триботехнические испытания предложенных пар трения.

Ключевые слова: конечно-элементное моделирование, шатун, пневмокомпрессор, коэффициент запаса прочности, напряжения, интенсивность изнашивания, износостойкость

Введение. Развитие технического прогресса, расширение номенклатуры создаваемых механизмов и машин, завоевывание новых рынков сбыта продукции всегда сопровождается поиском новых материалов и конструктивных решений, направленных на уменьшение энергопотребления, улучшение эксплуатационных характеристик, продление гарантированного срока службы.

К числу наиболее широко применяемых в промышленности агрегатов относятся компрессоры. Среди их широкого разнообразия наибольшее распространение получили поршневые компрессоры [1, 2].

Они отличаются заметной дешевизной по сравнению с моделями других типов, относительной простотой производства, высокой ремонтпригодностью, широким спектром их применения для достижения необходимых параметров работы машины и большой надежностью.

Однако наряду с очевидными достоинствами, поршневые компрессоры имеют ряд недостатков. К основным можно отнести наличие значительно числа трущихся деталей, ограничение регулирования производительности, малый рабочий ресурс клапанных узлов, вибрации, шум.

В качестве конструктивного решения позволяющего снизить энергопотребление, плавно регулировать производительность компрессора, является его работа в паре с электродвигателем частотного управления [3].

Наряду с этим существенные резервы улучшения технико-экономических характеристик компрессора заложены в поиске и создании новых материалов [4].

Перспективными могут быть алюминиевые композиционные материалы отличающиеся высокой прочностью, износостойкостью и малым удельным весом. Их применение в качестве материалов для деталей шатунно-поршневой группы компрессоров, в частности для шатуна, позволит снизить его массу, тем самым будет способство-

вать уменьшению инерционных нагрузок, виброшумовых характеристик, увеличению ресурса работы. Одновременно с этим благодаря применению новых алюминиевых материалов с высокими триботехническими свойствами предоставляется возможность отказаться от специальных антифрикционных вставок (втулок) из бронзы, баббитов, железо-графита [5].

Применяемые алюминиевые шатуны из литейных алюминиевых сплавов АК5М2, АК5М4, АК5М7, АК9 широкого распространения не получили, в силу своих невысоких механических свойств, и используются лишь в маломощных агрегатах. Основным материалом для шатунов компрессоров по-прежнему остается сталь.

В связи с этим повышение механических и триботехнических характеристик алюминиевых сплавов за счет модифицирования, армирования делает их перспективным для производства такого типа деталей как шатуны. Одно из мест применения таких шатунов, является компрессор тормозной системы с пневматическим тормозным приводом, используемой на автомобилях большой грузоподъемности (ЗИЛ, МАЗ, КамАЗ, КрАЗ) [6].

Учитывая выше сказанное, цель настоящей работы состояла: в проведении сравнительного расчета долговечности на примере шатуна пневмокомпрессора с использованием стали и алюминиевого композита, а также сравнительной оценке износостойкости предложенных пар трения.

Сравнительный проверочный расчет проведен на примере шатуна, из традиционно применяемой для этих целей стали 35 и композита на основе алюминиевого сплава АК9 упрочненного наноструктурированным углеродом.

Проверочный расчет выполнен с помощью моделирования напряженно-деформированного состояния и запаса прочности методом конечных элементов (МКЭ) при суммарной нагрузке, соответствующей максимальной суммарной силе, дей-

ствующей в кривошипно-шатунном механизме поршневого пневматического компрессора 53205-3509015/ПК 306.

Теоретические исследования с помощью математического моделирования МКЭ осуществляли в современном программном комплексе инженерного анализа ANSYS (Academic Teaching Advanced (customer number 626084)) [7, 8]. Для этих целей с помощью геометрического моделирования были построены твердотельные модели деталей и сборки шатунно-поршневого механизма включающая вал. Модели строили по реальным размерам, в соответствии с конструкторской документацией. Общий вид твердотельной модели в сборе показан на рисунке 1 а. После в автоматическом режиме сгенерирована сетка (см. рисунок 1 б) и приложена суммарная сила.

Суммарную силу определяли сложением удельных сил давления нагнетаемого воздуха и сил возвратно-поступательных масс. Для данного типа компрессора она составила 8 кН. Суммарная сила направлена по оси цилиндра и приложена к поршню. Однако с целью увеличения нагрузки на действующий механизм и его составные части — детали, величина прикладываемой суммарной силы увеличена на 2 кН и составила 10 кН.

