

3. Мельник, В. А. Параметры управления и оптимизации характеристик торцового уплотнения / В. А. Мельник // Машиностроитель. — 2002. — № 7. — С. 19–23.

4. Голуб, М. В. Основы комплексного решения проблемы повышения износостойкости, надежности и долговечности уплотнений насосов магистральных нефтепроводов : автореф. дис. ... д-ра. техн. наук / М. В. Голуб. — Гомель, 2002. — 54 с.

5. Трубопроводный транспорт нефти : учеб. для вузов / Г. Г. Васильев [и др.] ; под общ. ред. С. М. Вайнштока. — М. : Недра, 2002. — 407 с.

ГЛАДЕНКО Алексей Анатольевич, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Транспорт и хранение нефти и газа, стандарти-

зация и сертификация» Омского государственного технического университета.

МАШКОВ Юрий Константинович, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры физики Омского государственного технического университета.

ПРОКУДИНА Наталья Анатольевна, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры физики Омского государственного технического университета.

Адрес для переписки: natalya-prok@yandex.ru

Статья поступила в редакцию 02.02.2012 г.

© А. А. Гладенко, Ю. К. Машков, Н. А. Прокудина

УДК 621.6

**А. Н. КАБАКОВ
С. В. КОРНЕЕВ
Ю. К. МАШКОВ
В. Н. СОРОКИН**

Омский государственный
технический университет

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ И РЕСУРСА РОТОРОВ АКСИАЛЬНО- ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ И ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Настоящая статья посвящена проблеме повышения ресурса и надежности работы аксиально-поршневых компрессоров и пневматических двигателей, применяющихся для работы в силовых, криогенных и холодильных установках в ракетно-космической технике, на транспорте, а также в машиностроительной, горной и других областях. Приводится методика определения наиболее рациональной формы поверхности волн ротора компрессора.

Ключевые слова: аксиально-поршневой компрессор, аксиально-поршневой пневматический двигатель, синусоидальная дорожка ротора.

Важной народнохозяйственной задачей является повышение надежности и ресурса работы компрессорной техники, в частности, работающих в силовых, криогенных и холодильных установках оборонного и гражданского назначения.

В условиях запыленности и загазованности с точки зрения техники безопасности и улучшения условий труда в качестве силового привода используется энергия сжатого воздуха. Пневматические двигатели применяются для привода ряда горных машин: комбайнов, врубковых машин, конвейеров, вентиляторов частичного проветривания, лебедок, породопогрузочных машин и т. п.

При требуемой частоте вращения вала до 1500 об/мин большой (более 50 кВт) и средней (10–50 кВт) мощности используются поршневые пневмодвигатели и компрессоры [1].

Поршневые компрессоры и пневматические двигатели аксиального типа имеют оригинальный механизм, преобразующий вращательное движение ротора в возвратно-поступательное движение поршней (компрес-

сор) и обратное преобразование (пневмодвигатель). Отличительной особенностью ротора является наличие кулачковой шайбы с трехволновой двухсторонней синусоидальной дорожкой. В конструкциях аксиально-поршневых машин с цилиндрами двухстороннего действия за один оборот вала каждый поршень совершает шесть рабочих ходов. Поэтому такие пневмодвигатели (компрессоры) имеют более высокие значения крутящего момента и мощности (производительности) по сравнению с кривошипными близкими габаритов и массы. Аксиальное расположение цилиндров уменьшает вредный объем, т. к. сближает распределительный вал и цилиндры, укорачивая каналы между ними.

Аксиально-поршневые пневмодвигатели и компрессоры имеют массогабаритные показатели в 1,5–2 раза меньше, чем кривошипно-шатунные при сопоставимом расходе воздуха [2].

