

функционирующих в автоколебательном режиме и работающих совместно с фильтром Калмана.

Список использованных источников

1. А. Липтон Выставка инерциальных систем на подвижном основании. – М.:Наука, 1971. – 168 с.
2. Дмитриев С.П., Шимелевич Л.И. Нелинейные задачи обработки навигационной информации Ленинград.: ЦНИИ «Румб», 1977. – 88 с.
3. Изделие 14А05 Инструкция по прицеливанию / РКН 14А05 ИЭ 29, 1999 – 47 с.
4. Лучко С.В., Ватутин М. А. Компенсационный акселерометр в режиме автоколебаний. – Изв. ВУЗов. Приборостроение. 2005. Т.48, №6, стр.62.
5. Матвеев В.В., Распопов В.Я. Основы построения бесплатформенных инерциальных навигационных систем / Под общ. ред. В. Я. Распопова. – СПб.: ГНЦ РФ ОАО «Концерн «ЦНИИ «Электроприбор», 2009. – 280 с.
6. Международные тенденции создания и

эксплуатации малых космических аппаратов / В.И. Лукьященко, В.К. Саульский, В. А. Шучев [и др.] // III Международная конференция - выставка «Малые спутники» 27 - 31 мая 2002. г. Королев, Моск. обл. ЦНИИМАШ. - Кн. 1.

7. Назаров Б. И., Черников С. А., Хлебников Г. А., Верхов Г.В. Командно-измерительные приборы / Под редакцией Б. И. Назарова – М.: Министерство обороны СССР, 1987. – 639 с.

8. Пельпор Д.С. Гироскопические системы. Гироскопические приборы и системы/ Под редакцией доктора технических наук, профессора Д.С.Пельпора/ Издание второе переработанное и дополненное – М.:Высшая школа, 1988. – 424 с.

9. Разоренов Г.Н., Бахрамов Э.А., Титов Ю.Ф. Системы управления летательными аппаратами (баллистическими ракетами и их головными частями): учебник для вузов М.: МАШИНОСТРОЕНИЕ, 2003. – 584 с.

10. Соколов С.В., Погорелов В.А. Основы синтеза многоструктурных бесплатформенных навигационных систем / Под ред. В. А. Погорелова. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2009. – 184 с.

УМЕНЬШЕНИЕ СИЛ ДЕЙСТВУЮЩИХ В РЯДУ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА АГРЕГАТА ПУТЕМ ЗАМЕНЫ МАТЕРИАЛА ЭЛЕМЕНТОВ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

Кобыльский Роман Эдуардович

Магистрант кафедры

“Холодильная и компрессорная техника и технология”,

г. Омск

Дёмин Игорь Сергеевич

Магистрант кафедры

“Холодильная и компрессорная техника и технология”,

г. Омск

Зуев Сергей Алексеевич

Магистрант кафедры

“Холодильная и компрессорная техника и технология”,

г. Омск

АННОТАЦИЯ

Предложен метод уменьшения сил действующих в ряду поршневого компрессорного агрегата путем замены материалов кривошипно-шатунного механизма на антифрикционный синтетический материал Zedex 100K. В результате выполненных расчетов по уравниванию сил инерции неуравновешенных вращающихся масс был получен выигрыш в массе. Проанализировано влияние выигрыша в массе на суммарную газовую силы и ее составляющие. Построена диаграмма сил инерции для стандартных материалов и Zedex 100K.

ABSTRACT

A method is proposed for reducing the forces acting in a piston compressor row by replacing the materials of the crank mechanism with an antifriction synthetic material Zedex 100K. As a result of the calculations for balancing the inertia forces of unbalanced rotating masses, a gain in mass was obtained. The effect of mass gain on the total gas force and its components is analyzed. An inertia force diagram was constructed for standard materials and Zedex 100K.

Ключевые слова: кривошипно-шатунный механизм, поршневой агрегат, газовые силы, уравнивание, выигрыш масс.

