

ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ РОТОРА С ОПОРАМИ НА ПОСТОЯННЫХ МАГНИТАХ ДЛЯ ДЕТАНДЕР- КОМПРЕССОРНОГО АГРЕГАТА

Ю. С. Бухолдин

Кандидат технических наук, технический директор**

Контактный тел.: 050-327-44-01

E-mail: smpo@frunze.com.ua

В. А. Левашов

Кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник*

Контактный тел.: 066-806-82-40

E-mail: levashov-va@rambler.ru

В. Г. Гадяка

Кандидат технических наук, начальник*

* Контактный тел.: 066-806-82-40

E-mail: gadiaka_vg@mail.ru

Научно-исследовательский отдел газодинамики, динамики и прочности**

**ОАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе»

ул. Горького, 58, г. Сумы, Украина, 40004

Г. Ю. Мартыненко

Кандидат технических наук, доцент

Кафедра динамики и прочности машин

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»

ул. Фрунзе, 21, г. Харьков, Украина, 61002

Контактный тел.: (057) 707-68-79

E-mail: gmartynenko@kpi.kharkov.ua

Розглянуто ротор детандер-компресорного агрегату, що входить до складу повно-розмірної стендової установки зріджування природного газу. Представлено результати розрахункових досліджень визначення раціональних параметрів ротора і радіальних магнітних підшипників на постійних кільцевих магнітах

Ключові слова: турбодетандер, пасивний магнітний підшипник

Рассмотрен ротор детандер-компресорного агрегата, входящего в состав полно-размерной стендовой установки сжижения природного газа. Представлены результаты расчетных исследований определения рациональных параметров ротора и радиальных магнитных подшипников на постоянных кольцевых магнитах

Ключевые слова: турбодетандер, пассивный магнитный подшипник

The expander-compressor aggregate rotor is considered. It is the part of the full-size test bench for natural gas liquefaction. Results of computational studies of rational parameters determining for the rotor and radial magnetic bearings with permanent ring magnets are presented

Key words: turbo-expander, passive magnetic bearing

1. Введение

В настоящее время доля углеводородных газов в общем объеме мирового энергобаланса составляет около 30% [1]. Теплотехнические, экономические и экологические свойства углеводородных газов делают их наиболее привлекательным видом органического источника энергии и химического сырья. Основным препятствием к повышению доли газа на рынке является ограниченность существующих газотранспортных систем. Эта проблема может быть решена за счет строительства новых магистральных трубопроводов (примером тому служат проекты газопроводов «Северный поток», «Южный поток», «Набукко»), либо за счет доставки потребителю сжиженного газа. Второй подход обладает явными достоинствами, так как объединяет в себе экологические и технологические преимуще-

ства обычного сетевого газа и рыночную мобильность нефти [2]. Сжиженный природный газ, кроме того, является эффективным моторным и энергетическим топливом. В связи с ужесточением экологических требований к транспортным средствам он все чаще используется в автотранспорте, так как совокупный выброс загрязняющих веществ на единицу полезного использования энергии у газа существенно ниже, чем у других видов топлива.

2. Область исследований и постановка задачи

ОАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе» является крупнейшим в СНГ производителем оборудования для нефтегазового комплекса. Одним из новых направлений в деятельности предприятия является раз-

работка криогенного оборудования и установок для сжижения природного газа (метана) [2].

Для реализации процесса сжижения природного газа на ОАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе» разработан демонстрационный стенд и реализована полно-размерная установка, в основу которой положен стенд реконденсации паров метана при перевозке сжиженного газа на судах-танкерах [2]. Ее общий вид представлен на рис. 1, а технологическая схема – на рис. 2.



Рис. 1. Общий вид установки сжижения природного газа

После теплообменника ТО1 азот поступает на вход детандера Д1. В детандере азот за счет расширения и отдачи внешней работы охлаждается до температуры $T = -144..-163^{\circ}\text{C}$ и поступает в теплообменник метана ТО2, где происходит отбор тепла от потока природного газа, поступающего на сжижение. После теплообменника ТО2 азот проходит теплообменник ТО1, охлаждая поток азота высокого давления, который подается на вход детандера, и далее через расходомерное устройство подается на вход компрессора.

