ПРИМЕНЕНИЕ МАГНИТОУПРУГИХ ПОДШИПНИКОВ ДЛЯ ДЕМПФИРОВАНИЯ КОЛЕБАНИЙ РОТОРОВ ТУРБОДЕТАНДЕРОВ

APPLICATION OF MAGNETOELASTIC BEARINGS FOR DAMPING OF TURBOEXPANDER ROTOR VIBRATIONS

Е. А. Кожухов
Evgeniy A. Kozhukhov

Сибирский федеральный
университет,
г. Красноярск,
Российская Федерация

Siberian Federal University,
Krasnoyarsk, Russian Federation

К. А. Башмур
Kirill A. Bashmur

Сибирский федеральный
университет,
г. Красноярск,
Российская Федерация

Siberian Federal University,
Krasnoyarsk, Russian Federation

Э. А. Петровский
Eduard A. Petrovsky

Сибирский федеральный
университет,
г. Красноярск,
Российская Федерация

Siberian Federal University,
Krasnoyarsk, Russian Federation

О. А. Коленчуков
Oleg A. Kolenchukov

Сибирский федеральный
университет,
г. Красноярск,
Российская Федерация

Siberian Federal University,
Krasnoyarsk, Russian Federation

Современная тенденция развития технологических машин — повышение производительности при одновременном уменьшении габаритных размеров. В настоящее время использование установок на магнитных подвесах набирает свою популярность в технологической сфере. Первые примеры практического применения магнитных подвесов в сороковых годах двадцатого столетия были получены в измерительных приборах. Низкая несущая способность пассивных магнитных подшипников ограничивает их использование во многих промышленных применениях. Конфигурация различных схем расположения магнитов повышает грузоподъемность подшипникового узла. Модель с намагниченным направлением вращения появилась в качестве сильного и жизнеспособного метода, позволяющего существенно увеличить несущую способность пассивных магнитных подшипников. Увеличение числа рабочих характеристик устройств может достигаться различными способами: от разработок новых видов устройств и модернизации существующих до повышения частотных характеристик. Поэтому демпфирование резонансных колебаний, вследствие которого повышается надежность технологических машин, является актуальным в современной технике. В работе разбираются теоретические и технические вопросы магнитной левитации, а также рассматривается проблема дисбаланса роторов высокоскоростного технологического оборудования. Адаптивность конструкции заключается в применении резинометаллического материала, благодаря которому возникает упругая сила. Рассматривается комплексный подход к демпфированию: сила магнитного взаимодействия действует совместно с упругой силой.

Ключевые слова

балансировка;
векторы намагниченности;
демпфирование;
жесткость; коэрцитивная сила;
надежность; нагрузочная
способность; ротор;
пассивные магнитные
подшипники; энергоемкость

The current development trend of technological machines is increasing productivity while reducing overall dimensions. Currently, the use of installations on magnetic suspensions is gaining its popularity in the technological field. The first examples of the practical use of magnetic suspensions in the forties of the twentieth century were obtained in measuring instruments. The low bearing capacity of passive magnetic bearings limits their use in many industrial applications. The configuration of various magnet arrangements increases the load bearing capacity of the bearing assembly. A model with a magnetized direction of rotation has emerged as a strong and viable method that can significantly increase the bearing capacity of passive magnetic bearings. An increase in the number of device performance can be achieved in various ways: from developing new types of devices and upgrading existing ones to increasing frequency characteristics. Therefore, the damping of resonant vibrations, which increases the reliability of technological machines, is relevant in modern technology. The paper deals with the theoretical and technical issues of magnetic levitation, and also discusses the problem of imbalance of the rotors of high-speed technological equipment. The adaptability of the design consists in the use of rubber-metal material, due to which elastic force arises. An integrated approach to damping is considered: the force of magnetic interaction acts together with the elastic force.

