

# ОБ АКТИВНЫХ МАГНИТНЫХ ПОДШИПНИКАХ

И. Л. Шеклеина, А. В. Угольников, Д. С. Стожков

## About active magnetic bearings

I. L. Schekleina, A. V. Ugo'lnikov, D. S. Stozhkov

Concept of active magnetic bearing as a controllable electromagnetic device which holds the part of the machine (rotor) in set position relative to stationary part is given. Structurally the active magnetic bearing consists of two main parts: electrical mechanical part, or bearing itself and electrical control system. Options of the structure and operating principle of bearings are given. Bearing is a rotor and rotor position sensors. Rotor rotates in the magnetic field. Electrical magnets create the magnetic field, they are fixed on the stator. There is no mechanical contact between rotor and stator. There are two structural options of radial bearings: with traversal and lateral direction of magnetic flow relative to the rotor axis. Bearings with transversal flow direction are easier to manufacture and have lesser longitudinal dimensions. Control system is simpler during eight pole structure of the stator. In case of big bearings it is viable to use large number of poles. Routes of providing optimal technical characteristics are given: maximum frequency of rotor spinning, friction losses, power consumption, functional reliability. Maximum frequency of rotor spinning depends only on the quality of structural materials. Stiffness of bearing depends on the parameters of control system and disturbing frequency. Positional accuracy of the rotor axis is determined by the quality of the signal of position sensor and the support stiffness. Friction losses in the bearing are caused by the losses on vortex currents and hysteresis in rotor packs. Energy consumption of the bearing is justified by the losses in electromagnets and power amplifiers. Operation reliability of the bearing is determined by the reliability of the electronic circuit and power supply system. Industry where active magnet bearings are used are reflected: in space systems, gas industry, in energetics, medicine, pharmaceutical and food industry, in power oscillators, in precision measuring instruments, gyroscopes, robots.

Keywords: active magnet bearing; rotor; magnet field; electrical magnets; system; control; rotation frequency; load capacity; dimensions; mass; stiffness; precision; position control; losses; friction; power consumption; reliability; pumps; mixers; turbines; industry.

Дано понятие активного магнитного подшипника как управляемого электромагнитного устройства, которое удерживает часть машины (ротор) в заданном положении относительно неподвижной части. Конструктивно активный магнитный подшипник состоит из двух основных частей: электромеханической части, или собственно подшипника, и электронной системы управления. Приведены варианты конструкции и принцип действия подшипников. Подшипник – это ротор и датчики положения ротора. Ротор вращается в магнитном поле. Магнитное поле создают электромагниты, они закреплены на статоре. Механический контакт между ротором и статором отсутствует. Различают два конструктивных варианта радиального подшипника: с поперечным и продольным направлением магнитного потока относительно оси ротора. Подшипники с поперечным направлением потока более просты в изготовлении и имеют меньшие продольные размеры. Система управления проще при восьмиполюсной конструкции статора. В случае больших подшипников целесообразно использовать большее число полюсов. Даны пути обеспечения оптимальных технических характеристик: максимальной частоты вращения ротора, несущей способности, габаритов и массы, точности позиционирования оси ротора, потерь на трение, энергопотребления, эксплуатационной надежности. Максимальная частота вращения ротора зависит только от качества конструкционных материалов. Несущая способность подшипника зависит от габаритных размеров и материала конструкции. Жесткость подшипника зависит от параметров системы управления и от частоты возмущения. Точность позиционирования оси ротора определяется качеством сигнала датчика положения и жесткостью подвеса. Потери на трение в подшипнике вызваны потерями на вихревые токи и гистерезис в пакетах ротора. Энергопотребление подшипника обусловлено потерями в электромагнитах и усилителях мощности. Эксплуатационная надежность подшипника определяется надежностью электронной схемы и системы электроснабжения. Активные магнитные подшипники используются в мощных генераторах, в точных измерительных приборах, гироскопах, роботах, а также в космической технике, в газовой промышленности, в энергетике, медицинской, фармацевтической и пищевой промышленности.

Ключевые слова: активный магнитный подшипник; ротор; магнитное поле; электромагниты; система; управление; частота вращения; несущая способность; размеры; масса; жесткость; точность; регулирование положения; потери; трение; энергопотребление; надежность; насосы; миксеры; турбины; промышленность.