Именно этот азотный цикл является источником холода для охлаждения и конденсации метана [2]. В его состав входит азотный компрессор и детандерное колесо, расположенное на одном валу с компрессором. Для повышения эффективности работы азотного цикла предлагается детандерное колесо совместно с компрессорным колесом расположить на отдельном валу в виде детандер-компрессорного агрегата (ДКА).

Предметом исследований в данной работе является ротор ДКА. Его исходная геометрическая модель представлена на рис. 3. На едином валу расположены два рабочих колеса (детандерное и компрессорное), цапфы радиальных и диск осевого подшипников скольжения.

Результаты расчета критических скоростей для этого ротора общей массой ~ 55 кг при жесткости опор $1,3 \cdot 10^7$ Н/м представлены на рис. 4.

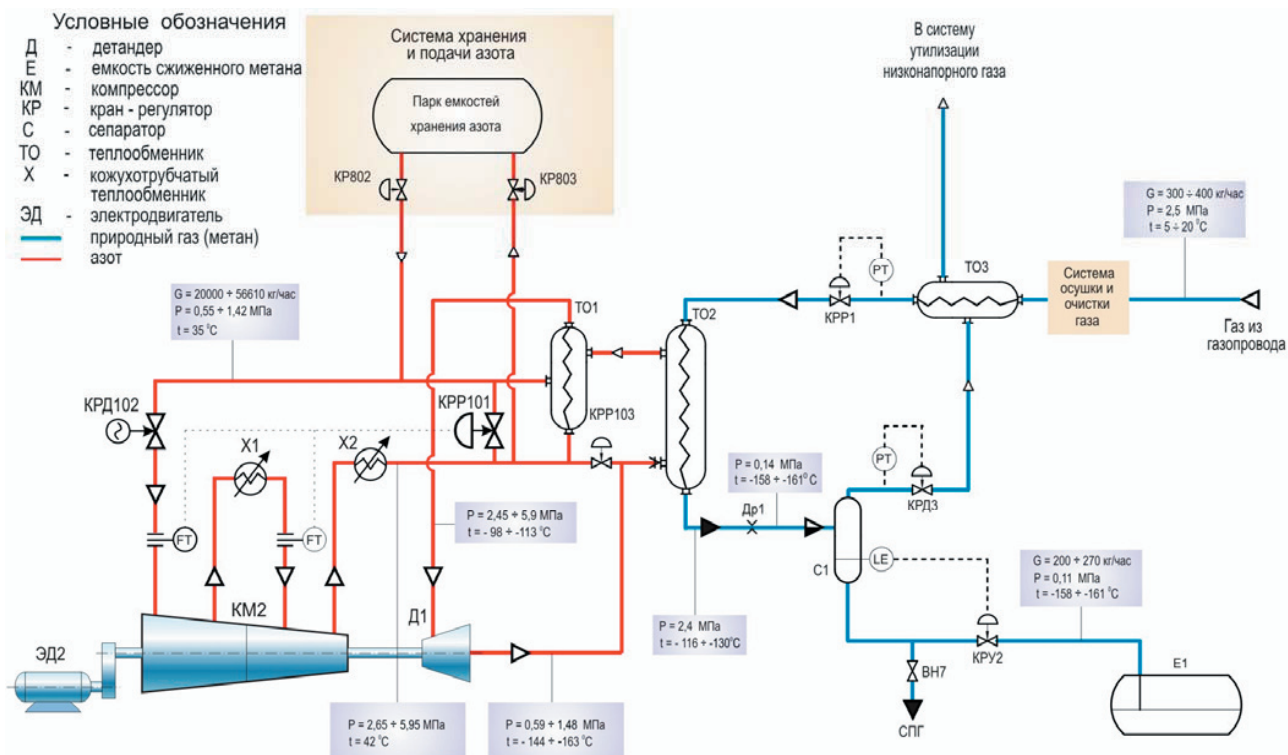


Рис. 2. Технологическая схема стенда сжижения природного газа

В азотном холодильном цикле после сжатия в компрессоре азот высокого давления поступает в теплообменник ТО1, предназначенный для предварительного охлаждения азотом низкого давления [2].

