

Библиографические ссылки

1. Шишков А. А. Высотные испытания реактивных двигателей. – М.: Машиностроение, 1985. – 208 с.

2. Крокко Л. Одномерное рассмотрение газовой динамики установившихся течений // Основы газовой динамики. – М.: Иностран. лит., 1963. – С. 63–324.

3. Храмов С. Н. Аналитическая модель максимального диаметра начального участка сверхзвуковой струи // Вестник ИжГТУ. – 2010. – № 3(47). – С. 44–48.

4. Храмов С. Н. О масштабах псевдоскачка при торможении струи в канале // Вопросы теории и расчета рабочих процессов тепловых двигателей: межвуз. науч. сб. – Уфа, 1987. – № 11. – С. 45–49.

V. A. Nikolaev, PhD in Engineering, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

S. N. Khramov, DSc in Engineering, Professor, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

Analytical Models of the Launch Characteristics of Cylindrical Diffusers

Approximation of calculated and experimental data allowed obtaining the analytical models of the launch characteristics of cylindrical exhaust diffusers for Mach numbers in the home section 1–5, nozzle divergence angle $0 - 30^\circ$ and for the relations of specific heats 1.1 – 1.67.

Key words: cylindrical exhaust diffuser, optimal length, launch pressure.

УДК 62-85:539.319

Л. Т. Раевская, кандидат физико-математических наук, доцент, Уральский государственный лесотехнический университет, Екатеринбург

ХАРАКТЕРИСТИКИ ВИБРАЦИЙ ДЕТАЛЕЙ ПНЕВМОДВИГАТЕЛЯ

Проведен расчет резонансных частот поршня пневмодвигателя и исследовано поведение системы вблизи первой резонансной частоты.

Ключевые слова: частота вынужденных колебаний, аксиально-поршневой пневмодвигатель, резонанс.

Преимущества аксиально-поршневых пневмодвигателей типа ДАР: малые габариты на единицу мощности, пригодность для работы в тяжелых эксплуатационных условиях (повышенные температуры, пыль, влажность, вибрация), высокая безопасность работы позволяют использовать их в качестве приводов. Конструкция пневмодвигателей была разработана под руководством М. С. Кауфмана [1] (одна из возможных кинематических схем приведена на рис. 1, а, взятом из статьи Ивашова И. В. [2]). В этой конструкции (рис. 1, а) предусмотрены двухсторонние поршни 1, ротор 2 с двухсторонней криволинейной поверхностью 3, состоящей из трех волн синусоиды, монолитные блоки 4 цилиндров, которые выполнены в виде цельных гильз с прорезью в средней части для прохода торцового кулачка. Схематическое изображение поршня с профильной дорожкой ротора показано на рис. 1, б. Анализ кинематических схем, а также опыт освоения пневмодвигателей ДАР показывают, что схемы многократного действия более перспективны и имеют по сравнению с радиально-поршневыми двигателями ряд преимуществ [2].

1. Преобразующий механизм позволяет за счет редуцирования и применения двухсторонних поршней получить на выходном валу повышенный крутящий момент.

2. Взаимно параллельное расположение осей поршней и выходного вала позволяет снизить вес и габариты в 1,5–2 раза по сравнению с радиально-

поршневыми двигателями и повысить на 10–15 % экономичность (за счет сокращения длины воздухоподводящих каналов) [2].