Основным элементом многих электрических машин является ротор, вращающийся в подшипниковых опорах. Рост скоростей вращения и мощностей роторных машин при одновременной тенденции к уменьшению массовых и габаритных показателей выдвигает проблему повышения долговечности подшипниковых узлов как первоочередную. Кроме того, в целом ряде областей современной техники требуются подшипники, способные надежно работать в экстремальных условиях: в вакууме, при высоких и низких температурах, сверхчистых технологиях, в агрессивных средах и т. п. Решение указанных проблем может осуществляться как совершенствованием традиционных подшипников качения и скольжения, так и созданием нетрадиционных подшипников, в которых используются иные физические принципы действия [1, 2].

К последним можно отнести активный магнитный подшипник (АМП) – управляемое электромагнитное устройство, которое удержи-

вает вращающуюся часть машины (ротор) в заданном положении относительно неподвижной части (статора). Магнитные силы притяжения, действующие на ротор со стороны электромагнитов, управляются с помощью электронной системы управления. Поэтому конструктивно АМП состоит из двух основных частей (рис. 1): электромеханической части, или собственно подшипника, и электронной системы управления. Подшипник включает в себя ротор, подвешенный в магнитном поле, закрепленные на статоре электромагниты и датчики положения ротора. Механический контакт между ротором и неподвижным статором отсутствует. Смещения ротора из заданного положения равновесия измеряются датчиками положения. Сигнал с датчиков обрабатывается электронной системой управления таким образом, что магнитные силы возвращают ротор в исходное положение.

При отключенном подвесе, а также в случае аварийного сбоя в системе управления ротор опирается на страховочные (или аварийные) подшипники. Эти подшипники (чаще всего это шарикоподшипники) устанавливаются с зазором, поэтому в нормальном режиме они не вращаются.

Электронная система управления включает в себя регулятор и усилители мощности. Используя информацию, поступающую с датчиков положения, эта система управляет положением ротора путем изменения токов в электромагнитах. Соответствующий выбор закона управления токов позволяет обеспечить устойчивое положение ротора и его центровку в зазоре, а также получить желаемые значения жесткости и демпфирования подвеса. Конструктивно электронная система управления оформляется в виде электронного блока, соединенного кабелями с подшипниками и источником электропитания.

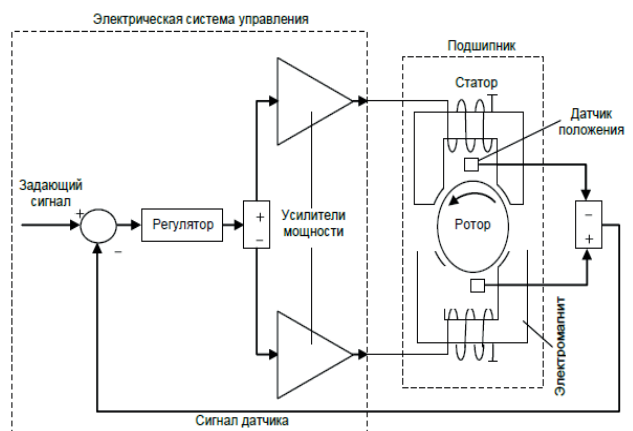


Рисунок 1. Принцип действия активного магнитного подшипника.

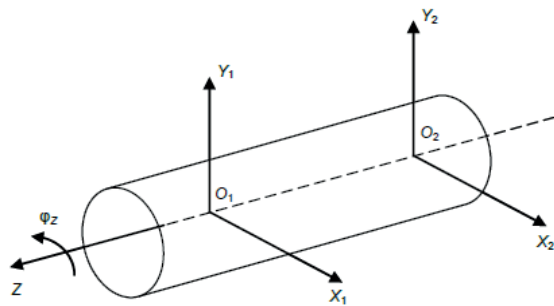


Рисунок 2. Схема ротора как твердого тела.

Ротор как твердое тело имеет шесть степеней свободы. Его перемещения относительно статора могут происходить в четырех радиальных направлениях  $X_1, Y_1, X_2, Y_2$ , одном осевом направлении  $Z$  и во вращательном движении на угол  $\varphi_z$  вокруг продольной оси (рис. 2).