Пневмодвигатели аксиально-поршневого типа разработаны НИПИГОРМАШем и серийно выпускаются промышленностью с 1965 года в г. Дарасун (ДАР-5;

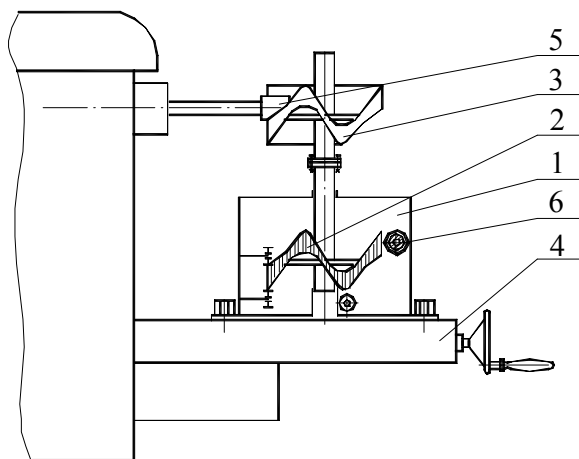


Рис. 1. Копирный суппорт для нарезания синусоидальной поверхности ротора

ДАР-10; ДАР-10М; ДАР-14; ДАР-14М). Компрессоры аксиально-поршневого типа разработаны и выпускаются на ОАО «Сибкриотехника».

Однако аксиально-поршневые пневмодвигатели и компрессоры менее надежны по сравнению с кривошипными, т.к. по мере износа и роста зазора в месте сопряжения кулачковой шайбы и цилиндрических роликов поршня возрастает возможность заклинивания. Неточность изготовления формы синусоидальной дорожки ротора ведет к его преждевременному износу и обуславливает большое расхождение действительных и расчетных механических характеристик пневмодвигателя, неравномерность вращающего момента на валу исполнительного механизма, которая достигает порядка 20 – 25 %.

Для осуществления преимуществ, заложенных в конструкцию ротора аксиально-поршневых машин, реализации его в металле, было спроектировано приспособление – копирный суппорт (рис. 1), позволяющее производить нарезание и шлифование волн методом обката фрезой и шлифовальным кругом.

Копирный суппорт 1 (см. рис. 1) имеет непосредственную связь направляющего копира 2 с рабочим органом – шпинделем, на котором закрепляется заготовка обрабатываемой детали 3. Для обработки детали суппорт 1 с закрепленной на его шпинделе заготовкой 3 помещают на стол горизонтально-фрезерного станка 4. Ось вращения шпинделя должна быть перпендикулярна оси вращения инструмента 5 (фрезы или абразивного круга) заданного диаметра и располагалась горизонтально или вертикально. Привод копира осуществляется червяком 6, который взаимодействует с имеющимися на периферии копира цилиндрическими зубьями, совершающими при этом сложное движение относительно червяка. Диаметр фрезы или шлифовального круга должны быть равны наружному диаметру подшипника качения, используемого в качестве ролика поршня.

Имеются работы [2, 3], где описывается методика определения формы кривой ротора, изготавливаемой при помощи этого приспособления, приводятся рекомендации по предельным размерам применяемого режущего инструмента. Отмечено, что износ шлифовального круга 0,2 мм, ведет к такому искажению получаемой поверхности, что резко повышает динамические силы, возникающие при работе пневмодвигателя в системе волна ротора – подшипник поршня, а это ведет к быстрой поломке агрегата. Для обес-

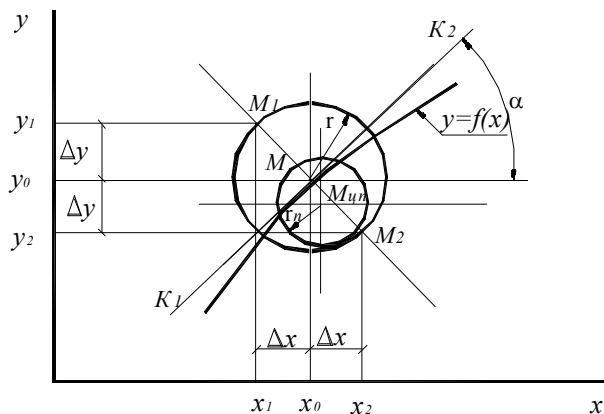


Рис. 2. Определение профиля от произвольной кривой

печения приемлемой точности 0,05 мм требуется частая замена шлифовального круга при обработке.