Введение

Проектирование технологических процессов балансировки роторов турбодетандеров при их сборке и эксплуатации в настоящее время превращается в весьма востребованную задачу. Это обусловлено возможностью обеспечения их высокой динамической устойчивости при сокращении трудоемкости сборочного процесса. Качественным показателем высокого технического уровня является стабильно невысокий уровень вибрации ротора во всех режимах работы агрегата. При условии устойчивого волнового состояния газовой среды применяют адаптивные технологии.

Дисбаланс ротора приводит к износу, трещинам и другим неисправностям. В научных работах [1, 2] исследовали динамическое поведение системы уплотнения подшипника ротора с эффектом сцепления нелинейной силы масляной пленки и силы уплотнения. Тепловое напряжение может значительно повлиять на вращающуюся систему. С увеличением скорости вращающегося вала появляется вихрь масляной пленки и остается до тех пор, пока не будет увеличена первая критическая скорость. Когда скорость вращения увеличивается, энергия вибрации рабочей частоты передается масляной пленке. Когда скорость становится в два раза выше, чем первая критическая скорость, происходит колебание масляной пленки, и амплитуда вибрации быстро увеличивается. Повышение температуры влияет на характеристики материала, тем самым снижая жесткость ротора. Критическая скорость и жесткость вала про-

Key words

balancing; magnetization vectors; damping; stiffness; coercive force; reliability; load capacity; rotor; passive magnetic bearings; energy intensity

порциональны увеличению температуры. В уравнении движения диска смещение ротора в направлении оси Ox больше, чем сила уплотнения [3]. Следовательно, сила уплотнения повышает стабильность системы ротора.

Дисбаланс ротора турбодетандера

Дисбаланс ротора может быть описан совокупностью бесконечного числа векторов дисбалансов, распределенных вдоль оси ротора (рисунок 1) [4]. Если ротор представить в виде модели с сосредоточенными параметрами, то дисбаланс можно представить в виде конечного числа векторов дисбалансов с разными значениями и фазовыми углами (углами дисбаланса).

1 — остаточный дисбаланс; 2, 4 — начальный дисбаланс; 3, 6 — суммарный дисбаланс начального дисбаланса; 5 — суммарный остаточный дисбаланс

Рисунок 1. Схема расположения векторов дисбалансов рабочего колеса [4]

Идеально уравновешенный ротор может быть получен компенсацией всех векторов дисбалансов в плоскостях, где они расположены. На практике измерить дисбалансы, соответствующие отдельным частям ротора, невозможно. Кроме того, в этом, как правило, нет необходимости. Информация о распределении дисбалансов, требуемая для балансировки ротора, определяет метод балансировки.

Существующие проблемы возникновения дисбаланса ротора турбодетандеров в боль-

шей степени можно решить внедрением магнитных подшипников.

Радиальные магнитные подшипники

Радиальные магнитные различного исполнения подшипники (рисунок 2) состоят из ротора 1 и статора 2. Векторы намагниченности обоих магнитов направлены в одну сторону, вследствие чего силы отталкивания одноименных полюсов препятствуют касанию ротора и статора. Осевому смещению ротора здесь препятствуют ограничители 3 аксиального типа.

Рисунок 2. Радиальные магнитные подшипники

Во всех представленных магнитных подшипниках ограничители могут быть как механическими, так и пневматическими или любого другого типа. В тех случаях, когда необходимо обеспечить большую жесткость в осевом направлении, ротор 1 выполняют из магнито-мягкого материала, а на магнит статора 2 надевают полюсные наконечники 3. Данный вид подшипников отличается низкой устойчивостью.

Радиально-аксиальные подшипники

Свойства радиального и аксиального магнитных подшипников можно объединить в радиально-аксиальной конструкции.

Рисунок 3. Подшипник Брайермана

В подшипнике Брайермана (рисунок 3) ротор 1 обычного радиального подшипника, немного поднятый статор 2, не теряет радиальной устойчивости и приобретает подъемную силу, которая уравнивается реакцией механической опоры 3 точечного типа.

В подшипнике Стеттлера (рисунок 4) тот же эффект достигается применением ротора 1 конической формы и статора 2 с конической выемкой. Ротор и статор намагничены здесь радиально.