В настоящее время конкуренцию традиционно используемому для опирания ротора ДКА подшипникам скольжения составляют магнитные подшипники (МП). Они обладают рядом преимуществ, к которым

относятся отсутствие маслосистем и потерь на трение, меньший вес и занимаемая площадь, сравнительно небольшой объем обслуживания.

На рис. 5 представлены примеры первых реализаций роторов турбодетандерных агрегатов на магнитных подшипниках: на рис. 5а – турбодетандер с магнитными подшипниками фирмы Mafi-trench cogrotation (США), используемый в переработке углеводородного газа, в котором впервые в 1989 году были применены активные магнитные подшипники (АМП); на рис. 5б – агрегат GE Rotoflow (США), который находится в эксплуатации на площадке плавучей системы нефтедобычи Total N’Kossa site (Конго, Африка) с 1996 года [3]. В состав второго входит высокоскоростной турбодетандер с единым валом и консольно-расположенными двумя рабочими колесами, оснащенный магнитными подшипниками фирмы S2M. В нем для обеспечения полного магнитного подвешивания ротора применены два радиальных и один осевой АМП [4]. Схема полного активного магнитного подвеса ротора, примененная фирмой S2M, изображена на рис. 6.

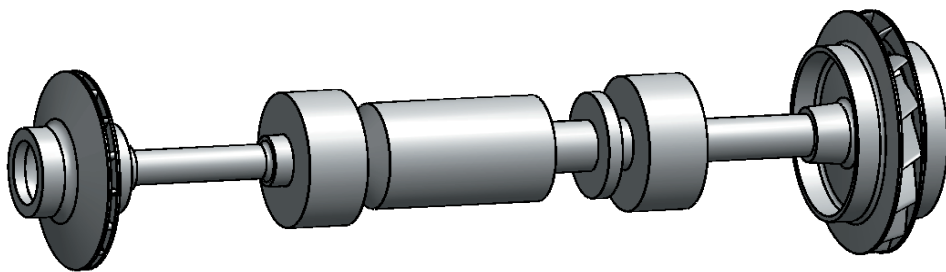


Рис. 3. Геометрическая модель ротора ДКА

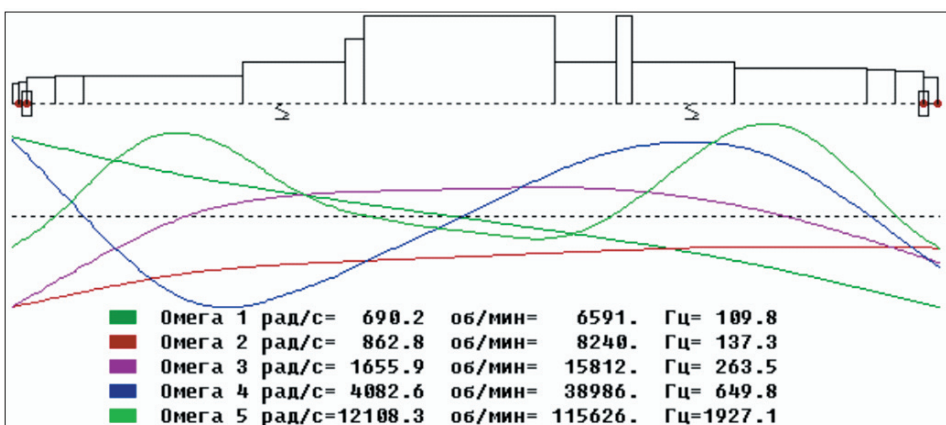


Рис. 4. Результаты расчета критических скоростей вращения ротора ДКА



а)