Повышение точности поверхности волн ротора возможно за счет некоторого изменения технологии изготовления и расширения пределов износа шлифовального круга.

В настоящее время в промышленности широко применяются станки с ЧПУ, позволяющие получить практически любую форму поверхности. Для определения координат точек движения центра режущего инструмента (фрезы, шлифовальный круг) и профиля получаемой кривой рассмотрим схему, изображенную на рис. 2. Пусть имеется произвольная кривая $y = f(x)$, а нам необходимо построить (получить) новые кривые, огибающие данную на расстоянии $\pm r$, т.е. точки на нормалях, проведенных из каждой точки основной кривой $f(x)$ должны быть расположены на одном и том же расстоянии от этой кривой, равном $\pm r$. Другими словами, каждой точке $M(x_0, y_0)$ кривой $y = f(x)$, должны соответствовать точки $M_1(x_1, y_1)$ и $M_2(x_2, y_2)$.

Из рис. 2 видно, что:

$$\Delta x = r \cdot \sin \alpha; \Delta y = r \cdot \cos \alpha.$$

Но тангенс угла α , образованного касательной K_1K_2 и осью X , равен производной от $f(x)$:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{y'}{x'}.$$

Отсюда:

$$\sin \alpha = \frac{y'}{\sqrt{1 + (y')^2}}; \quad \cos \alpha = \frac{1}{\sqrt{1 + (y')^2}}.$$

Следовательно, для точек M_1 и M_2 имеем:

$$x_i = x_0 \pm \frac{r \cdot y'}{\sqrt{1 + (y')^2}}; \quad y_i = y_0 \mp \frac{r}{\sqrt{1 + (y')^2}}. \quad (1)$$

Здесь верхний знак относится для точки M_1 , нижний для точки M_2 .

Следует иметь в виду, что кривая $y = f(x)$ соответствует геометрическому множеству точек перемещающегося центра режущего инструмента радиуса r , а y_1 и y_2 — профили, по которым инструмент перемещается. Это может быть подшипник, диаметр внешнего кольца которого равен $2r$.

В общепринятой конструкции аксиально-поршневых машин центр вращения подшипника, передающе-

го поршневые силы на ротор, движется по синусоиде (косинусоиде).

Пусть средний диаметр волны синусоидальной дорожки ротора будет D_{cp} . Число волн ротора равно трем. Развертка этой дорожки изображена на рис. 3. Уравнение движения центра обрабатывающего инструмента синусоидальное, диаметр инструмента равен $2r_n$.

Тогда исходное уравнение в параметрическом виде имеет вид:

$$x = \frac{D_{cp} \cdot t}{2}; \quad 2p \geq t \geq 0; \quad y = A \cdot \sin(n \cdot t),$$

где n — число волн (соответствует числу двойных ходов поршня за один полный оборот ротора).

С учетом преобразования, $\frac{dy}{dx} = \frac{dy}{dt} : \frac{dx}{dt}$, получим

$$\begin{aligned} \frac{dy}{dt} &= n \cdot A \cdot \cos(n \cdot t); \\ \frac{dx}{dt} &= \frac{D_{cp}}{2}; \\ \frac{dy}{dx} &= \frac{2 \cdot A \cdot n \cdot \cos(n \cdot t)}{D_{cp}}; \end{aligned} \quad (2)$$

Подставив (2) в (1), получим координаты искомой поверхности:

$$x_g = \frac{D_{cp} \cdot t}{2} - \frac{2 \cdot r_n \cdot n \cdot A \cdot \cos(n \cdot t)}{\sqrt{D_{cp}^2 + 4 \cdot n^2 \cdot A^2 \cdot \cos^2(n \cdot t)}}; \quad (3)$$

$$y_g = A \cdot \sin(n \cdot t) + \frac{r_n \cdot D_{cp}}{\sqrt{D_{cp}^2 + 4 \cdot n^2 \cdot A^2 \cdot \cos^2(n \cdot t)}}. \quad (4)$$

