

ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ЭЛЕКТРОМЕХАНИКИ

УДК 621.313:62-233.2+622.324

РАЗРАБОТКА ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ ПОДШИПНИКОВ ДЛЯ СЕРИИ КОМПРЕССОРОВ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ АГРЕГАТОВ

А.П. Сарычев
(ФГУП «НПП ВНИИЭМ»)

Рассматривается комплекс вопросов, связанных с созданием ряда электромагнитных подшипников (ЭМП) для компрессоров газоперекачивающих агрегатов мощностью от 2,5 до 25 МВт. Определена технико-экономическая эффективность применения ЭМП в компрессорах. Разработаны математические модели ЭМП, определены критерии оптимизации магнитных систем. Решены вопросы выбора структуры и параметров системы управления ЭМП газового компрессора. Разработан ряд ЭМП для газовых компрессоров мощностью от 2,5 до 25 МВт.

Ключевые слова: электромагнитный подшипник, экономический эффект, оптимизация, математическая модель, структура управления, магнитные системы, ряд подшипников.

В мировой практике при создании магистральных газопроводов широкое распространение получили электромагнитные подшипники (ЭМП), используемые в компрессорах (нагнетателях) газоперекачивающих агрегатов (ГПА). С применением ЭМП и газодинамических безмасляных уплотнений стало возможным создание полностью «сухих» нагнетателей, т. е. работающих без смазки.

В ФГУП «НПП ВНИИЭМ» первые работы были связаны с использованием ЭМП в различных роторных машинах для КА, включая электродвигатель-маховик и силовой гироскоп для управления ориентацией орбитальных станций «Алмаз» и «Мир» [1]. На основе этих работ в дальнейшем были созданы ЭМП для высокоскоростных электрошпинделей и других машин. ЭМП стали широко применять для замены масляных подшипников в крупных компрессорах природного газа на магистральных газопроводах. Именно ВНИИЭМ в 1991 г. впервые в отечественной практике совместно с Сумским машиностроительным НПО им. М.В. Фрунзе (Украина) провел успешные испытания компрессора ГПА-Ц-16 мощностью 16 МВт на ЭМП. Эти испытания подтвердили экономическую эффективность применения ЭМП в газовых компрессорах.

Для решения основных научно-технических проблем, связанных с разработкой ряда электромагнитных подшипников для серии компрессоров мощностью от 2,5 до 25 МВт, во ВНИИЭМ сформировалось самостоятельное научное направление по созданию электромагнитных подшипников для компрессоров газовой промышленности.

В статье рассматриваются следующие вопросы:

- определение технико-экономической эффективности применения ЭМП в компрессорах ГПА;
- разработка методики оптимизации геометрических параметров радиального – осевого ЭМП компрессора по массогабаритным показателям;
- определение математических моделей обобщенного радиального ЭМП;
- определение влияния числа полюсов радиальной магнитной системы и ее типа на коэффициенты поперечных связей различных магнитных систем;
- обоснование выбора обобщенной структуры и параметров с допустимыми отклонениями системы управления ЭМП ротора компрессора ГПА;
- определение оптимальных магнитных систем и разработка ряда ЭМП с основными параметрами для серии компрессоров ГПА.

Технико-экономическое обоснование применения электромагнитных подшипников в компрессорах ГПА

- Несмотря на внедрение сухих компрессоров в газовой промышленности России, детального изложения преимуществ и экономической оценки применения электромагнитного подвеса в ГПА практически нет. Проведенное сравнение масляных и электромагнитных опор для серии компрессоров ГПА мощностью от 2,5 до 25 МВт показало, что внедрение ЭМП вместо масляных подшипников в компрессорах с ГДУ позволяет:
- снизить механические потери нагнетателя;
 - увеличить ресурс работы механики подшипниковых узлов;
 - сократить периодичность технического обслуживания и ремонта;
 - исключить использование масла для компрессора;

- уменьшить массогабаритные размеры системы подшипников и вспомогательного оборудования, а также объем их обслуживания;
- уменьшить потребление электрической мощности и время готовности нагнетателя к запуску в трассу;
- улучшить качество перекачиваемого газа и экологическую обстановку на компрессорной станции;
- активно воздействовать на динамические пара-