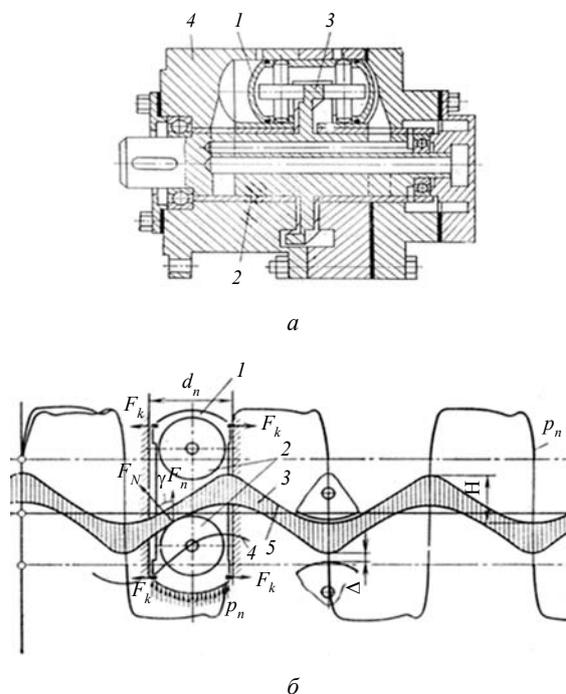


Рис. 1. Двигатель аксиально-поршневой, реверсивный (а); схематическое изображение поршня с профильной дорожкой ротора (б)

Благодаря появлению аксиально-поршневых двигателей были созданы горные машины, в которых установка радиально-поршневых двигателей или невозможна, или привела бы к ухудшению технических показателей машины.

Вместе с тем есть ряд недостатков. В основном 80 % отказов в процессе эксплуатации двигателей серии ДАР происходят из-за трещин в стенках поршня, появление которых связано с внецентренным растяжением / сжатием, ударом о торец цилиндра при выборе зазора, резонансными явлениями. Трещины при эксплуатации появляются в углах паза под ротор. В данной работе рассматривается тело поршня реверсивного аксиально-поршневого пневмодвигателя типа ДАР. На рисунке 1, б (рис. 1, б из статьи Анкудинова и др. [3]) показаны: 1 – поршень, 2 – кольца подшипника, 3 – кулачок ротора, 4 – линия, отображающая центральный профиль кулачка ротора (синусоида), 5 – профиль ротора. На рисунке 1, б обозначены: P_n – давление в рабочей камере двигателя; F_k – распорное усилие поршневого кольца; Δ – зазор между роликом и ротором; F_N – нормальное усилие, приложенное к ротору со стороны ролика; F_n – составляющая нормального усилия вдоль оси поршня; γ – угол между нормальным усилием и осью поршня. Кроме того, показан график зависимости давления $P_{n(t)}$ от угла поворота ротора.

В настоящей работе рассматривалось поведение поршня при циклических нагрузках. Модель поршня (рис. 2) построена в программном комплексе ANSYS [4].

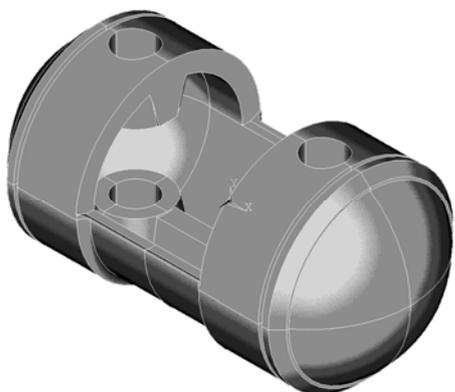


Рис. 2. Геометрическая модель тела поршня

Постановка задачи

Находясь под действием периодической возмущающей силы в виде давления газа из магистрали (силовое возмущение), поршень (рис. 2) будет совершать вынужденные колебания. Максимальное значение давления в рабочих камерах менялось в зависимости от частоты вращения в пределах 0,445...0,500 МПа. В настоящей работе мы приняли максимальную величину давления равной 0,5 МПа. Без учета трения скольжения поршня по цилиндрической поверхности нами ранее было получено дифференциальное уравнение движения поршня вдоль оси X , совпадающей с осью поршня [5].