Вращение ротора  $\varphi_z$  является его рабочим движением. Поэтому полный (неконтактный) магнитный подвес ротора должен ограничивать его перемещения и воспринимать нагрузки в пяти направлениях –  $X_1, Y_1, X_2, Y_2, Z$ .

Полный магнитный подвес ротора может быть создан при помощи одного осевого и как минимум двух радиальных АМП (рис. 3, а) либо при помощи двух конических АМП (рис. 3, б). На рис. 3, в показан обращенный вариант подвеса, в котором неподвижный статор расположен внутри вращающегося ротора [3].

При создании конкретных устройств всегда имеется возможность для отыскания новых конструктивных решений. Вместе с тем разработаны конструкции радиальных подшипников (их называют классическими), которые с успехом используются в подшипниковых устройствах (рис. 4).

В зависимости от направления магнитного потока в теле ротора относительно его продольной оси возможны два конструктивных варианта радиального АМП: с поперечным направлением потока (рис. 4, а) и с продольным направлением потока (рис. 4, б).

Подшипники с поперечным направлением потока более просты в изготовлении и имеют меньшие продольные размеры. Для уменьшения потерь на вихревые токи статор и магнитоактивная часть ротора (цапфа) выполняются шихтованными. Данный тип классических подшипников получил наиболее широкое применение.

В подшипниках с продольным направлением потока нет необходимости, чтобы ротор был шихтованным. Такие подшипники применяются главным образом в тех случаях, когда ротор должен быть цельнометаллическим (например, в условиях глубокого вакуума).

Конструктивная схема классического радиального АМП представлена на рис. 5. Подшипник содержит силовую часть, измерительную часть и страховочный (аварийный) подшипник. Силовая часть служит для восприятия нагрузок в радиальных направлениях и состоит из статора и укрепленной на валу 1 цапфы 6. Цапфа расположена внутри статора с радиальным зазором  $\delta$ . Статор состоит из многополюсного кольцевого шихтованного пакета железа 4 и обмоток полюсов 5. Цапфа представляет собой пакет железа в форме полого цилиндра. Пакеты статора и цапфы набираются обычно из листовой электротехнической стали толщиной 0,1–0,5 мм.

Чтобы вызвать силу в любом радиальном направлении, статор должен иметь не менее трех пар полюсов. Обычно используется восьмиполюсная конструкция (четыре пары полюсов), в которой обмотки каждых двух соседних полюсов соединяются между собой и вместе с этими по-

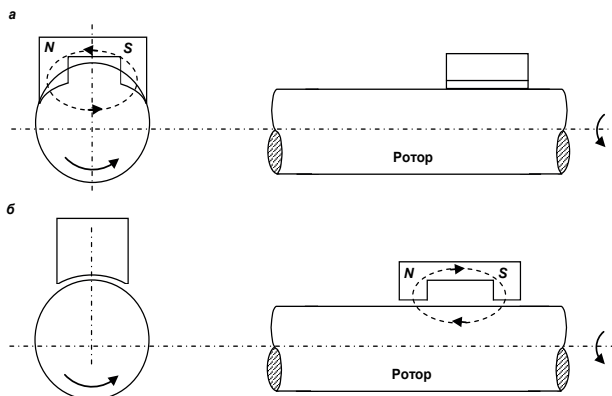


Рисунок 4. Конструктивные варианты радиального подшипника. а – с поперечным направлением потока; б – с продольным направлением потока.

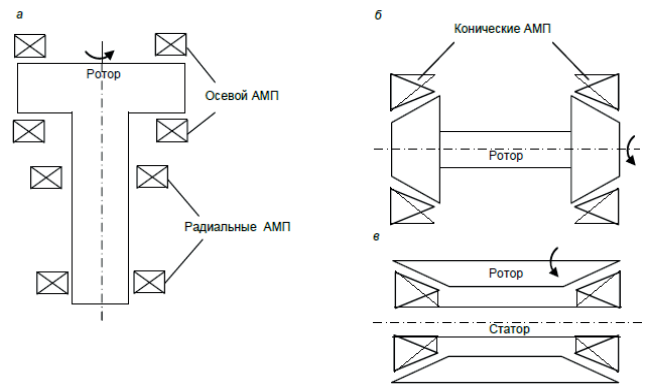


Рисунок 3. Варианты полного магнитного подвеса ротора. а – в двух радиальных и одном осевом АМП; б – в двух конических АМП; в – обращенная конструкция с двумя коническими АМП.