б)

Рис. 5. Примеры использования магнитных подшипников в ДКА: а) первый турбодетандер с АМП; б) агрегат GE Rotoflow с АМП S2M

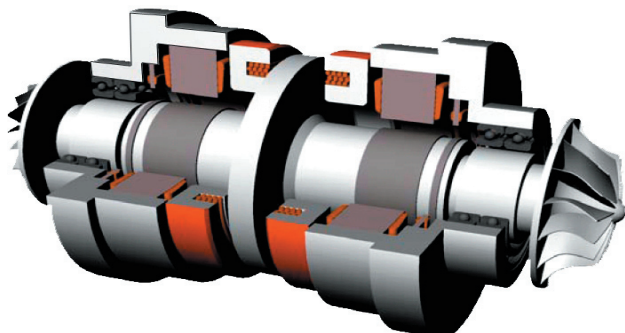


Рис. 6. Схема полного магнитного подвеса, используемая фирмой S2M для роторов ДКА [3]

Цель исследований – адаптация геометрии ротора ДКА под установку вместо традиционных подшипников скольжения магнитных подшипников, а также поиск наиболее рациональной схемы полного магнитного подвеса ротора и нахождение оптимальных параметров этих подшипников, обеспечивающих требуемые силовые и жесткостные характеристики.

3. Модификация конструкции ротора ДКА под установку МП

Принцип действия АМП заключается в том, что ротор удерживается в определенной позиции в радиальном или осевом направлениях магнитными полями, создающимися электромагнитами [4-5]. Эти электромагниты располагаются на статоре, а токи, подаваемые на их обмотки, изменяются в зависимости от положения ротора в пространстве согласно заданному закону управления с помощью системы автоматического регулирования.

Кроме АМП применяются также пассивные МП, т.е. магнитные подшипники на постоянных магнитах (МППМ). Наиболее часто используемые на практике

схемы включают в себя два и более кольцевых постоянных магнита с осевой или радиальной намагниченностью [6]. Самоцентрирование может обеспечиваться за счет сил притяжения или отталкивания.

Каждый из этих двух типов МП обладает своими достоинствами и недостатками. Например, для АМП необходима система управления, которая может обеспечить практически любые силовые характеристики. Она не нужна МППМ, но только в них организовать полный магнитный подвес невозможно.

В работе предлагается схема полного магнитного подвеса ротора ДКА с двумя радиальными МППМ и одним осевым АМП двустороннего действия, расположенным посередине [7]. Такой тип подвеса является наиболее перспективным в легких высокооборотных роторных машинах, в том числе в турбодетандерах. Его отличительной особенностью является высокая надежность и относительно низкая стоимость по сравнению с подвесом, в котором АМП используются для стабилизации по пяти степеням свободы.

На рис. 7 представлены результаты расчета для конструкции ротора, адаптированной под установку МП. Его общая масса с учетом роторных частей МП также близка к 55 кг при измененных длинах и диаметрах участков.

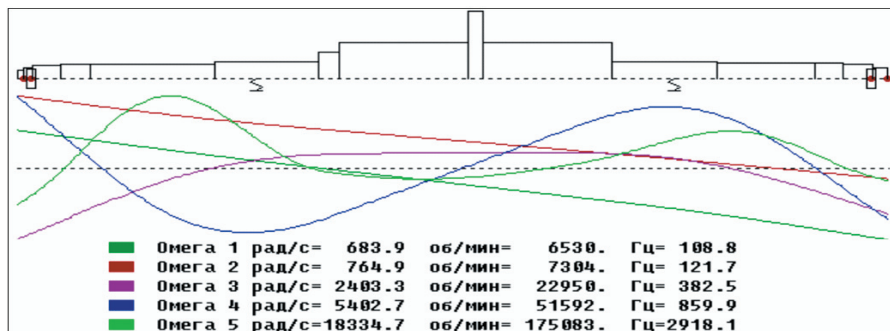


Рис. 7. Результаты расчета критических скоростей вращения модифицированного ротора ДКА