Предположим, что по этой кривой катится подшипник диаметром $2r_n$. Определим центр движения этого подшипника. Из рис. 2 видно, что искомая точка $M_{ин}$ лежит на нормали M_1M_2 и расположена на расстоянии $(r \pm r_n)$ от точки M исходной кривой. Следовательно, уравнение движения центра подшипника можно определить по тем же формулам (1), где вместо r будет $(r \pm r_n)$.

$$x_{g,n} = \frac{D_{cp} \cdot t}{2} - \frac{2 \cdot (r \pm r_n) \cdot n \cdot A \cdot \cos(n \cdot t)}{\sqrt{D_{cp}^2 + 4 \cdot n^2 \cdot A^2 \cdot \cos^2(n \cdot t)}}; \quad (5)$$

$$\begin{aligned} y_{g,n} &= A \cdot \sin(n \cdot t) + \\ &+ \frac{(r \pm r_n) \cdot D_{cp}}{\sqrt{D_{cp}^2 + 4 \cdot n^2 \cdot A^2 \cdot \cos^2(n \cdot t)}}. \end{aligned} \quad (6)$$

В формулах (5) и (6) знак «-», когда $r_n < r$, а знак «+», когда $r_n > r$. Если обработка волн ротора производится методом обкатки, следует отметить, что радиус шлифовального круга в приспособлении не может быть меньше радиуса подшипника, так как при работе произойдет заклинивание и поломка. Это следует из выводов, приведенных в работе [3].

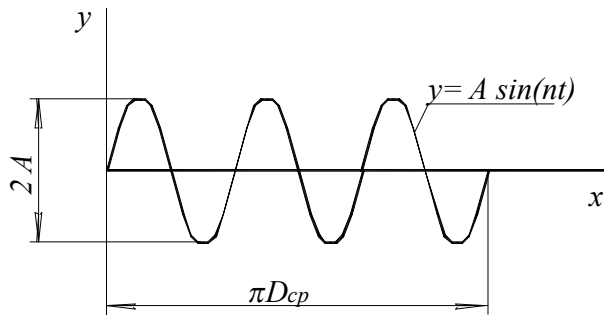


Рис. 3. Развертка средней дорожки волны ротора

При окончательной обработке поверхности волн ротора на станках с ЧПУ, составив программу обработки по формулам (1), можно применять шлифовальные круги любого диаметра. Этот вывод принципиально отличается от вышеприведенного. Единственным требованием является только, что максимальный радиус шлифовального круга не должен превышать минимальный радиус кривизны обрабатываемой поверхности.

Если на чистовое шлифование профиля затрачивается время T , и за это время радиус шлифовального круга уменьшается на δ , то для получения профиля волны максимально близкой к идеальному следует задавать координаты движения центра обрабатывающего инструмента в функции от времени. Уравнения выводятся аналогично (5, 6).

$$\begin{aligned} x_u(\tau) &= \frac{D_{cp} \cdot t}{2} - \frac{2 \cdot n \cdot A \cdot \cos(n \cdot t)}{\sqrt{D_{cp}^2 + 4 \cdot n^2 \cdot A^2 \cdot \cos^2(n \cdot t)}} \cdot \\ &\cdot \left[r_n - r_u \cdot \left(1 - \frac{\delta}{T} \cdot \tau \right) \right]; \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} y_u(\tau) &= A \cdot \sin(n \cdot t) + \frac{D_{cp}}{\sqrt{D_{cp}^2 + 4 \cdot n^2 \cdot A^2 \cdot \cos^2(n \cdot t)}} \cdot \\ &\cdot \left[r_n - r_u \cdot \left(1 - \frac{\delta}{T} \cdot \tau \right) \right]. \end{aligned} \quad (8)$$

Применение такой методики обработки на станках с числовым программным управлением позволит значительно повысить, на наш взгляд, точность изготовления поверхности волн кулачковых шайбы ротора. Это положительно скажется на снижении динамических нагрузок, возникающие из-за неудовлетворительной формы поверхности ротора [4, 5], повысит надежность и ресурс работы аксиально-поршневых пневмодвигателей и компрессоров.