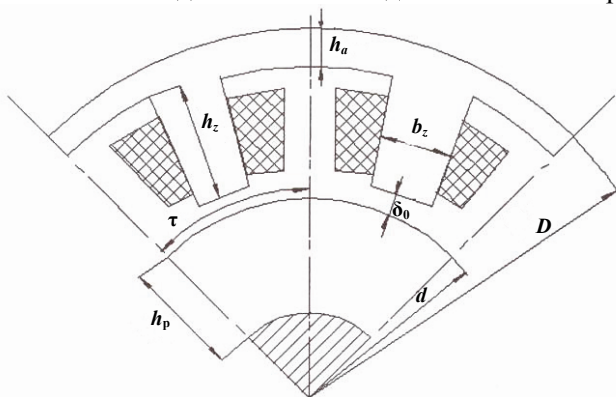


Рис. 1. Магнитная система радиального ЭМП

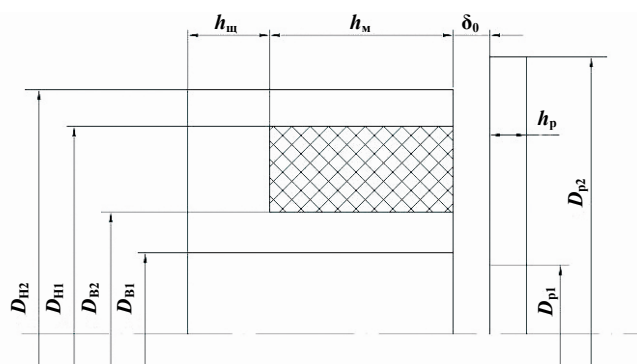


Рис. 2. Магнитная система осевого ЭМП

- метры ротора нагнетателя;
- повысить диагностические свойства роторной системы.

По результатам технического анализа основных характеристик подшипников ниже приведены показатели преимущества внедрения ЭМП.

Экономические показатели	Сумма
Прибыль от дополнительного объема перекачиваемого газа, тыс. долл.	9 – 85
Экономия от снижения потребления электрической энергии, тыс. долл.	11 – 23
Экономия от высвобождения дополнительной площади, тыс. долл.	34 – 89
Дополнительная экономия, тыс. долл.	2 – 29

Экономический эффект от внедрения ЭМП вместо масляных для серии компрессоров ГПА мощностью 2,5 – 25 МВт составляет от 56 до 226 тыс. долл. в год в зависимости от мощности агрегата.

Концепция создания ряда ЭМП для серии компрессоров ГПА

Оптимизация, математические модели ЭМП

Одной из главных задач, возникающих при разработке ЭМП компрессора, является оптимизация магнитной системы подшипника, которая связана с выбором оптимальной магнитной системы и определением параметров выбранной оптимальной системы [2]. В качестве основополагающих критериев при выборе оптимальной магнитной системы были приняты минимум массогабаритных показателей и дестабилизирующей силы для радиального подшипника при фиксированном усилии, действующем на ЭМП. В качестве варьируемых параметров радиального ЭМП (рис.1) приняты относительная ширина зубца $\bar{\alpha}$ (равная отношению ширины зубца b_z к полюсному делению τ) и число зубцов z магнитной системы, причем $\bar{\alpha}$ является функцией z .

При оптимизации осевого ЭМП (рис. 2) в качестве варьируемого параметра принята относительная ширина ЭМП \bar{L} (равная отношению длины ЭМП к высоте).

Масса радиального ЭМП включает в себя массу спинки, массу зубцов, массу обмотки управления и массу ротора:

$$m = \sum m_i$$

и зависит от параметров ЭМП:

$$m_R(\alpha, z) = f(\alpha, D, s_z, k_c, k_3, \gamma_c, \gamma_{np}, \tau), \quad (1)$$

где в скобках геометрические параметры ЭМП и его обмотки.