4. Схема радиального МППМ и методика расчета магнитных сил

В работе ставится и решается задача по поиску параметров одного из вариантов МППМ для ротора ДКА (см. рис. 3), обеспечивающих силовые и жесткостные характеристики, приемлемые с точки зрения практического использования. Предлагаемый к применению конструктивный вариант радиального МППМ представлен на рис. 8. Кольца МППМ, изготовленные из сплава NdFeB, имеют осевую намагниченность и обеспечивают самоцентрирование в радиальном направлении за счет сил отталкивания.

На рис. 8а указаны параметры, описывающие геометрию подшипника. В дополнение к ним введен средний диаметр зазора:

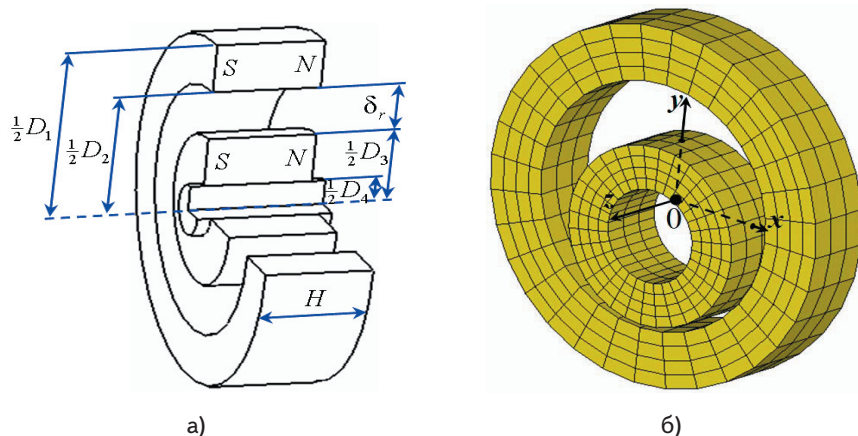


Рис. 8. Радиальный МП на постоянных кольцевых магнитах: а) схема подшипника, б) конечноэлементная модель магнитов

$$D_{23} = \frac{1}{2}(D_2 + D_3); D_2 = D_{23} + \delta_r; D_3 = D_{23} - \delta_r. \quad (1)$$

В работе применена экспериментально подтвержденная и изложенная в [6] методика расчета магнитных сил, возникающих в МППМ и действующих в направлении, противоположном радиальному смещению внутреннего (роторного) магнита. Расчеты зависимостей магнитных сил основаны на решении серии задач магнитостатики в конечноэлементной постановке для заданного числа положений роторного магнита, соответствующих некоторым дискретным значениям его радиального смещения. Конечноэлементная модель при смещенном роторном магните показана на рис. 8б.

Методика расчета магнитных усилий в радиальных МППМ при смещении роторного магнита только в радиальном направлении заключается в том, что полный номинальный радиальный зазор $2\delta_r$ равномерно разбивается на $(2n+1)$ -ин уровень так, чтобы $(n+1)$ -ый уровень совпадал с центральным положением подвижного кольца, когда координаты его центра масс $x=y=z=0$ (рис. 8а) [6]. Далее подвижный магнит смещается по оси y (рис. 8б) так, чтобы его центр масс совпадал с одним из уровней, и при этом взаимном положении проводится магнитостатический анализ методом конечных элементов.

В результате каждого расчета устанавливались распределение магнитной индукции, напряженности магнитного поля, и вычислялись суммарные магнитные силы в направлениях осей системы координат по тензору натяжений Максвелла. При этом расчетная погрешность не превышала 1%.