Особенностью обоих подшипников является их убывающая жесткость. По мере сбли-

Рисунок 4. Подшипник Стеттлера

жения центров ротора и статора вертикальное усилие не возрастает, а падает.

Подшипник, совмещающий возможность радиальной центровки ротора с воздействием осевой силы (в виде подъемной силы в осевом направлении), содержит конусообразный ротор, радиально намагниченный во взаимно противоположных направлениях, и цилиндрический статор с конусообразной выемкой [5].

Адаптивные магнитные подшипники

Адаптивность устройства, изображенного на рисунке 5, заключается в следующих конструктивных особенностях: демпфирование колебаний осуществляется за счет силы магнитного взаимодействия, а также силы упругого взаимодействия резинометаллических составных частей. В основе изучения сил при взаимодействии постоянных магнитов демпфера лежит методика, изложенная в работах [6, 7].

В рассматриваемом демпфере, работающем за счет сил отталкивания, векторы магнитных

полей направлены встречно, поэтому существует опасность взаимного размагничивания магнитов. Чтобы избежать этого, магниты должны иметь хорошую устойчивость к размагничиванию, т. е. высокую коэрцитивную силу. Материал магнита должен быть магнитоустойчивым, обладать максимальной остаточной индукцией B_r и максимальной коэрцитивной силой H_c . Качество материала для магнитного демпфера характеризуется его энергией BH , причем наиболее выгодные условия работы подвеса достигаются в точке, соответствующей значению энергии BH_{max} . Помимо указанных свойств, от магнитного материала для подвески требуется малый удельный вес, высокая температурная стабильность характеристик, прочность, низкая стоимость. Кроме того, в ряде случаев необходимо большое электрическое сопротивление во избежание появления больших вихревых токов при высоких скоростях движения [8].

1 — вал; 2, 3 — постоянные магниты; 4, 5 — конусы; 6 — корпус; 7, 8 — стаканы; 9 — канавка

Рисунок 5. Адаптивный демпфер

Благодаря адаптивности, устройство возвращается в первоначальное состояние (рисунок 6).

Амплитудно-частотная характеристика в зависимости от частоты вращения представлена на рисунке 7.

Скорость вращения оказывает существенное влияние на вращательное движение. Роторы начинают работу с низкой скоростью вращения. По мере постепенного увеличения скорости ротор также будет увеличивать свою скорость вращения, такую как двухпериодическое движение, квазипериодическое движение

и резонанс критической скорости первого порядка. Однако после того как критическая скорость первого порядка достигнута и скорость продолжает увеличиваться, вращательное движение постепенно изменится от нестационарной стадии к гладкой [9].

На рисунке 9 показаны соотношения АФХ магнитных подшипников с постоянной намагниченностью (пунктирной линией) и магнитных подшипников с управляемой жесткостью.

Понижения амплитуд колебаний вблизи резонанса, в первую очередь, можно добиться увеличением демпфирования в системе.

Рисунок 6. Зависимость смещения ПММП от количества оборотов

Рисунок 7. График АЧХ для адаптивного демпфера

Рисунок 8. Схематическое изображение амплитудно-частотной характеристики при колебаниях ротора на магнитных подшипниках

Конструктивная схема ПММП

Наиболее важной особенностью, которую необходимо учитывать при проектировании, является относительное отклонение в ПММП. Поскольку воздушный зазор между наружными и внутренними кольцами ограничен, необходимо, чтобы любой контакт был запрещен. Поскольку существует множество параметров, влияющих на производительность системы, потребность в оптимизации очевидна. Правильная конфигурация приводит к очень хорошим результатам в отношении стабилизации дисбалансов. Однако только зна-

ние точных параметров системы гарантирует правильную зависимость переменных [10].

Низкая нагрузочная способность ограничивает применение магнитных подшипников с постоянной намагниченностью (ПММП) в стандартных условиях. Схема Хальбаха используется для преодоления этого недостатка за счет увеличения его грузоподъемности [11]. Конфигурация ПММП достигается путем укладки как радиальных, так и аксиальных поляризованных магнитов, как показано на рисунке 7.