Объем радиального ЭМП

$$V_R(\bar{\alpha}, z) = \pi D / 4 \ln. \quad (2)$$

Масса и объем осевого ЭМП

$$m_{oc}(\bar{L}) = f(\bar{L}, \gamma_c, D_{ni}, D_{bi}, \gamma_c, h_m, S, k_3, \delta_0); \quad (3)$$

$$V_{oc}(\bar{L}) = \frac{\pi}{4} [(\bar{D}_{n2} + 2\delta_0)^2 - (\bar{D}_{b1} + 2\delta_0)^2] (l_{ct} + 2\delta_0 + hp), \quad (4)$$

где в скобках геометрические параметры ЭМП и его обмотки.

Для решения по формулам (1) – (4) был разработан алгоритм оптимизации магнитных систем

радиальных и осевых ЭМП по параметрам \bar{a} и \bar{L} , реализованный на ПЭВМ.

Для решения задачи оптимизации по минимуму дестабилизирующей силы разработана математическая модель обобщенного многополюсного радиального ЭМП и установлена аналитическая зависимость между дестабилизирующей силой и числом полюсов радиальной магнитной системы [3]:

$$F(x) = F_m \left(\left[\frac{I_1^2}{(1-ax)^2} - \frac{I_3^2}{(1+ax)^2} \right] + \chi x \left[\frac{I_2^2}{(1-ay)^2} - \frac{I_4^2}{(1+ay)^2} \right] \right), \quad (5)$$

где

$$F_m = \frac{a}{2} w^2 \frac{g_0}{\delta_0} I_m^2 \quad (6)$$

– максимальная сила, создаваемая зоной ЭМП;

$$\chi = \frac{2}{a} \left(b^2 - \frac{c^2}{4n^2} \right) \quad (7)$$

– коэффициент перекрестной связи; a, b, c – коэффициенты; n – число пар полюсов ЭМП.

Выражение (5) определяет математическую модель многополюсного радиального электромагнитного подшипника, выражения (6) и (7) – основные параметры ЭМП.

Выбор структуры и параметров системы управления магнитным подвесом ротора компрессора ГПА

Для электронных систем управления газовых магистралей, к которым относится блок управления или система управления электромагнитным подвесом (СУЭМП), предъявляются очень высокие требования к их надежности, взаимозаменяемости и ремонтпригодности. Поэтому СУЭМП должна иметь:

- высокую наработку на отказ;
- однотипные унифицированные каналы управления;
- взаимозаменяемый комплект запасных частей;
- и быть простой в обслуживании и эксплуатации.

При этом блок управления конструктивно выполняется в виде единого каркаса, имеющего четыре модуля для радиальных каналов и один модуль для осевого канала.

Общую задачу пятиканального управления ротора компрессора любой мощности можно свести к структурной схеме (рис. 3) построения однотипных каналов управления [4], состоящих из пяти элементов со своими передаточными функциями.

При выбранных передаточных функциях датчика, электромагнита и коэффициентах усиления усилителя мощности K_m, K_a , выбор структуры системы управления сводится к определению передаточной функции ротора компрессора W_p и на ее основе передаточной функции регулятора $W_{рег}$, обеспечивающей устойчивость замкнутого канала системы автоматического регулирования ЭМП ротора компрессора.

Передаточные функции гибкого ротора компрессора для четырех первых форм симметричных w_1 и кососимметричных w_2 колебаний ротора можно представить в виде:

$$W_1(s) = \lambda_1^2 \left(\frac{1}{s^2} + \frac{b_1}{s^2 + \omega_3^2} \right); \quad (8)$$

$$W_2(s) = \lambda_2^2 \left(\frac{1}{s^2} + \frac{b_2}{s^2 + \omega_4^2} \right),$$

где λ_1, λ_2 – собственные частоты подвеса; b_1, b_2 – коэффициенты возбудимости изгибных форм.

Проведенные расчеты собственных частот роторов компрессоров мощностью 2,5 – 25 МВт по формуле (8) показали, что практически все компрессоры имеют одинаковые свойства:

- изгибные формы ротора компрессора лежат либо в рабочем диапазоне частот вращения (и их необходимо проходить при разгоне или торможении ротора), либо находятся рядом с ним;
- собственные частоты подвеса расположены достаточно близко к частотам первых форм изгибных колебаний ротора.