Библиографический список

1. Зиневич, В. Д. Поршневые и шестеренчатые пневмодвигатели горно-шахтного оборудования / В. Д. Зиневич, Л. А. Гешлин. — М.: Недра, 1982. — 199 с.
2. Фёдоров, М. Б. Аксиально-поршневые пневмодвигатели типа ДАР / М. Б. Фролов // Матер. 3-й науч.-техн. конф. по качеству машин конструкции института. — Свердловск: Полиграфист, 1973. — С. 108—117.
3. Анкудинов, Д. Т. К теоретической оценке зазора в паре кулачковый диск — подшипник поршня пневмомоторов ДАР /

Д. Т. Анкудинов, С. Г. Игнатова // Труды НИПИГОРМАША. — Свердловск, 1982. — С. 132—140.

4. Анкудинов, Д. Т. Оценка коэффициента неравномерности крутящего момента в пневмомоторе типа ДАР / Д. Т. Анкудинов, С. Г. Игнатова, М. Б. Таутер // Пневматика и гидравлика. — М. : Машиностроение, 1987. — Вып. 13. — С. 12—19.

5. Исследование динамических процессов в роторно-поршневой группе пневматического двигателя / Д. Т. Анкудинов [и др.] // Пневматика и гидравлика. — М. : Машиностроение, 1979. — Вып. 7. — С. 77—83.

КАБАКОВ Анатолий Никитович, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» Омского государственного технического университета, член-корреспондент Академии технологических наук и действительный член Петровской академии наук и искусств, действительный член Международной академии холода.

КОРНЕЕВ Сергей Васильевич, доктор технических

наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Нефтехимические технологии и оборудование» Омского государственного технического университета, почетный академик Европейской академии естественных наук, лауреат медали им. Лейбница.

МАШКОВ Юрий Константинович, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры физики Омского государственного технического университета, действительный член Академии инженерных наук.

СОРОКИН Владимир Николаевич, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Основы теории механики автоматического управления» Омского государственного технического университета, заведующий научно-исследовательской лабораторией «Волновая механика».

Адрес для переписки: 644050, г. Омск, пр. Мира, 11.

Статья поступила в редакцию 10.02.2011 г.

© А. Н. Кабаков, С. В. Корнеев, Ю. К. Машков, В. Н. Сорокин

УДК 546.65 : 621.591

**В. И. КАРАГУСОВ
А. А. ГЛАДЕНКО
В. Д. ГАЛДИН
А. В. БУБНОВ
С. Н. ЛИТУНОВ**

Омский государственный
технический университет
Сибирская государственная
автомобильно-дорожная
академия, г. Омск

ПРИМЕНЕНИЕ РЕДКОЗЕМЕЛЬНЫХ СПЛАВОВ В РЕГЕНЕРАТОРАХ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ

Использование редкоземельных материалов в системах охлаждения позволяет значительно улучшить их характеристики. Предложенный метод расчета теплоемкости редкоземельных сплавов на основе экспериментальных данных теплоемкости чистых редкоземельных металлов позволяет расширить применение редкоземельных сплавов в низкотемпературных системах охлаждения.

Ключевые слова: редкоземельные металлы, сплавы, регенератор, низкотемпературные системы охлаждения.

В низкотемпературной технике находят широкое применение системы охлаждения, работающие по циклам Стирлинга, Гиффорда-МакМагона, пульсационной трубы и другие, где в качестве теплоемких насадок регенеративных теплообменников применяются такие материалы, как медь, свинец, бронза и нержавеющая сталь. Недостатком этих материалов является малое значение теплоемкости при температурах ниже 60...80 К, что снижает эффективность криогенных систем на низких температурах криостатирования.

Повысить эффективность микроохлаждателей Стирлинга [1] и Гиффорда-МакМагона [2] можно при помощи создания многослойных регенераторов, в которых материал низкотемпературной насадки каждого слоя выбирается таким образом, чтобы его теплоемкость при рабочей температуре слоя была максимальной.

В редкоземельных металлах, а также в их соединениях, сплавах и композитах вблизи температур магнитных фазовых переходов наблюдается аномальное увеличение теплоемкости, которая в определенных