Также для стали 35 по справочным данным были заданы значения плотности, модуля упругости, предела прочности и другие характеристики, а для алюминиевого композита представлены расчетно-экспериментальные значения, полученные из ранее проведенных опытов по разработанным методикам и ГОСТам [9–12]. Как видно из таблицы, прочностные характеристики стали 35 превышают аналогичные характеристики алюминиевого композита. При этом по плотности и массе преимущество на стороне композиционного шатуна.

В расчетах применялась одна твердотельная модель шатуна (рисунок 2). Масса детали, изготовленной из стали, составляет 0,410 кг, из алюминиевого композита — 0,150 кг. При сохранении уровня уравновешенности подобного компрессора шатуны из композита могут способствовать снижению массы вала, в зависимости от его геометрии, примерно на 0,5–0,7 кг.

Снижение массы шатуна будет также способствовать уменьшению износа сопрягаемых дета-

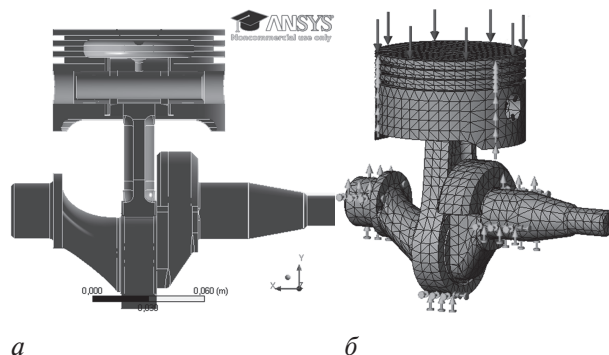


Рисунок 1 — Общий вид твердотельной модели шатунно-поршневого механизма (а), с приложенной суммарной силой и сгенерированной сеткой (б)

лей. Снижение износа деталей вызвано уменьшением инерционных нагрузок, которое по предварительному динамическому расчету шатунно-поршневого механизма может составлять примерно 7–20 %.

Математический расчет в САПР ANSYS использует критерий максимального напряжения по Мизесу, основанный на теории Мизеса-Хенки (Mises-Hencky), также известной как теория энергии формоизменения.

Критерий Мизеса определяет момент исчерпания несущей способности сравнением величин эквивалентного напряжения с пределом текучести или прочности материала. Эквивалентное напряжение σ_{Mises} в некоторой точке тела рассчитывается по формуле [13–15]:

$$\sigma_{Mises} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}},$$

где $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ — главные напряжения.

При этом эквивалентное напряжение не зависит от ориентации площадки, на которой оно действует, то есть является инвариантным.

Критерий Мизеса применим для изотропных материалов, имеющих вязкий или частично вязкий характер разрушения. К ним относится большинство материалов, а также некоторые пластмассы. В пространстве поверхность прочности по критерию Мизеса описывается прямым круговым цилиндром, ось которого совпадает с пространственной диагональю, проходящей в положительной октанте системы координат главных напряжений.

Таблица — Механические и физические свойства сравниваемых материалов

Материал	Вид полуфабрикат / термическая обработка	Модуль упругости, $\times 10^{-5}$, E , МПа	Предел прочности, σ_B , МПа	Плотность материала, ρ , кг/м ³	Деформация разрушения, δ , %	Твердость, НВ
Сталь 35	Поковка/режим Т6	2,1	490–515	7820	8–16	125–150
Алюминиевый композит	Поковка/режим Т6	0,75	410–480	2750	2–8	118–130

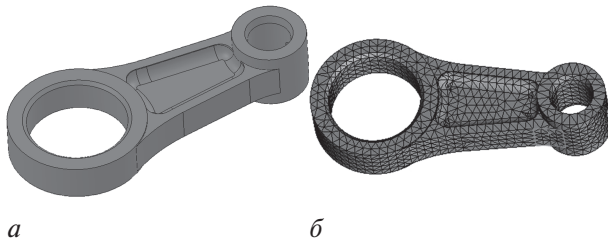


Рисунок 2 — Твердотельная модель шатуна:
а — 3D-модель; б — 3D-модель с генерацией сетки