Находясь под действием периодической возмущающей силы в виде давления газа из магистрали (силовое возмущение), поршень будет совершать вынужденные колебания. Максимальное значение давления в рабочих камерах менялось в зависимости от частоты вращения в пределах от 0,445 МПа до 0,500 МПа. В настоящей работе мы приняли максимальную величину давления равной 0,5 МПа. Без учета трения скольжения поршня по цилиндрической поверхности было получено дифференциальное уравнение движения поршня вдоль оси X , совпадающей с осью поршня [5]:

$$mx'' + b(x' - x_0') + c(x - x_0) = \pi d^2 [P_1(t) - P_2(t)] / 4,$$

где m – масса поршня; $x(t)$, $x_0(t)$ – координаты центральной точки торца деформированного и недеформированного поршня соответственно; $(x' \dots x_0')$ – скорость относительного движения этой точки; d – диаметр поршня; c – коэффициент жесткости; b – коэффициент, характеризующий вязкие свойства поршня. В упомянутой работе нами была уточнена картина нагружения поршня и исследован характер действующих в нем сил. Исходя из картины динамического нагружения, были оценены коэффициенты жесткости элементов поршня в области линейных деформаций, подобран коэффициент демпфирования. Приблизительные оценки собственной частоты вибраций поршня дали величину порядка 500...600 Гц.

Однако для более точной картины динамического нагружения системы и гармонического отклика на силовое возмущение поставлена задача исследования вибрационного процесса с помощью метода конечных элементов. Метод позволяет многократно увеличить число степеней свободы системы и обеспечивает более точный динамический анализ. В данной работе решается задача определения характеристик вибраций (частот собственных колебаний поршня, поведения механической системы под действием циклически меняющейся нагрузки) а также изучение деформаций, напряжений и перемещений в зависимости от частоты в области резонанса. Собственные частоты и формы колебаний необходимы для последующих исследований переходных процессов данной механической системы. Расчет состоял из двух частей: первая часть – поиск собственных частот (модальный анализ), вторая часть – изучение резонансных явлений (гармонический анализ).

Методы расчета

В комплексе МКЭ ANSYS есть несколько методов расчета характеристик вибраций, в частности, собственных частот. Мы использовали для этой цели блочный метод Ланцоша удобный для симметричных моделей. Этот метод в комплексе ANSYS используется по умолчанию. Метод имеет более быструю сходимость по сравнению с другими. В нашей задаче сетка конечных элементов имела порядка 50 тысяч узлов. Число первых собственных частот, выбранное нами, равно 3, интервал поиска частот при модальном анализе задавался 0...10000 Гц. Ограничения на перемещения накла-

дывались на внутреннюю поверхность отверстия под палец подшипника, ближайшего к нагружаемому торцу поршня.

В комплексе МКЭ ANSYS для исследования поведения системы под действием силового возмущения (гармонический анализ) предлагаются три метода: полный, редуцированный и метод наложения форм. В данной работе применялся полный метод, как наиболее простой, а система уравнений решалась методом расчета разреженных матриц. Амплитуда вынуждающей силы определялась из условия нагружения, и выбиралась равной $F = 2640$ Н. Данная сила приводилась к центральной точке нагружаемого торца поршня с координатами $X = 0,08$ м, $Y = 0$, $Z = 0$. Все характеристики напряженно-деформированного состояния поршня определялись во всех узлах сетки конечных элементов. Прикладываемая нагрузка менялась по гармоническому закону.

Результаты

Прежде всего были получены все характеристики напряженно-деформированного состояния поршня. Поле распределения, например, главного напряжения σ_1 в теле поршня при обычных нагрузках и частотах, далеких от резонансных, приведено на рис. 3. Наибольшее напряжение будет в области соединения ребра жесткости и опоры под палец – ближайшей к нагружаемому в данный момент торцу поршня (на рис. 3 – правому торцу). В этой области появляются трещины при эксплуатации пневмодвигателя.