люсами образуют электромагнит. В результате статор содержит четыре электромагнита: два из них удерживают цапфу по оси  $Ox$ , два других – по оси  $Oy$ . Очевидно, что восьмиполюсная конструкция более удобна при решении задачи управления, чем шестиполюсная. В случае больших подшипников целесообразно использовать большее число полюсов (16, 24, 32). Это позволит уменьшить габаритные размеры подшипника. Для уменьшения потерь на гистерезис соседние полюса соседних электромагнитов имеют одинаковую полярность.

Измерительная часть подшипника содержит датчики перемещений ротора в радиальных направлениях  $Ox$  и  $Oy$ . По принципу действия датчики могут быть индуктивными, индукционными (вихревыми), емкостными и оптическими. Чаще других используются индуктивные датчики. Такой датчик состоит из статора 3 и укрепленного на валу мерительного кольца 2, конструкции которых аналогичны конструкциям силового статора и цапфы соответственно. Разница состоит лишь в значительно меньшей толщине пакетов железа и большем числе полюсов и обмоток.

Страховочный подшипник 7 может быть либо шарикоподшипником, либо подшипником скольжения. Он служит для двух целей: опирания ротора при отключенном АМП и обеспечения выбега ротора одновременно или до полной остановки в случае аварийного отказа АМП. Зазор в страховочном подшипнике обычно равен половине рабочего зазора в АМП. Шарикоподшипник может закрепляться как на валу, так и в корпусе машины. Подшипник скольжения содержит вкладыш, выполненный из графита, бронзы, фторопласта, тефлона.

Основными техническими характеристиками АМП являются: предельная частота вращения ротора, рабочий зазор, несущая способность, габаритные размеры и масса, жесткость, точность позиционирования оси ротора, потери на трение, энергопотребление, эксплуатационная надежность [1, 4].

Предельная частота вращения ротора зависит только от прочности на разрыв материала цапфы или диска. Известно, что для электротехнических сталей допустимая окружная скорость составляет 200 м/с. Поэтому, например, при диаметре цапфы 20 мм ротор может вращаться с частотой до 200 000 об/мин. Еще большие скорости вращения можно получить за счет использования аморфного железа, допускающего окружную скорость 350 м/с.

Характерные значения радиального зазора:  $\delta = 0,3$  мм при диаметре цапфы 70 мм;  $\delta = 0,6$  мм при диаметре цапфы 320 мм. В специальных случаях зазор может достигать нескольких десятков миллиметров. Относительно большие зазоры облегчают технологию изготовления и снижают чувствительность подшипника к эксплуатационному загрязнению.

Несущая способность АМП зависит от габаритных размеров и используемого материала и достигает 60 Н на 1 см<sup>2</sup> площади полюса для электротехнических сталей и 100 Н на 1 см<sup>2</sup> – для кобальтовых сталей. В оценочных расчетах можно руководствоваться следующими значениями удельной несущей способности: для радиального АМП – 20 Н на 1 см<sup>2</sup> площади диаметрального сечения цапфы; для осевого АМП – 40 Н на 1 см<sup>2</sup> площади полюсов.

Габаритные размеры и масса АМП существенно больше, чем подшипников качения при одинаковой несущей способности. Размеры радиального АМП можно оценить через площадь диаметрального сечения цапфы, равной отношению требуемой несущей способности к удельной несущей способности (20 Н/см<sup>2</sup>). Отсюда, зная диаметр цапфы, можно найти ее длину. Наружный диаметр АМП приблизительно вдвое больше диаметра цапфы. Масса АМП примерно равна произведению объема статора АМП на удельную плотность стали.

Жесткость АМП, определяемая как отношение амплитуды реакции подшипника к амплитуде колебаний цапфы, зависит от параметров