Теория утверждает, что пластичный материал начинает повреждаться в местах, где напряжение по Мизесу становится равным предельному напряжению. В большинстве случаев, предел текучести или прочности используется в качестве предельного напряжения. Однако программа позволяет использовать имеющее предельное напряжение или задавать свое собственное предельное напряжение:

$$\sigma_{Mises} \geq \sigma_{lim}.$$

Коэффициент запаса прочности вычисляется как отношение величины прочности (предела текучести, предела прочности, другой величины) к максимальному, в пределах детали, эквивалентному напряжению:

$$n = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma_{Mises}}.$$

Как следует из представленных на рисунке 3 данных по распределению напряжений по Мизесу в шатунно-поршневом механизме в целом, при приложении суммарной силы равной 10 кН, основные напряжения возникают в стержне шатуна. При этом напряжения в узле в целом не превышают 185 МПа в обоих случаях: при шатуне, изготовленном из стали 35 и при шатуне из алюминиевого композита. Данное значение ниже допустимых напряжений для данного типа компрессоров.

На рисунке 4 представлены результаты моделирования в виде полей распределения напряжений в шатуне, выполненных в цветовой гамме.

Как следует из анализа полученных данных, напряженное состояние при испытаниях характеризуется неравномерностью как по поверхно-

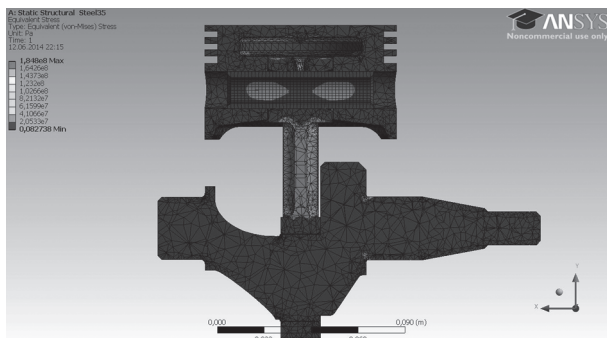


Рисунок 3 — Распределение напряжений в шатунно-поршневом механизме при приложении суммарной силы (в разрезе)

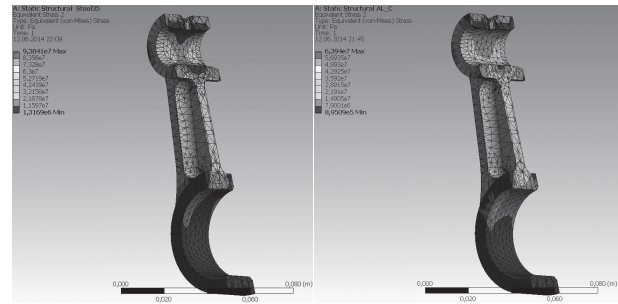


Рисунок 4 — Распределение напряжений в шатуне при максимальной суммарной нагрузке (силе) в цикле испытаний:
а — сталь 35; б — алюминиевый композит

сти, так и в опасном сечении. Максимальные значения напряжений по Мизесу, наблюдаются на поверхности и в теле шатуна в зонах у основания кривошипной головки. При этом в опасном сечении у кривошипной головки распределение напряжений симметрично относительно вертикальной оси и имеет вид равномерного нарастания от практического нуля, в переходной зоне от кривошипной головки к стержню до максимума на ребре жесткости.

Расчеты также показали отсутствие остаточной деформации в теле шатуна в обоих случаях.

Расчет запаса прочности (выносливости) проводили с помощью МКЭ и аналитическим методом. Коэффициент запаса прочности рассчитывали по формуле указанной выше.

В качестве эквивалентных напряжений взяты напряжения, полученные при моделировании напряженно-деформированного состояния шатуна, а опасные напряжения приняли равными пределу текучести материалов.

Данные по расчету запаса прочности, полученные при помощи МКЭ в программном комплексе ANSYS, представлены на рисунке 5. Полученные данные свидетельствуют о том, что коэффициент запаса прочности шатунов в обоих случаях больше 3,0.