Поэтому регулятор СУЭМП (рис. 4) должен строиться с учетом этих особенностей.

Обычно, каждый канал регулятора подвеса ротора содержит стандартное звено ПИД – регулятор для формирования сигнала требуемой силы F_c , обеспечивающего астатизм, вязкость и упругость системы подвеса:

$$F_c = a \int x dt - bx - cx,$$

где a, b, c – коэффициенты астатизма, вязкости и упругости (жесткости); x – смещение ротора.

Такой регулятор не обеспечивает устойчивость подвеса при наличии изгибных форм, поэтому задачу демпфирования изгибных форм ротора компрессора предлагается решать введением в регулятор дополнительных звеньев, загораживающих фильтров с частотой настройки ω_k и добротностью q , и дополнительных дифференцирующих звеньев с параметрами $T1_k, N1_k$.

Конкретное применение дополнительных звеньев и фильтров определяется на этапе выбора параметров регулятора, обеспечивающих устойчивость подвеса.

Для компенсации запаздывания тока электро-

магнита относительно сигнала требуемой силы в регулятор необходимо вводить дифференцирующее звено с параметрами $T2, N2$, а для компенсации зависимости силы электромагнита от положения ротора и линеаризации подвеса – боковую ветвь с коэффициентом k_δ и дополнительный ток I_0 .

С учетом изложенного была разработана обобщенная структурная схема канала блока управления магнитным подвесом ротора компрессора (см. рис. 4) и содержащая основные параметры канала в виде постоянных коэффициентов k_i и постоянных времени T_i, N_i .

Расчет параметров звеньев канала предлагается проводить в зависимости от условий работы компрессора: 1) при действии динамической нагрузки Q_v на ротор и 2) при ее отсутствии, т. е. при статической нагрузке Q_n . Исходными дан-