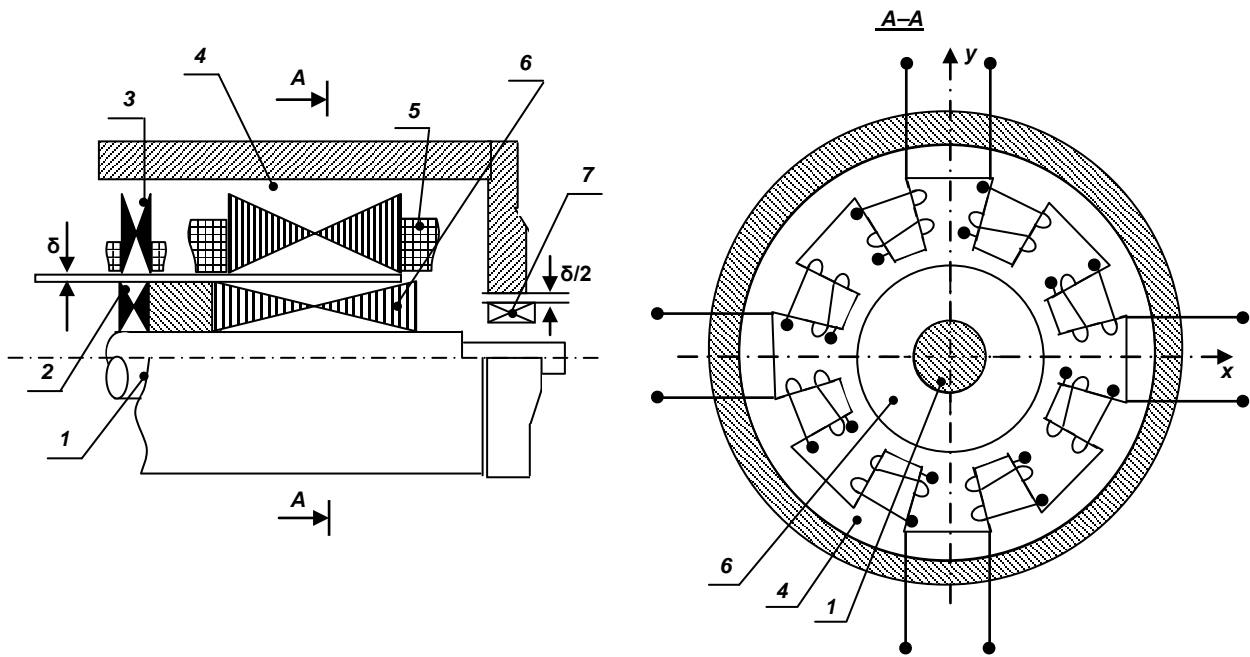


Рисунок 5. Конструктивная схема радиального активного магнитного подшипника.

системы управления и от частоты возмущения. Минимальное значение жесткости имеет место на частоте возмущения, равной собственной частоте подвеса  $\omega_0$ , и составляет  $c_{\min} = M\omega_0^2$ , где  $M$  – масса ротора. Значение  $\omega_0$  зависит от параметров системы управления и обычно находится в пределах 50–500 Гц. Статическая жесткость АМП за счет введения в регулятор интегрирующего звена может быть чрезвычайно высокой, в десятки раз превышающей значение  $c_{\min}$ .

Точность позиционирования оси ротора в АМП относительно статора определяется главным образом качеством сигнала датчика положения и жесткостью подвеса. При использовании индуктивных датчиков может быть достигнута точность до 0,5 мкм.

Важной особенностью АМП является возможность создания контролируемых микроперемещений ротора в зазоре путем подачи в систему управления соответствующего задающего сигнала (рис. 1). Это свойство может быть использовано, например, для микроперемещений режущего инструмента, создания микроосцилляций ротора и т. п.

Потери на трение в АМП вызваны потерями на вихревые токи и перемagnичивание в пакетах ротора. Эти потери меньше в 5–20 раз по сравнению с подшипниками качения и в 100–200 раз по сравнению с гидродинамическими подшипниками.

Энергопотребление АМП – это электрическая мощность, потребляемая подвесом от источника электроэнергии и обусловленная потерями в обмотках электромагнитов и усилителях мощности, приблизительно равная  $\Delta P = 30\sqrt{M}$ , где  $M$  – масса ротора, кг. Так, в машине с ротором массой 1000 кг и гидродинамическими подшипниками потребление мощности на трение и снабжение маслом составляет 150 кВт. При использовании АМП эта мощность равна всего 1 кВт.

Энергопотребление АМП зависит также от типа привода вращательного движения ротора. Длительная постоянная нагрузка, как в случае ременной передачи, повышает расход электроэнергии. Наиболее подходящим приводом в этом смысле является асинхронный электродвигатель.