Сравнивая полученные значения и приведенные в литературе [16], для деталей такого назна-

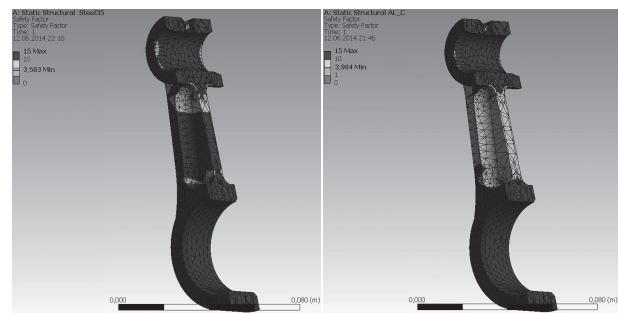


Рисунок 5 — Значение коэффициента запаса прочности полученного в ANSYS: а — шатун из стали 35; б — шатун из алюминиевого композита

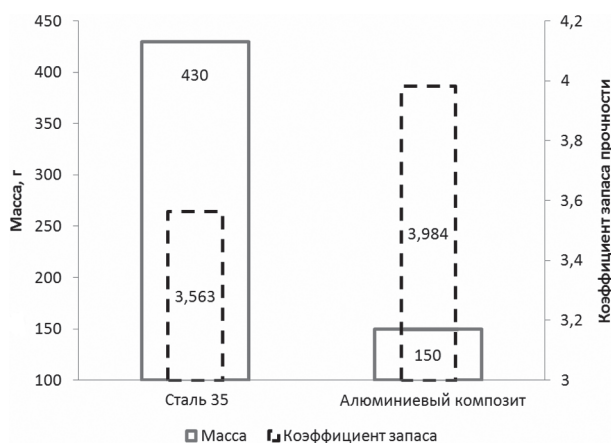


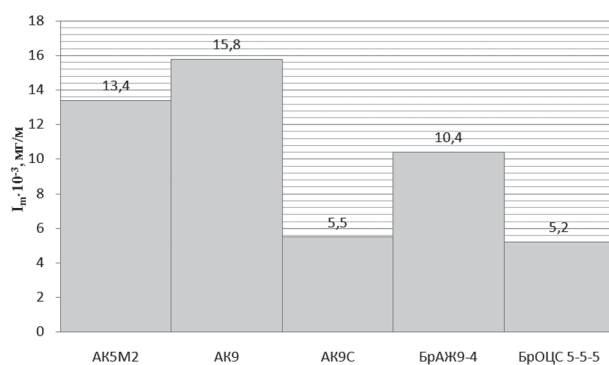
Рисунок 6 — Сравнение массы шатунов и коэффициента запаса прочности (выносливости)

чения, установлено, что оба материала имеют достаточный запас прочности. Данные результаты подтверждены заводскими испытаниями, проведенными на 10 экспериментальных поковках изготовленных из алюминиевого композита.

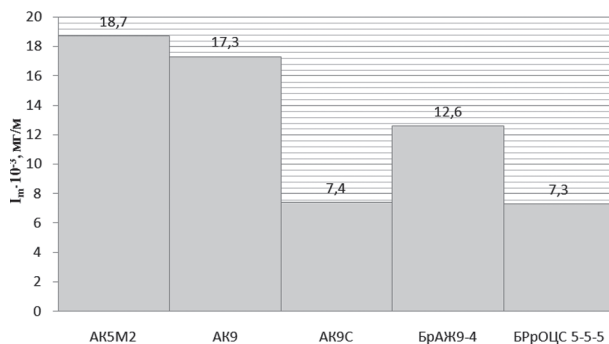
На рисунке 6 представлено сравнение массы шатунов и коэффициента запаса прочности (выносливости).

Учитывая, что предложенный композиционный материал имеет высокие антифрикционные характеристики, в настоящей работе высказано предположение о возможности применения шатунов без дополнительных антифрикционных вставок. Для этого был исследован массовый износ традиционных сплавов АК5М2, АК9 и композита АК9С в сравнении с алюминий-железистой бронзой БрЖА9-4 и оловянистой БрОЦС 5-5-5. Учитывая, что вал в данном компрессоре может изготавливаться из стали 45 (40–45 HRC) или чугуна ВЧ50 (45–50 HRC) исследовались две пары трения. Данные исследования проводили на машине трения 2168 УМТ в режиме циклической подачи смазки (масло МГ-10Т) 1 капля в 10 с при торцевом трении. Температура в зоне трения не превышала 100–120 °С. Результаты исследований представлены на рисунке 7.