Keywords: crank mechanism, piston unit, gas forces, balancing, mass gain.

Введение

На сегодняшний день поршневые компрессорные агрегаты широко применяются в различных отраслях промышленности. Одной из основных проблем поршневого компрессора является кривошипно-шатунный механизм,

который создает колебания и вибрации в связи с большими трудностями его полного уравнивания. Кроме того, ресурс работы поршневого компрессора в значительной степени определяется износом боковой поверхности поршня из-за наличия усилий, передаваемых ему со

стороны кривошипно-шатунного механизма. В связи с этим стоит актуальная задача по поиску путей исключения этих усилий, уменьшения вибраций и улучшения уравнивания [1].

Кривошипно-шатунный механизм является одним из важнейших узлов в поршневом компрессоре, от работы которого зависят основные показатели компрессора. Кривошипно-шатунный механизм должен обладать достаточными прочностными характеристиками, обеспечивающими необходимую надежность и долговечность в условиях высоких динамических, механических и тепловых нагрузок. При этом он должен обладать малой массой, высокой износостойкостью контактных поверхностей, низкими потерями на трение при минимальных зазорах в цилиндре, оптимальной теплопроводностью и малым коэффициентом теплового расширения.

Постановка задачи

Современное развитие полимерных материалов позволяет использовать композитные антифрикционные синтетические материалы в ответственных узлах механизмов. Использование полимерных композитных материалов способствует решению проблем износа деталей в узлах и механизмах трения-скольжения, а также снижению веса деталей за счет малой плотности,

при этом обеспечивая достаточные прочностные характеристики.

Объектом исследования в данной работе является поршневой компрессорный агрегат КУ-10М и возможность использования уникального композитного антифрикционного синтетического материала "Zedex 100K" для элементов кривошипно-шатунного механизма вместо стандартных: сталь 40 для шатуна и АЛ1 для поршня [2], что позволит уменьшить массы элементов кривошипно-шатунного механизма.

Снижение массы элементов кривошипно-шатунного механизма способствует уменьшению сил инерции действующих в ряду компрессора, которые в свою очередь снизят вибрации, что позволит соорудить менее массивный фундамент, уменьшить: массу противовесов, суммарную поршневую силу, износ боковой поверхности поршня и т.д.

Теория

Для оценки прочностных характеристик поршня и шатуна из материала ZEDEX 100K был использован программный модуль Ansys Static Structural с предварительно созданными 3D моделями в программе КОМПАС 3D, с использованием реальных размеров деталей. На рисунке 1 представлена 3D модель тронкового поршня компрессора КУ-10М, на рисунке 2 представлена 3D модель шатуна.



Рисунок 1. 3D модель тронкового поршня



Рисунок 2. 3D модель шатуна

Применение композитного материала Zedex 100K позволяет значительно уменьшить массы изделий за счет низкой плотности. В таблице 1 представлены массы деталей из стандартных материалов и композитного материала. Как видно из таблицы 1 замена материала для шатуна

позволит уменьшить массу до 1 кг, данный выигрыш обусловлен значительностью разностью плотностей материалов. Учитывая, что в компрессорном агрегате КУ-10М используется два поршня и два шатуна суммарный выигрыш в массе составит более 2 кг.

Таблица 1.

СРАВНЕНИЕ МАСС

Масса	Стандартный материал	Zedex 100k
Поршень, кг	0,28	0,13
Шатун, кг	1,1	0,2
Выигрыш в массе, поршень, кг	0,15	
Выигрыш в массе, шатун, кг	0,9	
Суммарный выигрыш, кг	2,1	

Уменьшение суммарной массы позволит улучшить динамику кривошипно-шатунного механизма. Для этого рассмотрим этапы уравновешивания сил инерции неуравновешенных вращающихся масс для элементов кривошипно-шатунного механизма. Для удобства ориентирования присвоим индексы "ст" для стандартных материалов и "z" для zedex 100k. Массы элементов кривошипно-шатунного механизма сведены в таблицу 2.