Эксплуатационная надежность АМП определяется прежде всего надежностью электронной схемы и системы электроснабжения. Повышение надежности электронной схемы достигается путем резервирования отдельных электронных элементов и цепей, а также обмоток электромагнитов. При внезапном прекращении электроснабжения питание системы управления может осуществляться либо от запасных аккумуляторных батарей, либо от встроенного в машину специального генератора малой мощности. При повреждении кабеля подвода тока к АМП выбег ротора до полной остановки происходит на страховочных подшипниках. Эксплуатационная надежность АМП с резервным исполнением очень высока и составляет 99 % в течение 10 лет работы.

Несмотря на недостатки АМП, заключающиеся в необходимости во внешнем источнике электроэнергии, сложности электронного блока управления, относительно высокой стоимости из-за отсутствия механического контакта между вращающейся и неподвижной частями машины и наличия электронной системы управления, они находят и будут находить применение там, где возможности традиционных подшипников исчерпаны.

Применение АМП перспективно в космической технике. Подшипники антенн и маховиков гиросиловых стабилизаторов ориентации

спутников должны длительное время работать в таких экстремальных условиях, как высокий вакуум, невесомость, переменные температуры. Регулировка и ремонт их, само собой разумеется, невозможны [5].

При создании высоковакуумных турбомолекулярных насосов большой проблемой является борьба с испаряющимися из шарикоподшипников смазочными веществами, которые загрязняют вакуум. Применение АМП позволит достигнуть абсолютно свободного от углеводородов вакуума.

Установка АМП в центробежный электрокомпрессор для обеспечения циркуляции газовой среды в замкнутом контуре газового технологического лазера позволит полностью исключить загрязнение внутренней среды лазера.

С помощью АМП успешно решается задача обеспечения абсолютной стерильности насосов и мешалок для медицинской, фармацевтической и пищевой отраслей техники.

Способность АМП работать при низких температурах позволяет использовать их в криогенных турбинах и насосах.

В шлифовальных и фрезерных шпинделях необходимо обеспечить высокие скорости вращения ротора и большую статическую жесткость подшипников. Этим требованиям вполне удовлетворяют АМП.

В текстильной промышленности очень актуальна проблема снижения уровня шумов. Использование АМП в прядильных веретенах позволяет снизить уровень шумов в прядильных цехах на 15 дБ.

В балансировочных станках необходимы очень точные подшипники. С помощью АМП ось вращения ротора может стабилизироваться с точностью до 0,5 мкм, при этом токи в катушках электромагнитов одновременно содержат информацию об имеющемся дисбалансе.

Малое энергопотребление и способность работать в вакууме при высоких скоростях позволяют использовать АМП в супермаховиках для накопления кинетической энергии.

В больших турбинах важной проблемой является обеспечение перехода ротора через критические резонансные частоты. Использование АМП позволяет успешно демпфировать такие колебания. Кроме того, замена гидродинамических подшипников на АМП позволяет существенно снизить эксплуатационные расходы за счет экономии энергии.

Насосные станции на газовых магистралях зачастую располагаются в местах, труднодоступных для проведения технического обслуживания насосов (доставки и замены масла в подшипниках, замены изношенных частей и т. д.) Установка АМП в насосах для перекачки газа даст большой экономический эффект за счет отсутствия смазки и износа.

Важным применением АМП из-за малого трения и отсутствия смазки являются опоры подвижных частей в точных измерительных приборах, гироскопах, роботах, испытательных стендах и т. д. При этом подвижная часть, подвешенная в АМП, может совершать как вращательное, так и поступательное рабочее движение [6–8].

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Активные электромагнитные подшипники для крупных энергетических машин. М.: ВНИИЭМ, 1988. 10 с.