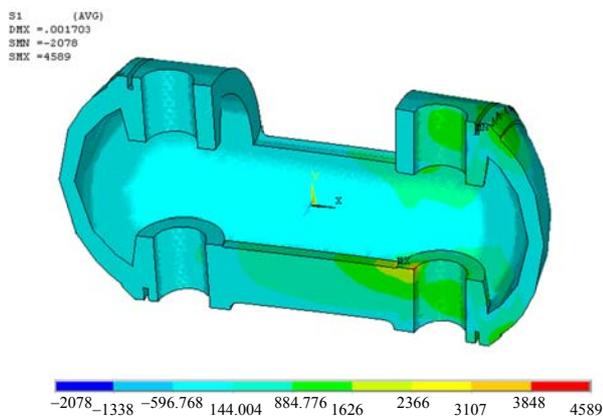


Рис. 3. Поле напряжений σ_1 в теле поршня. Приведена шкала напряжений

Модальный расчет дал следующие результаты. Первая собственная частота оказалась равной 685 Гц, что совпадает по порядку величины с полученным результатом аналитических расчетов. Отличие связано с приближениями при аналитических расчетах, одно из которых – ограничение числа степеней свободы. Вторая и третья частоты равны 1053,8 Гц и 2317,1 Гц соответственно. Поведение вблизи резонанса исследовалось только для первой найденной частоты. Для изучения отклика системы задавался диапазон возбуждающих частот 670...700 Гц с ша-

гом, равным 6 Гц. Способ приложения нагрузки пошаговый.

В результате гармонического расчета были получены пиковые зависимости для напряжений относительно координатных осей, плоскостей, главных напряжений в области резонансной частоты. Зависимости, например, компоненты напряжения τ_{yz} от частоты вынуждающей силы, оказались разными в центральных точках нагруженного и ненагруженного торцов поршня (рис. 4, а, б). На рис. 3 по оси X отложена частота вынуждающей силы в Гц, по оси Y – величина напряжения τ_{yz} в Па.

Максимальная величина напряжения в центральном узле свободного от нагрузки торца поршня равна 3199,28 Па (рис. 4, а), а минимальное значение такого же напряжения (но отрицательного по знаку) в центре нагруженного торца поршня равно $-7014,2$ Па (рис. 4, б). На этом торце появляется деформация сжатия, поскольку именно там приложена нагрузка.

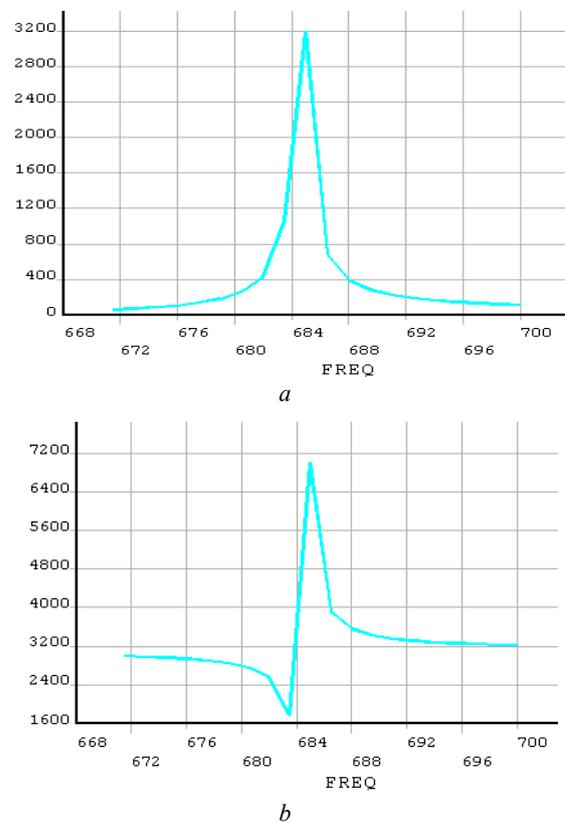


Рис. 4. Компоненты напряжения τ_{yz} в зависимости от частоты вынуждающей силы: а – τ_{yz} в центре торца свободного от нагрузки; б – τ_{yz} в центре нагруженного торца поршня

При этом в центральных точках обоих торцов поршня отмечаются скачкообразные изменения напряжений. В области перед резонансной частотой отмечается некоторое уменьшение напряжения по модулю в центральной части нагруженного торца. При резонансе модуль напряжения увеличивается более чем в 2 раза на нагружаемом торце. Зависимости компонент напряжений относительно других плоскостей и осей также обнаруживали скачкообраз-

ные изменения величин вблизи резонансной частоты. Упругие деформации и смещения точек также меняются в этой области скачкообразно.