Механизм движения компрессора - коленчатый вал, шатун, поршень. Из них поршень, совершает только возвратно-поступательное

движение, коленчатый вал - вращательно движение, шатун - сложно - плоское, которое можно рассматривать как результат сложения двух движений: возвратно - поступательное вместе с поршнем и вращательное вместе с коленчатым валом. В связи с этим массу шатуна разбивают на две части: $m_{шт} = 0,3m_{ш}$ и $m_{ршт} = 0,7m_{ш}$ [3].

где: - $m_{шт}$ - масса шатуна

Тогда с учетом всех данных получим поступательную и вращательную массу шатуна:

$$m_{штст} = 0,33 \text{ кг}; m_{штz} = 0,06 \text{ кг.}$$

$$m_{рштст} = 0,77 \text{ кг}; m_{рштz} = 0,14 \text{ кг.}$$

Таблица 2.

МАССА ЭЛЕМЕНТОВ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

Элемент кривошипно-шатунного механизма	Масса, стандартный материал, кг	Масса, zedex 100k, кг
Поршень $m_{п}$	0,28	0,13
Шатун $m_{ш}$	1,1	0,2
Колено вала $m_{к}$	5,6	5,6

Массу колена вала, совершающую вращательное движение, приводят к пальцу кривошипа. Таким образом, масса возвратно-поступательно движущихся частей будет определяться по формуле:

$$m_{si} = m_{pi} + m_{shi} \quad (1)$$

где: - m_{pi} масса возвратно-поступательных движущихся частей, m_{shi} - масса шатуна совершающая возвратно-поступательное в движение.

Тогда с учетом всех данных массы возвратно-поступательно движущихся частей составит:

$$m_{стст} = 0,33 + 0,28 = 0,36 \text{ кг}$$

$$m_{стz} = 0,06 + 0,13 = 0,19 \text{ кг}$$

Масса вращающейся частей определяется по формуле 2 и составит:

$$m_{ri} = m_{к} + 2m_{шр} \quad (2)$$

где: - $m_{к}$ - масса колена вала, $m_{шр}$ масса шатуна совершающая вращающее движение.

$$m_{рстст} = 5,6 + 2 * 0,77 = 7,14$$

$$m_{рстz} = 5,6 + 2 * 0,14 = 5,8$$

Вращающиеся массы могут быть частично уравновешены с помощью двух одинаковых противовесов закрепленными на щеках коленчатого вала со стороны, противоположной

шейке. Если радиус крепления противовесов равен радиусу кривошипа, то их общая масса составит:

$$m_{прст} = \frac{m_r}{2} = \frac{7,14}{2} = 3,6 \text{ кг}$$

$$m_{прz} = \frac{m_r}{2} = \frac{5,8}{2} = 2,9 \text{ кг}$$

Массы возвратно-поступательно движущихся частей по рядам одинаковы. Результирующая сила инерции первого порядка в этом случае постоянна по модулю, направлена по радиусу кривошипа и может быть уравновешена с помощью двух дополнительных противовесов с общей массой m_s , если радиус крепления противовесов и радиус кривошипа равны.

$$m_{спрст} = \frac{0,36}{2} = 0,18 \text{ кг}$$

$$m_{спрz} = \frac{0,19}{2} = 0,095 \text{ кг}$$

Суммарная масса противовесов составит:

$$m_{прст} = 3,6 + 0,18 = 3,78 \text{ кг}$$

$$m_{прz} = 2,9 + 0,095 = 2,995 \text{ кг}$$

Результаты расчетов свидетельствуют о том, что замена материала уменьшит не только поступательные, но и вращательные массы, что способствует уменьшению массы противовесов, а

также снизит нагрузку на фундамент и ослабит колебания с вибрациями.