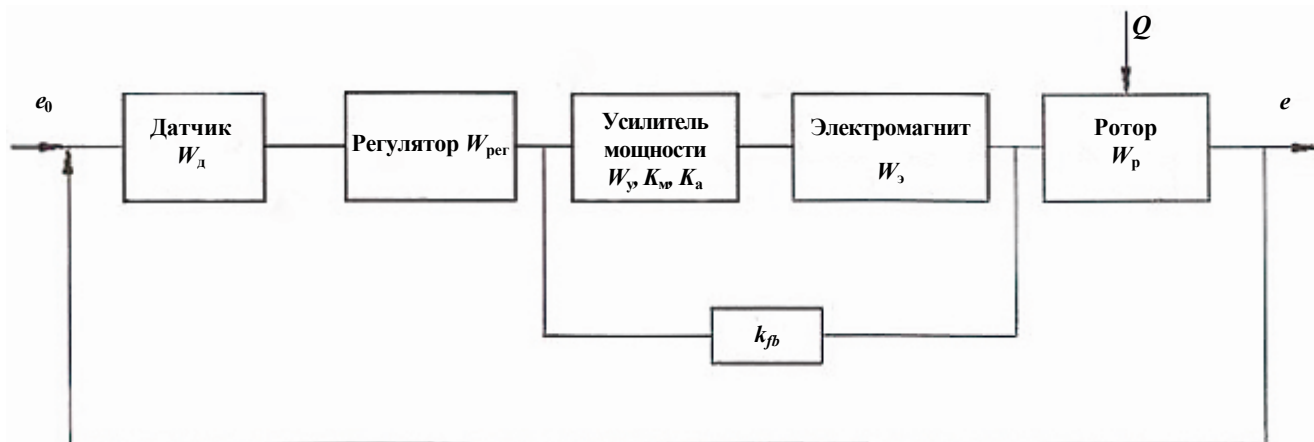


Рис. 3. Структурная схема канала системы управления ЭМП

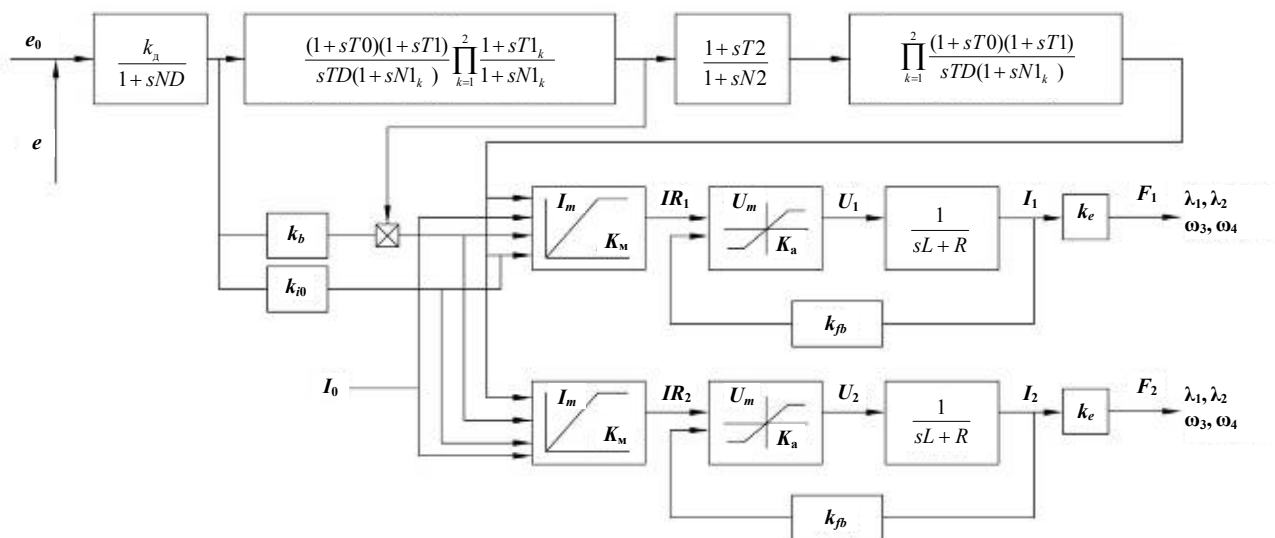


Рис. 4. Полная структурная схема канала управления ЭМП ротора компрессора

ными для расчета являются аварийные e_a и сигнальные e_c смещения ротора и параметры электромагнитов.

При первом условии на основании решения основных уравнений структурной схемы рис. 4:

$$c_b = c = k_d k_p k_e;$$

$$10U = k_d k_\delta \delta;$$

$$I_0 = k_{i0} k_d \delta$$

и ограничения достаточности жесткости c для центрирования ротора в пределах сигнальных отклонений вала:

$$ce_c > Q_v,$$

определяются основные коэффициенты передачи k_p, k_δ, k_{i0} . Коэффициенты k_{fb} и параметр $T2$ рассчитываются из уравнений, составленных для электрических цепей схемы рис. 4.

При выборе параметров вводятся еще два условия: 1) коэффициент динамичности $k_{дин}$ во всем диапазоне частот не более двух ($k_{дин} < 2$); 2) максимальное управляющее напряжение U_{my} на обмотках электромагнита при всех режимах работы должно быть меньше максимально допустимого напряжения блока U_m , ($U_{my} < U_m$).

При отсутствии действия динамической нагрузки отправным пунктом расчета параметров звеньев канала является определение его жесткости:

$$c_{min} = c_b - c_o \geq c_n / 2,$$

где c_o – отрицательная жесткость подвеса; c_n – жесткость, соответствующая статической нагрузке.

Остальные параметры определяются аналогично случаю действия переменной нагрузки.

При расчете параметров структурной схемы рис. 4 устанавливаются одинаковые допуски $\pm 3,3\%$, обеспечивающие устойчивость работы замкнутого контура канала ЭМП.

Унифицированный ряд ЭМП для серии компрессоров ГПА

На сегодняшний день в газовой промышленности России серийно изготавливаются для линейных газопроводов в основном центробежные компрессоры мощностью 2,5; 6,3; 10; 12; 16; 25 МВт.