Определено, что при всех положениях роторного магнита суммарные магнитные силы в направлениях x и z равны нулю. Графики зависимости магнитной силы от координаты y центра масс роторного магнита строились в диапазоне $y=[-\delta_r, \delta_r]$, а сама зависимость силы с помощью аппроксимации по расчетным значениям представлялась полиномом третьей или пятой степени.

5. Вариантные расчеты магнитных сил в радиальных МППМ

Серия предварительных единичных расчетов со случайными параметрами МППМ позволила обнаружить наличие множества их различных комбинаций, обеспечивающих примерно одинаковые значения магнитной силы. Это приводит к выводу о большом количестве экстремумов функции магнитной силы F_M , зависящей от этих параметров. Поэтому поиск набора параметров, доставляющих максимум функции F_M , далее выполнялся с использованием процедуры оптимизации.

Применялись два метода оптимального проектирования [8]. Первый из них – метод нулевого порядка, использующий линейные комбинации зависимых параметров и не использующий их производные. Он предполагает построение аппроксимирующей функции, а по ней – гиперповерхности, которая и подвергается максимизации вместо фактической объективной функции. Для уточнения результатов применялся второй метод, а именно первого порядка, использующий градиенты зависимых переменных относительно варьируемых параметров, которые вычисляются методом наискорейшего спуска.

При поиске оптимальных проектов варьируемыми параметрами являлись срединный диаметр зазора D_{23} и ширина магнитов H (см. рис. 8а). Исходя из технически обоснованных предположений о допустимости величины зазора в подшипниках, для всех проектов значение зазора принималось равным 1 мм. Внутренний диаметр подвижного кольцевого магнита принимался равным диаметру посадки на вал $D_4=60$ мм, а для внешнего диаметра D_1 неподвижного магнита было выбрано несколько дискретных значений исходя из конструктивных особенностей ДКА и экономических обоснований. На варьируемые параметры накладывались ограничения, описывающие геометрически возможные конструктивные варианты, а в качестве целевой функции было выбрано значение магнитной силы F_M при смещении внутреннего магнита на $0,9\delta_r$. Результаты для наиболее приемлемых проектов сведены в табл. 1.

Таблица 1

Результаты оптимизации МППМ по магнитной силе при фиксированном зазоре

№ проекта	D_1 , мм	D_{23} , мм	D_4 , мм	H , мм	δ_r , мм	$F_{M(0,9\delta)}$, Н
1	100	84,60	60	9,70	1	70,32
2	150	128,07	60	17,72	1	136,72
3	200	161,21	60	46,62	1	201,18
4	200	169,19	40	24,43	1	213,46

Анализ результатов показал, что при заданных значениях параметров не удастся получить приемлемых значений восстанавливающей силы, особенно с учетом того, что эти значения были определены при смещении, близком к полному зазору, а при вдвое меньшем смещении их величина также уменьшится примерно в два раза. Объяснением этому может служить малый зазор. Так, на рис. 9 представлены результаты расчетов магнитостатики для конструкций с одинаковыми параметрами D_1 , D_{23} , D_4 и H , но с разным значением зазора δ_r . Видно, что при зазоре 1 мм большинство эквипотенциальных линий магнитного поля замыкается вне зазора, что и ограничивает возможность роста подъемной силы. Ситуация меняется при увеличении зазора, что приводит и к увеличению силы.

Исходя из этих предположений в дальнейших исследованиях в качестве третьего варьируемого параметра в дополнение к D_{23} и H был выбран зазор δ_r .

Результаты для наиболее приемлемых проектов сведены в табл. 2.