Результаты расчета запаса прочности шатуна пневматического поршневого компрессора выполненного из композиционного материала на основе алюминиевого сплава АК9, обработанного лигатурами содержащими наноструктурированный углерод и частицы стеклоуглерода, позволили установить, что данный композит обеспечивает более высокий на 10–12 % коэффициент запаса прочности при меньшей в 2,7–2,9 раза массе готового изделия. Одновременно с этим, исследования триботехнических свойств данного композита по стали 45 (40–45 HRC) и по чугуна ВЧ50 (45–50 HRC), при нагружочно-скоростных условиях 20–25 МПа·м/с, позволили установить, что интенсивность изнашивания данного материала по сравнению с матрицей-



а



б

Рисунок 7 — Значение интенсивности изнашивания, пара трения: а — сталь 45 — исследуемые материалы; б — чугун ВЧ50 — исследуемые материалы ($p_v = 22$ МПа·м/с; $l = 1000$ м)

основой снижается в 2,3–2,8 раза и составляет 5,5–7,4·10⁻³ мг/м, что сопоставимо с аналогичными значениями антифрикционных бронз. Полученные данные говорят о том, что вставка антифрикционных вкладышей из бронз может быть исключена, что также скажется на стоимости и массе готового изделия.

Список литературы

1. Пластинин, П.И. Теория и расчет поршневых компрессоров / П.И. Пластинин. — М.: Агропромиздат, 1987. — 271 с.
2. Фотин, Б.С. Поршневые компрессоры / Б.С. Фотин. — М.: Машиностроение, 1987. — 374 с.
3. Солнцев, Ю.П. Перспективные разработки в области металловедения для криогенного и низкотемпературного оборудования / Ю.П. Солнцев // Вестн. МАХ. — 2008. — № 1. — С. 42–48.
4. Глухих, В.Н. К вопросу расчета деталей холодильных машин, изготавливаемых из материалов с технологической анизотропией / В.Н. Глухих // Вестн. МАХ. — 2010. — № 1. — С. 45–46.
5. Волочко, А.Т. Алюминий: технологии и оборудование для получения литых изделий / А.Т. Волочко, М.А. Садох. — Минск: Беларус. навука, 2011. — 387 с.
6. Электронный ресурс www.bza.by
7. Берендеев, Н.Н. Применение системы ANSYS к оценке усталостной долговечности / Н.Н. Берендеев. — Н. Новгород: НГУ им. Н.И. Лобачевского, 2006. — 84 с.
8. Анализ НДС авиационных конструкций с помощью системы ANSYS / А.Г. Гребеников [и др.]. — М.: CADFEM, 2002. — 174 с.
9. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости: ГОСТ 25.504-82. — М.: Изд-во стандартов, 1982. — 55 с.

10. Серенсен, С.В. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность: рук-во и справ. пособие / С.В. Серенсен, В.П. Когаев, Р.М. Шнейдерович. — М.: Машиностроение, 1975. — 488 с.
11. Прокат сортовой, калиброванный, со специальной отделкой поверхности из углеродистой качественной конструкционной стали. Общие технические условия: ГОСТ 1050-88. — М.: Изд-во стандартов, 1982. — 85 с.
12. Расчеты и испытания на прочность в машиностроении. Методы испытания на усталость при эксплуатационных режимах нагружения. Общие требования: ГОСТ 25.507-85. — М.: Изд-во стандартов, 1986. — 19 с.
13. Инженерный анализ в ANSYS Workbench: учеб. пособ. / В.А. Бруйка [и др.]. — Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2010. — 271 с.
14. Русанов, О.А. Применение метода конечных элементов в расчетах конструкций автомобильной техники: учеб. пособие / О.А. Русанов. — М.: МГИУ, 2006. — 56 с.
15. Сегерлинд, Л. Применение метода конечных элементов / Л. Сегерлинд. — М.: Мир, 1979. — 389 с.
16. Биргер, И.А. Расчет на прочность деталей машин: справ. пособие / И.А. Биргер, Б.Ф. Шарп, Р.М. Шнейдерович. — М.: Машиностроение, 1966. — 459 с.

Volochko A.T., Shegidevich A.A.

Assessment of ultimate safety factor and wear resistance of connecting rods made of composites based on aluminum and steel

This paper concerns the problem of possibility to use aluminum composites as materials for manufacturing of loaded parts of a pneumatic piston compressor, in particular, of a connecting rod. The CAD system based on a finite-element method helped to obtain the values of stresses initiating in the body of a connecting rod when it is acted upon by a total load (force). The ultimate factor of safety was calculated analytically and by mathematical simulation. The comparative tribotechnical tests of suggested friction pairs were conducted.

Keywords: *finite element simulation, connecting rod, pneumatic compressor, ultimate factor of safety, stresses, wear-out rate, wear resistance*

Поступила в редакцию 24.06.2014.