Все компрессоры отличаются друг от друга массой ротора, радиальными и осевыми статическими и динамическими нагрузками, действующими на ротор, причем они тем больше, чем больше мощность компрессора.

В пределах данной мощности компрессор может иметь несколько модификаций, которые обладают практически одинаковыми параметрами (статические, динамические нагрузки и т. д.).

На основе анализа исходных технических данных для масляных опор были сформированы основные подходы к созданию ряда радиальных ЭМП:

– принят одинаковым наружный диаметр ротора

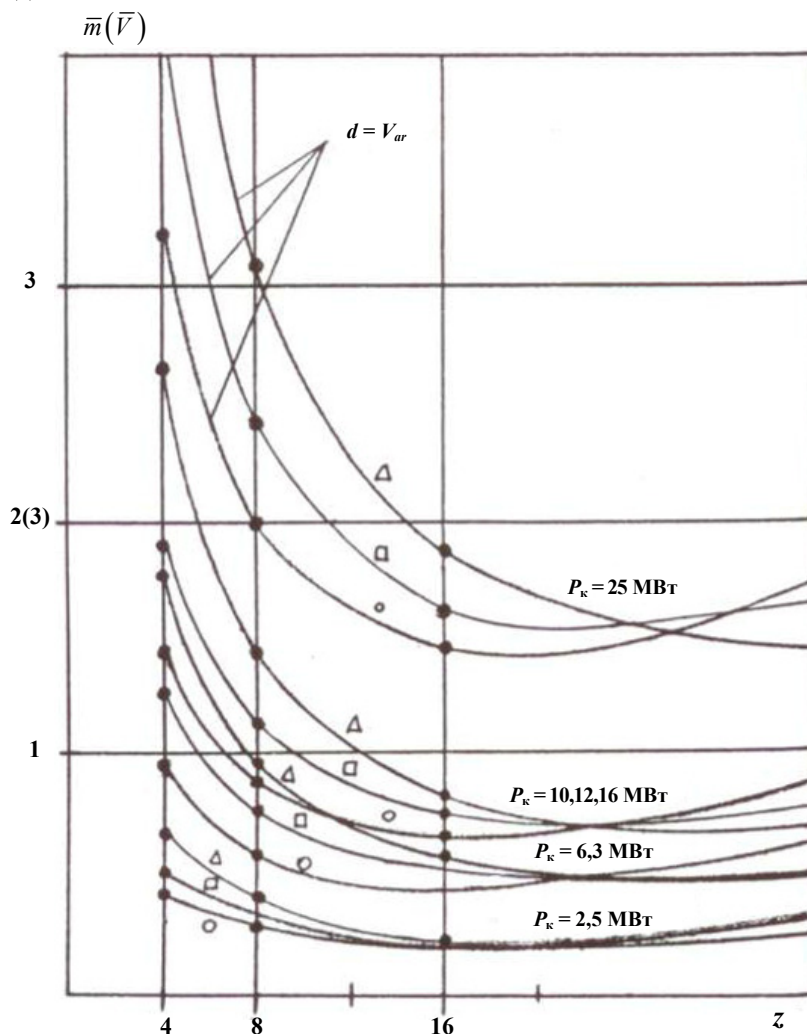


Рис. 5. Масса и объем радиальных ЭМП

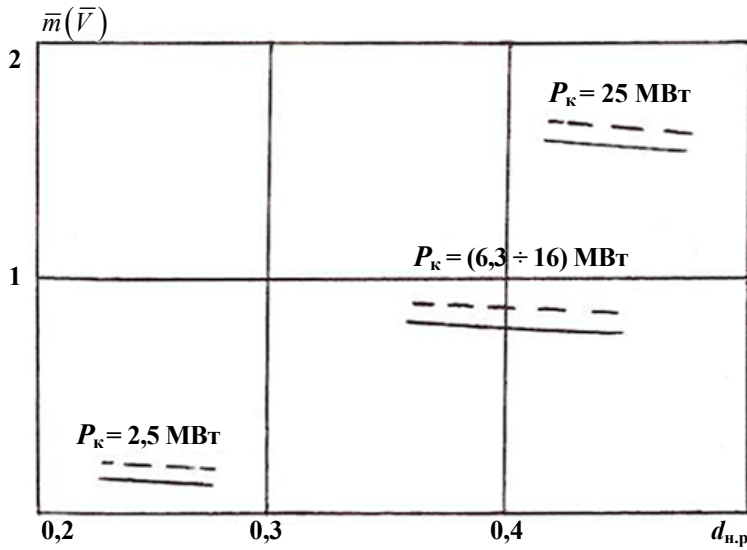


Рис. 6. Масса и объем осевых ЭМП

радиального ЭМП для всех компрессоров, что позволило создать один штамп для всех роторов подшипников с внутренней проточкой под конкретный компрессор данной мощности;

– радиальные ЭМП по величине действующих нагрузок были разбиты на три типоразмера для 2,5 МВт, 6,3 – 16 МВт, 25 МВт.

Для выбора оптимальных радиальных магнитных систем ЭМП и создания ряда [5] типоразмеров были определены оптимальные параметры относительной ширины зубца $\bar{\alpha}_{\text{опт}}$ (при котором массогабаритные показатели подшипника минимальны) в функции мощности компрессора

$$\bar{\alpha}_{\text{опт}} = f(P_k)$$

и установлено, что $\bar{\alpha}_{\text{опт}} = 0,1 - 0,75$ в зависимости от z .

Зависимости массы и объема $m, v = f(z)$ при различном диаметре ротора для конкретной мощности компрессора приведены на рис. 5.

Из рис. 5 следует, что оптимальной радиальной магнитной системой для серии компрессоров по массогабаритным показателям является магнитная система с числом полюсов равным 16.

Унифицированный ряд механики МП и электроники для серии компрессоров ГПА

Параметры	Мощность компрессора, МВт					
	2,5	6,3	10	12	16	25
<i>Радиальный магнитный подшипник:</i>						