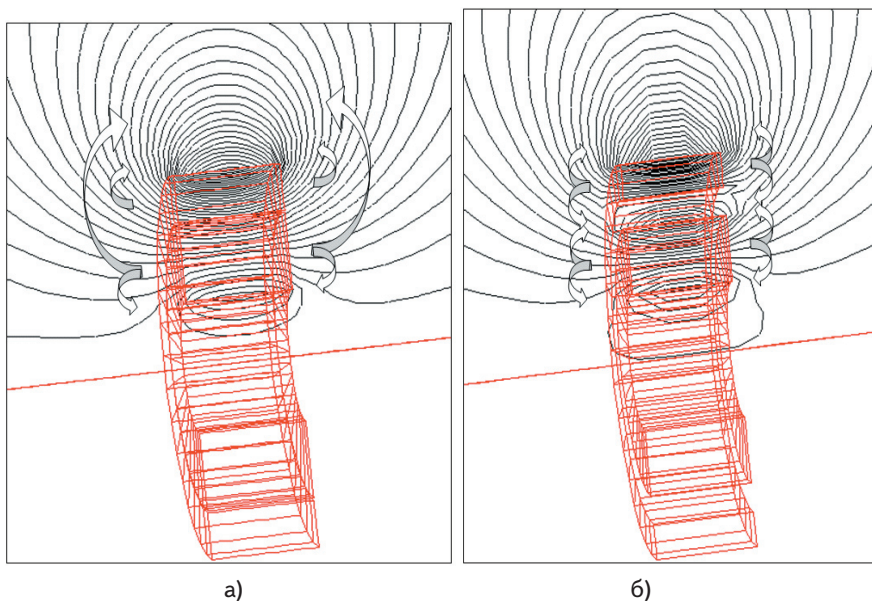


Рис. 9. Эквипотенциальные линии магнитного поля в радиальном МППМ при различном зазоре: а) $\delta_r=1$ мм, б) $\delta_r=12,5$ мм

Таблица 2

Результаты оптимизации МППМ по магнитной силе при варьируемом зазоре

№ проекта	D_1 , мм	D_{23} , мм	D_4 , мм	H , мм	δ_r , мм	$F_{M(0,9\delta)}$, Н
1	150	114	60	50	10,0	343,54
2	175	131,5	60	50	12,5	500,28
3	200	147,5	60	68	16,5	696,67
4	220	159,5	60	93	18,5	884,51

Такой подход позволил добиться более чем трехкратного повышения силы. Если учесть, что для радиального подвешивания ротора применяются два МППМ, то практически все представленные в табл. 2 проекты являются приемлемыми по величине подъемной силы и при смещении на $0,9\delta_r$, и при смещении на $0,5\delta_r$.

На рис. 10 приведены характеристики МППМ для всех четырех проектов. Расчетные значения обозначены маркерами, а графики – номером проекта. Границы возможных смещений ротора обозначены соответствующими величинами зазоров $\delta_{r i}$.

Следует отметить, что только применение полного полинома пятой степени позволило с достаточной точностью аппроксимировать расчетные данные.

Коэффициенты жесткости (квазиупругие коэффициенты) в нелинейных системах, каковой в данном случае является МППМ, зависят от обобщенных координат и вычислялись как производные по координате [9]:

$$K_M(y) = -\frac{\partial F_M(y)}{\partial y} \tag{2}$$

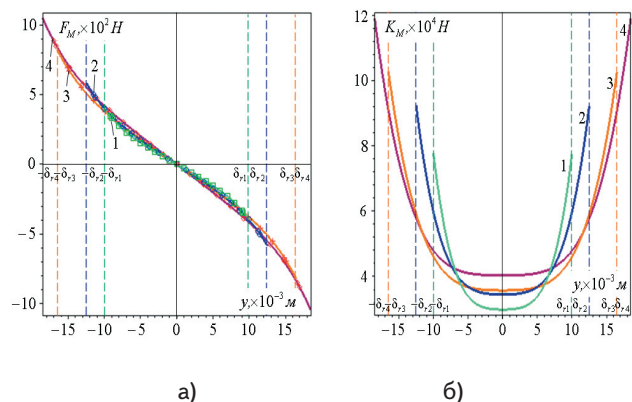


Рис. 10. Зависимость характеристик МППМ от радиального смещения подвижного магнита при различных параметрах: а) магнитной силы, б) квазиупругого коэффициента

Таким образом, на рис. 10а и 10б представлены соответственно зависимости магнитных сил и коэффициентов жесткости от смещений роторного кольцевого магнита. Из этих рисунков видно, что для всех оптимальных конструктивных вариантов МППМ силовые характеристики более близки друг к другу, чем жест-

костные. Общим является то, что характеристики являются симметричными и жесткими во всем диапазоне.