Как видно из формулы 3, уменьшая массу возвратно-поступательно движущихся частей мы способствуем снижению сил инерции действующих в ряду компрессора. На рисунке 3 показано как изменится сила инерции при замене материалов.

$$I_s = m_s \cdot r \cdot \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2 \cdot \alpha) \quad (3)$$

где: - m_s - масса возвратно-поступательно движущихся частей, r - радиус кривошипа, ω - угловая скорость вращения вала, λ - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна, α - угол поворота вала

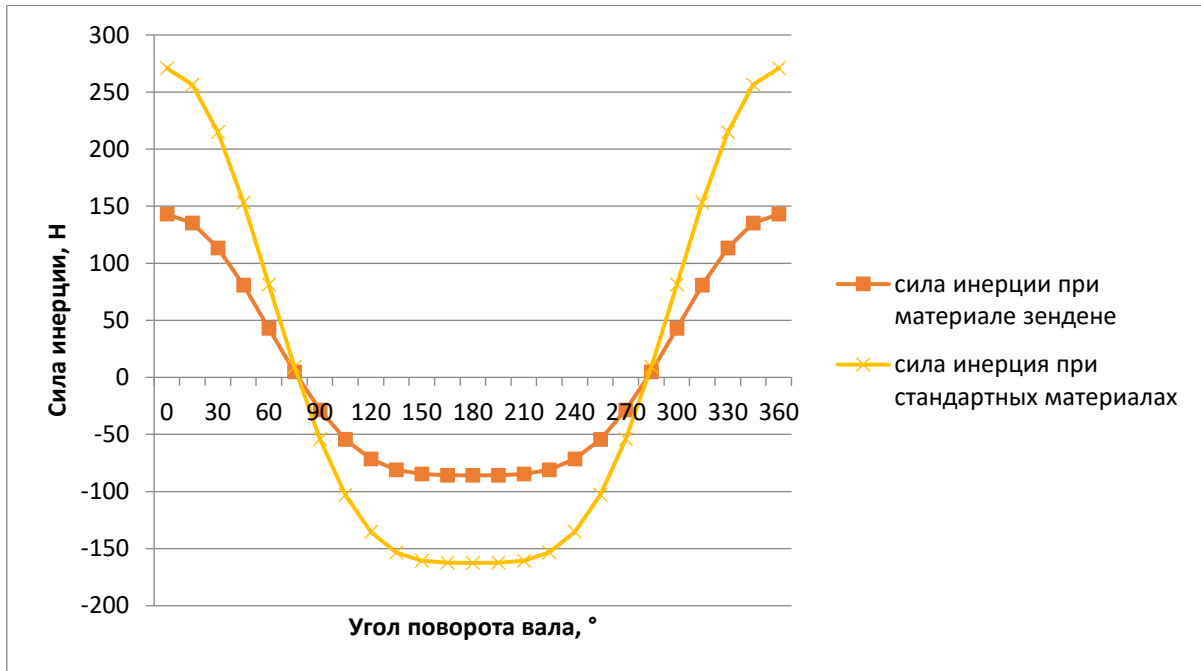


Рисунок 3. График изменения сил инерции

Рисунок 3 свидетельствует о том, что сила инерции при замене материала уменьшится почти в два раза, соответственно исходя из формулы 4 суммарная сила газа направленная вдоль оси цилиндра, уменьшится на величину пропорционально силам инерции, то есть в два раза.

$$P_{\Sigma} = P_{\Gamma} + I_s + P_{\text{тр}} + P''_{\Gamma} \quad (4)$$

где: - P_{Γ} - газовая сила, действующая на поршень со стороны крышки, I_s - сила инерции поступательно движущихся масс, $P_{\text{тр}}$ - сила трения в поступательно движущихся парах, P''_{Γ} - сила давления газа в картере

$$N = tg \beta \cdot P_{\Sigma} \quad (5)$$

где: - β - угол между осями цилиндра и шатуна, P_{Σ} - суммарная газовая сила

Уменьшение суммарной газовой силы, согласно формулы 5 снизит нормальные силы действующие на стенки цилиндра в два раза, соответственно уменьшится нагрузка на цилиндропоршневое уплотнение, что увеличит ресурс работы всего компрессорного агрегата.