грузоподъемность, кН	3 – 5		5 – 10		10 – 20	20 – 30
наружный диаметр, мм	280	430			500	600
внутренний диаметр, мм	150	300			300	400
длина, мм	60	90			140 – 200	200 – 300
<i>Осевой магнитный подшипник:</i>						
грузоподъемность, кН	5 – 10		10 – 30			30 – 60
наружный диаметр, мм	280		460			460
внутренний диаметр, мм	130		300			170
длина, мм	60		90			90
<i>Аппаратура управления:</i>						
габариты, м			1,2×0,5×0,6		2,0×0,6×0,6	
мощность потребления, кВт			0,5 – 0,75		0,5 – 1,5	
напряжение питания, В	110	110	220			

Однако из оптимизации магнитных систем следует, что при выборе магнитной системы необходимо учитывать влияние дестабилизирующей силы и согласно формуле (7) минимальным коэффициентом перекрестной связи обладает 8-полюсная магнитная система, причем как магнитно-связанная с $\chi = 0,37$, так и магнитно-развязанная с $\chi = 0,1$.

Последняя система, однако, не нашла распространения в ЭМП из-за сложности изготовления. Учитывая, что коэффициент перекрестной связи существенным образом оказывает влияние на закон управления ЭМП, то для каждого типа компрессора необходимо проводить расчет системы регулирования с учетом действия дестабилизирующей силы, а затем принимать решение о выборе оптимальной магнитной системы.

На основе проведенных расчетов с учетом двух критериев оптимизации определены оптимальные магнитные системы для серии компрессоров ГПА:

- для компрессоров мощностью $P_k = 2,5$ МВт оптимальным является подшипник с числом полюсов $z = 8$ при диаметре расточки $d_p = 140 \cdot 10^{-3}$ м;
- для компрессоров мощностью $P_k = 6,3$ МВт оптимальным является подшипник с $z = 16$ ($d_p = 275 \cdot 10^{-3}$ м);
- для компрессоров мощностью $P_k = 10, 12, 16$ МВт оптимальным является подшипник с $z = 8$ ($d_p = 275 \cdot 10^{-3}$ м);
- для компрессоров мощностью $P_k = 25$ МВт оптимальным является подшипник с $z = 16$.