6. Выводы

Переход от традиционных подшипников скольжения к магнитным опорам, безусловно, обладает целым рядом преимуществ, главными из которых являются отказ от маслосистем и снижение потерь на трение.

В работе предложена схема полного магнитного подвеса ротора детандер-компрессорного агрегата, которая позволяет сделать управляемой только одну степень свободы ротора из пяти. Это достигается за счет применения постоянных кольцевых магнитов с осевой намагниченностью в радиальных магнитных подшипниках. Такой подход удешевляет конструкцию и снижает эксплуатационные затраты.

Найдена также конструкция ротора, которая дает возможность при сохранении динамических характеристик реализовать эту схему комбинированного пассивно-активного магнитного подвеса.

Проведенные расчетные исследования позволили выявить, что уменьшением зазора в рассмотренном типе радиальных МППМ невозможно добиться увеличения магнитных восстанавливающих усилий из-за нерационального перераспределения силовых линий магнитного поля.

В свою очередь, решение задачи оптимизации позволило найти геометрические параметры кольцевых магнитов, обеспечивающие требуемую величину подъемной силы, хотя при этом величина статического смещения ротора несколько превышает допустимые значения. Для получения необходимых жесткостных параметров радиальных магнитных опор в дальнейшем может быть рекомендован переход к другой схеме радиальных магнитных подшипников на кольцевых постоянных магнитах, в которой, например, центрирование достигается за счет сил притяжения, а не отталкивания.

Литература

1. Воронежский А.В., Атабегова Е.А. Использование детандер-компрессорного агрегата при переработке природных и попутных газов [Текст]: труды XV международного симпозиума «Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования», 9-11 июня 2010 г., Санкт-Петербург, Россия. – СПб: Компрессорная и химическая техника, 2010. –С. 98-103.
2. Бухолдин Ю.С. Совершенствование технологии сжижения природного газа на базе модернизированного стенда реконденсации метана [Текст] / Бухолдин Ю.С., Зленко А.В., Татаринов В.М., Северин А.С., Шахов С.В. // Технические газы. –2010. –№ 4. –С. 26-29.
3. Magnetic bearing for oil&gas industry [Текст]. – S2M/SKF, 2010. –14 p.
4. G. Schweitzer Magnetic bearings. Theory, Design, and Application to Rotating Machinery [Текст] / G. Schweitzer, E.H. Maslen. -Berlin: Springer, 2009. –535 p.
5. Журавлев Ю.Н. Активные магнитные подшипники: Теория, расчет, применение [Текст] / Ю.Н. Журавлев. – СПб.: Политехника, – 2003. –206 с.
6. Мартыненко Г.Ю. Определение жесткостных характеристик радиальных магнитных подшипников на двух кольцевых постоянных магнитах [Текст]: сб. науч. тр. Вісн. НТУ «ХПИ». –Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. –№38. –С. 83-95.
7. Ульянов Ю.М. Система управління осьовим рухом ротора на комбінованому магнітному підвісі з пасивними радіальними і активним осьовим підшипниками [Текст] / Ульянов Ю.М., Мартиненко Г.Ю., Смирнов М.М. // Зб. наук. пр. УкрДАЗТ. –Харків: УкрДАЗТ, 2008. –Вип. 97. –С. 107-118.
8. Сухарев А.Г. Курс методов оптимизации [Текст] / Сухарев А.Г., Тимохов А.В., Федоров В.В. –Москва: Наука, 1986. –328 с.
9. Вибрации в технике [Текст]. Т. 2: Колебания нелинейных механических систем: справочник / под. ред. И.И. Блехмана. –М.: Машиностроение, 1979. –351 с.