2. Щеклеина И. Л., Горякова В. В. Об истории развития и применения активных подшипников // Энергетика настоящего и будущего: сб. материалов I Евроазиатской выставки и конф. (16–18 февр. 2010 г.). Екатеринбург: УГТУ – УПИ, 2010.
3. Зотов И. В., Лисиенко В. Г. Магнитные подшипники для системы автоматического управления электромагнитным подвесом роторов турбогруппы газотурбинных теплоэлектроцентралей // Электротехника. 2010. № 3. С. 8–14.
4. Kimman M. H., Langen H. H., Munnig Schmidt R. H. A miniature milling spindle with active magnetic bearings // *Mechatronics*. 2010. Vol. 20, № 2. P. 224–235.
5. Стома С. А., Верещагин В. П., Вейнберг Д. М. Электромеханические исполнительные органы с магнитными опорами для управления ориентацией космических станций // Космический бюллетень. 1995. Т. 2, № 1. С. 5–7.
6. Журавлев Ю. Н. Активные магнитные подшипники: теория, расчет, применение. СПб.: Политехника, 2003. 206 с.
7. Поляхов Н. Д., Стоцкая А. Д. Обзор способов практического применения активных магнитных подшипников // Научное приборостроение. 2012. Т. 22, № 4. С. 5–18.
8. Руковицын И. Г., Сарычев А. П. Применение электромагнитных подшипников в газовой промышленности // Компрессорная техника и пневматика. 2008. № 1. С. 12–14.

## REFERENCES

1. 1988, *Aktivnye elektromagnitnye podshipniki dlya krupnykh energeticheskikh mashin* [Active electrical magnet bearings for big energy machines]. Moscow, Joint Company "Research and Production Corporation "Space Monitoring Systems, Information & Control and Electromechanical Complexes" named after A. G. Iosifian". 10 p.
2. Schekleina I. L., Goryakova V. V. 2010, *Ob istorii razvitiya i primeneniya aktivnykh podshipnikov. Energetika nastoyashego i buduschego* [About the history

of development and application of active bearings. Energetics of present and future: collection of materials of 1st European Asian Exhibition and conference (16–18<sup>th</sup> of February 2010)]. Ekaterinburg: Ural State Mining University – Ural Federal University, 2010.

3. Zotov I. V., Lisienko V. G. 2010, *Magnitnye podshipniki dlya sistemy avtomaticheskogo upravleniya elektromagnitnym podvesom rotorov turbogruppy gazoturbinykh teploelektrotsentraly* [Magnet bearings for system of automatic control of electrical magnetic suspension of thermal station rotors of gas turbine turbo group. *Electrotehnika* [Russian Electrical Engineering]. 2010. No. 3. pp. 8–14.
4. Kimman M. H., Langen H. H., Munnig Schmidt R. H. A miniature milling spindle with active magnetic bearings. *Mechatronics*. 2010. Vol. 20, № 2. pp. 224–235.
5. Stoma S. A., Vereschagin V. P., Veinberg D. M. 1995, *Elektromekhanicheskie ispolnitelnye organy s magnitnymi oporami dlya upravleniya orientatsiei kosmicheskikh stantsiy* [Electrical mechanical actuating devices with magnet supports for controlling the orientation of cosmic stations]. *Kosmicheskii bulletin* [Space bulletin]. 1995. Vol. 2. No. 1. pp. 5–7.
6. Zhuravlev Yu. N. 2003, *Aktivnye magnitnye podshipniki: teoriya, raschet, primeneniye* [Active magnet bearings: theory, calculation, application]. Saint Petersburg. 2003. 206 p.
7. Polyakhov N. D., Stotskaya A. D. 2012, *Obzor sposobov prakticheskogo primeneniya aktivnykh magnitnykh podshipnikov* [Review of methods of practical application of active magnet bearings] *Nauchnoye priborostroeniye* [Scientific Instrumentation]. 2012. Vol. 22. No. 4. pp. 5–18.
8. Rukovitsin I. G., Sarychev A. P. 2008, *Primeneniye elektromagnitnykh podshipnikov v gazovoi promyshlennosti* [Application of electrical magnet bearings in gas industry]. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika* [Compressors and pneumatics]. 2008. No. 1. pp. 12–14.

**Ирина Леонтьевна Щеклеина,**  
gmf.et@m.ursmu.ru  
**Александр Владимирович Угольников,**  
ugolnikov@yandex.ru  
**Дмитрий Сергеевич Стожков**  
gmf.et@m.ursmu.ru  
Уральский государственный горный университет  
Россия, Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30

**Irina Leontyevna Schekleina,**  
gmf.et@m.ursmu.ru  
**Aleksandr Vladimirovich Ugol'nikov,**  
ugolnikov@yandex.ru  
**Dmitriy Sergeevich Stozhkov,**  
gmf.et@m.ursmu.ru  
Ural State Mining University  
Ekaterinburg, Russia