При большой массе ротора и росте децентрирующей силы оптимальным является переход на $z = 8$.

При фиксированной длине вала компрессора и ограниченной длине размещения ЭМП оптимальным является переход на больший наружный диаметр ($d_p = 400 \cdot 10^{-3}$ м) ротора подшипника.

Это актуально при модернизации действующих масляных компрессоров, имеющих фиксированные длины валов.

Оптимизация осевых электромагнитных подшипников по массогабаритным показателям проводилась аналогично радиальным, и вначале определялась оптимальная ширина $\bar{L}_{\text{онт}} = f(P_k)$, а затем на базе $\bar{L}_{\text{онт}}$ по программе расчета определялись конкретные размеры оптимальных осевых электромагнитов для серии компрессоров ГПА.

При этом наружный диаметр диска и статора для компрессоров мощностью 6,3 – 25 МВт принят одинаковым.

В результате расчетов относительной оптимальной ширины осевого ЭМП установлено, что эта величина составляет $\bar{L}_{\text{онт}} = 0,75$ и не зависит от мощности компрессора, а масса и объем осевых ЭМП (рис. 6) практически не меняется при изменении наружного диаметра диска, принятого по условиям прочности:

- для $P_k = (6,3 - 25)$ МВт, $d_{\text{н.п}} = 440 \cdot 10^{-3}$ м;
- для $P_k = 2,5$ МВт, $d_{\text{н.п}} = 270 \cdot 10^{-3}$ м.

Геометрические размеры радиальных и осевых ЭМП для компрессоров из серийной номенклатуры ГПА сведены в таблицу.

Для блоков управления ЭМП основными выходными параметрами являются:

- максимальное выходное напряжение питания постоянного тока, определяющаяся используемой на компрессорной станции в качестве источника резервного питания аккумуляторной батареи напряжением 110 или 220 В;
- максимальная выходная мощность каналов блока управления, определяющаяся мощностью, необходимой для демпфирования заданных статических и динамических нагрузок.

Разработка ряда блоков управления сводится к определению необходимой мощности каналов блока для каждого типа компрессора.

Установлено, что для того, чтобы выдерживать нагрузки, действующие на ротор компрессора ГПА мощностью 2,5; 6,3 МВт, достаточно иметь блок управления с напряжением питания 110 В и максимальным током 30 А, а для компрессоров мощностью (10 – 25) МВт необходим блок управления с напряжением питания 220 В и максимальным током 30 А.

Таким образом, для действующей номенклатуры серийно выпускаемых компрессоров разработан унифицированный ряд радиальных и осевых ЭМП с аппаратурой управления, обеспечивающих работу компрессоров в условиях эксплуатации на газовых магистралях.

Литература

1. Шереметьевский Н.Н. Системы магнитного подвеса в исполнительных органах управления ориентацией космических аппаратов / Шереметьевский Н.Н., Верещагин В.П. [и др.] // Известия АН СССР. Механика твердого тела. – М., 1981. – № 3. – С. 152 – 157.
2. Никитенко А.Г. Проектирование оптимальных электромагнитных механизмов / А.Г. Никитенко. – М.: Энергия, 1974. – 135 с.
3. К расчету усилий и параметров радиального подшипника / Вейнберг Д.М., Верещагин В.П., Сарычев А.П. // Труды ВНИИЭМ. – М., 1990. – Т. 93. – С. 59 – 71.

4. Электромагнитный подвес ротора шарового электродвигателя-маховика / Ю.А. Гладкович, Д.М. Вейнберг, В.П.Верещагин // Труды ВНИИЭМ. – М., 1989. – Т.89. – С. 45 – 51.

5. Разработка ряда «сухих» комплектов для центробежных компрессоров газоперекачивающих агрегатов /

А.П. Сарычев, П.А. Матвейчук, И.Ф. Егоров [и др.] // Труды 4-го Международного симпозиума «Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования». – СПб., 1998. – С. 176 – 182.

Поступила в редакцию 03.08.2009

Алексей Петрович Сарычев, канд. техн. наук, зам. генерального директора-генерального конструктора, т. 365-56-29, e-mail: vniiem@vniiem.ru.