Библиографические ссылки

1. Кауфман М. С. Новые аксиально-поршневые пневмодвигатели // Угольное и горнорудное машиностроение. Рудничный транспорт. – 1968. – № 21. – С. 24.

2. Ивашов И. В. К оценке кинематических схем аксиально-поршневых машин // Горные машины. – Вып. 12 / под ред. канд. техн. наук Ю. М. Коркина и А. Г. Печеркина. – 1974. – С. 107–110.

3. Исследование динамических процессов в роторно-поршневой группе пневматического двигателя / Д. Т. Анкудинов, М. В. Ефимов, И. В. Ивашов, С. Н. Кудрявцев // Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления. – Вып. 7. – М.: Машиностроение, 1979. – С. 77–83.

4. Басов К. А. ANSYS: справочник пользователя. – М.: ДКМ Пресс, 2005. – 640 с.

5. Раевская Л. Т. Математическое моделирование динамических процессов в аксиально-поршневых пневмомоторах // сб. трудов. IX Всерос. съезда по теоретической и прикладной механике. – Т. 3. – Н. Новгород: Изд-во Нижегород. гос. ун-та им. Н. И. Лобачевского, 2006. – С. 181–182.

L. T. Raevskaya, PhD (Physics and Mathematics), Associate Professor, Ural State Forest Engineering University, Yekaterinburg

Vibration Characteristics of the Air Motor Parts

This paper sets out the calculation of the piston pneumatic motor resonant frequencies and investigation of the system behavior near the first resonant frequency.

Key words: frequency of forced vibrations, axial-piston pneumatic engine, resonance.

УДК 621.79(045)

И. В. Абрамов, доктор технических наук, профессор, Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова

А. В. Петров, аспирант, Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова

ВЛИЯНИЕ ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТИТАНОВЫХ СПЛАВОВ НА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ И НЕСУЩЮЮ СПОСОБНОСТЬ СОЕДИНЕНИЯ С НАТЯГОМ

Описывается методика расчета напряженно-деформированного состояния и несущей способности соединений с натягом деталей из титановых сплавов. Анализ результатов моделирования выявил особенности влияния физико-механических характеристик титановых сплавов на несущую способность соединения с натягом.

Ключевые слова: соединение с натягом, коэффициент трения, напряженно-деформированное состояние, несущая способность.

Титан и титановые сплавы имеют высокую склонность к контактному схватыванию при трении [1]. Вследствие этого существует ряд проблем при обработке титана резанием и давлением, а также при сборке соединений с натягом. Возникают сложности применения титановых сплавов в конструкциях машин, в узлах которых может произойти заклинивание, а на поверхности деталей – схватывание и заедание. Использование деталей соединений с натягом из титана и его сплавов имеет ряд особенностей, не характерных для аналогичных деталей из стали и чугуна. В статье рассматривается влияние фрикционных характеристик на напряженно-деформированное состояние (НДС) и несущую способность (НС) деталей соединений с натягом из титановых сплавов.

В реальных соединениях с натягом деталями из титановых сплавов существуют предпосылки к возникновению явления схватывания на контактных поверхностях, а именно: контактное давление, ско-

рость трения, величина относительного перемещения, шероховатость поверхности. Вследствие этого процесс механической запрессовки связан не только с преодолением сил трения, но и с разрушением поверхностных слоев деталей.

В статье описывается моделирование НДС соединения с натягом с различной комбинацией материалов (титан – сталь) при нагружении их осевой силой и крутящим моментом без учета явления схватывания. В качестве метода исследования напряженно-деформированного состояния и нагрузочной способности используется метод конечных элементов (МКЭ). В вычислительном эксперименте применялись образцы типа вал и втулка из стали 45 и титанового сплава ОТ-4. Геометрия деталей соединения представлена на рис. 1. Исследования проводились для соединений с длиной сопряжения $l = 10$ мм, натягом $N = 21$ мкм, что соответствует максимальному значению натяга в выбранном диапазоне величин (ГОСТ 20999–83).