Использование программного модуля Ansys Static Structural позволяет на основе механических свойств материала оценивать его прочностные характеристики и предельные нагрузки способствующие его разрушению, ориентируясь на запас прочности. Используя механические свойства материала Zedex 100K приведенные в таблице 3 был проведен прочностной анализ поршня и шатуна. Прочностной анализ проводился при следующих условиях: Давление нагнетания - 0,8 МПа, Температура в камере - 50 °С.

Таблица 3.

ТАБЛИЦА МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ МАТЕРИАЛОВ

	АЛП	Сталь 40	Zedex 100K [4]
Плотность, кг/м ³	2750	7800	1350
Теплопроводность, Вт/м·град	168	51	0,24
Прочность при сжатии, МПа	280	250	78
Прочность при растяжении, МПа	280	250	73
Температура плавления, °С	635	1450	255

На рисунке 4 и 5 представлены основные граничные условия. Фиксация поршня на шатуне задана при помощи команды Cylindrical Support в

месте под поршневой палец. Шатун зафиксирован в месте под шатунную шейку при помощи команды Cylindrical Support. После задания всех граничных

условий и фиксации, можно запускать расчет на прочность.

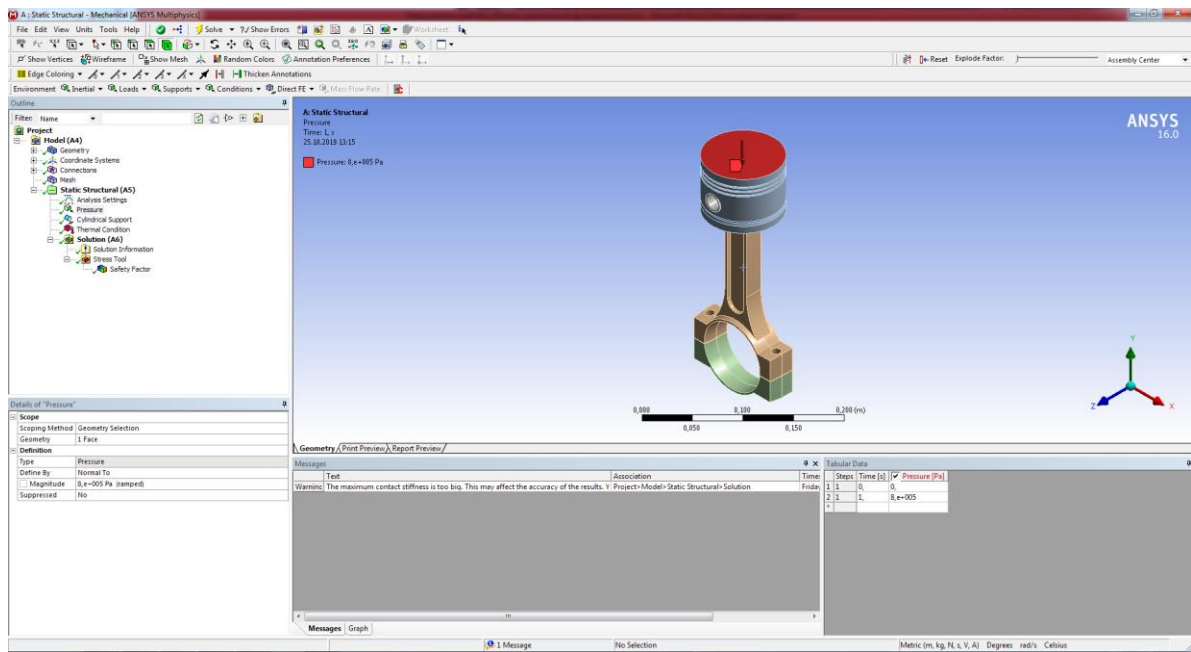


Рисунок 4. Давление нагнетания

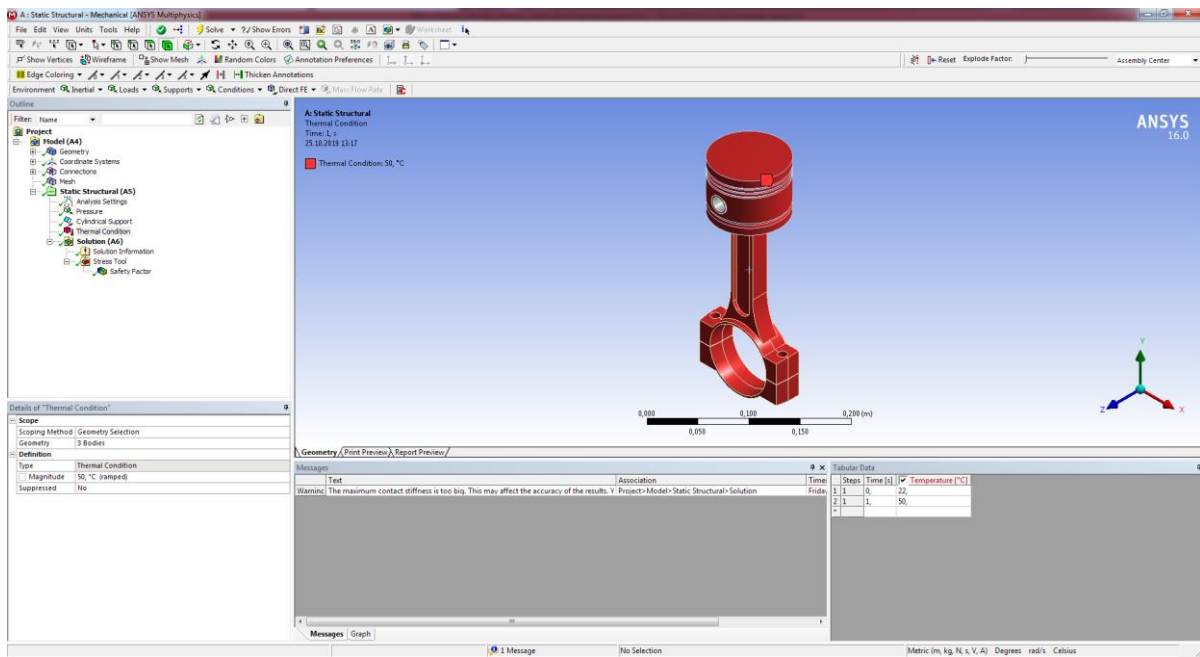


Рисунок 5. Температура в камере

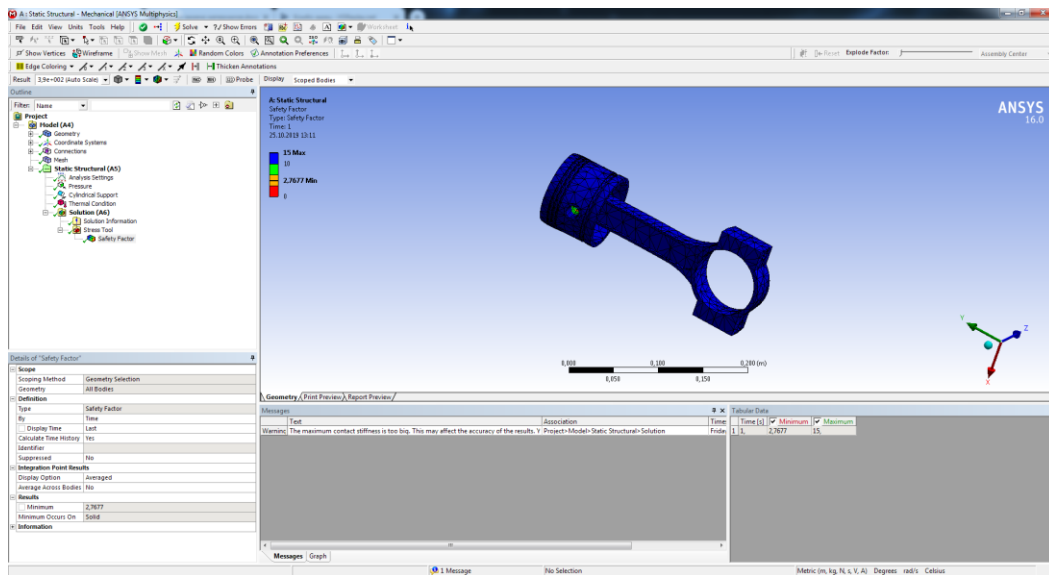


Рисунок 6. Запас прочности

Согласно рисунку 6, запас прочности больше единицы, соответственно элементы кривошипно-шатунного механизма из композитного антифрикционного синтетического материала

zedex 100k выдержат заданную нагрузку и подтвердили свою возможность использования в реальных компрессорных агрегатах.

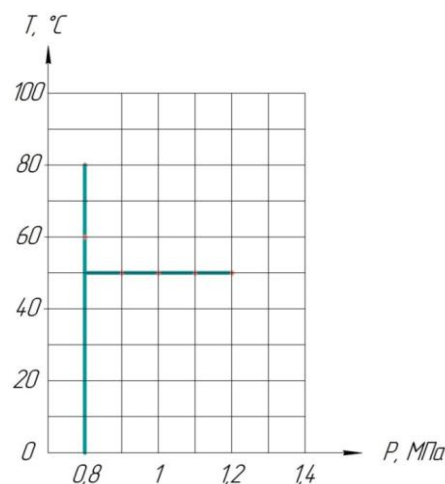


Рисунок 7. Предельные нагрузки

На рисунке 7 представлены предельные нагрузки при которых антифрикционный синтетический материал zedex 100k способен работать. При давлении 0,8МПа данный материал способен работать до 80 °С, при температуре 50 °С данный материал способен работать до давления 1,2 МПа.

Заключение

Проведенные теоретические исследования показали, что замена стандартных материалов на композитный антифрикционный синтетический материал zedex 100k способствует уменьшению веса всего агрегата более чем на 3 кг за счет уменьшения веса как самого поршня и шатуна, так и противовесов. Замена материала приведет к уменьшению возвратно-поступательных движущихся масс, которые в свою очередь уменьшают силы инерции действующие в ряду компрессора, соответственно уменьшится нагрузка на фундамент компрессора, снизятся колебания и

вибрации. Уменьшение сил инерции пропорционально уменьшит нормальные силы действующие на стенки цилиндра, соответственно уменьшится нагрузка на цилиндропоршневое уплотнение, что увеличит ресурс работы всего компрессорного агрегата.

Список литературы:

- 1.Лысенко Е.А., Болштынский А.П, Кузеева Д.А. Бирюкова Д.В. Снижение вибрации поршневого компрессора пневматических систем автотранспорта // Вестник СибАДИ, выпуск 3(37), 2014.- 17-22 с.
- 2.Пластинин, П.И. Теория и расчёт поршневых компрессоров [Том 1]:– М.: ВО "Агропромиздат", 1987.– С. 135.
- 3.Пластинин, П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 1. Теория и расчёт / П. И. Пластинин. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Колос, 2000. – 208 с.
- 4.<http://www.partia-service.ru/zedex-100.html>