Рисунок 7. Схема Хальбаха

Одним из основных недостатков конфигурации ПММП является то, что физическая реализация радиально намагниченных полных кольцевых магнитов труднодостижима. Поэтому магнит кубического сечения (намагниченный по всей его толщине) при последовательной сборке может быть использован для генерации как аксиальных, так и радиально поляризованных магнитов.

Выбор материала для магнита

При выборе материала для изготовления магнита необходимо одновременно учитывать многие факторы. Важнейшими из них являются энергоёмкость материала, наличие в его составе дефицитных компонентов, стоимость, температурная и временная стабильность. Кроме того, на выбор материала существенное влияние оказывают условия эксплуатации

магнита и предполагаемый объем производства изделий.

Энергоемкость материала является одним из важнейших факторов, так как чем выше значение магнитной энергии, приходящейся на единицу объема вещества, тем меньше объем магнита и рассеяние его потока.

Хромистый ЕХЗ, вольфрамовый Е7В6 и кобальтовый ЕХ5КБ и ЕХЭК15М должны иметь большие размеры и форму подковы, характеризующуюся большим рассеянием потока, магниты же из литых сплавов типа AlNiCo значительно компактнее и имеют форму скобы, характеризующуюся значительно меньшим рассеянием, а магниты из редкоземельных материалов принимают вид практически не имеющих рассеяния толстых пленок, покрывающих рабочую поверхность полюсных наконечников, превратившихся здесь в ярмо из магнитомягкого материала. Энергоемкость магнитно-твердого материала, т.е. значение его максимальной удельной энергии $W=(BH)_{\max}/2$, используется в роли критерия для оценки качества с начала промышленного изготовления постоянных магнитов. Однако появление энергоемких, но дорогих редкоземельных материалов с очень высоким значением коэрцитивной силы $H_{\text{ем}}$

потребовало уточнения этого критерия и учета экономических показателей [12].

Вывод

1. Внедрение технологии магнитных подшипников в быстроходные машины позволит снизить амплитуду колебаний при прохождении критических скоростей до 20 %.

2. Современные тенденции к увеличению производительности высокоскоростного оборудования приводят к невозможности использования подшипников качения и скольжения ввиду чрезмерного нагрева и опасности разрушения, а также к гидравлическому выдавливанию смазки, которое приводит к снижению момента нагружения.

3. Пассивные магниты с постоянной намагниченностью отличаются высокой надежностью в случае потери мощности и сбоев работы роторов турбодетандеров, однако в период впуска и выбега турбодетандера возможны резонансные явления большой амплитуды и повышения ее частоты.

4. Внедрение магнитоупругих подшипников позволяет реализовать принцип адаптивности, а также решить проблему устойчивости и стабильности эксплуатации турбодетандеров, учитывая то, что дисбаланс и колебание роторов играют решающую роль.

СПИСОК ИСПОЛЪЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Доценко В.А. Изнашивание твердых тел. М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 2015. 191 с.
2. Богданов Ю.В., Гуськов А.М. Моделирование динамики ротора электрошпинделя на магнитных подшипниках // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2015. № 1. С. 201–220. DOI: 10.7463/0115.0753146.
3. Ghalmea S.G., Mankarb A., Bhalariaoc Y.J. Effect of Lubricant Viscosity and Surface Roughness on Coefficient of Friction in Rolling Contact // Tribology in Industry. 2013. Vol. 35. No. 4. P. 330–336.
4. Mishraa P.C. Analysis of a Rough Elliptic Bore Journal Bearing Using Expectancy Model of Roughness Characterization // Tribology in Industry. 2014. Vol. 36. No. 2. P. 211–219.
5. Filatov A.V., Maslen E.H. Passive Magnetic Bearing for Flywheel Energy Storage Systems // IEEE Transaction on Magnetic. 2001. Vol. 37. Issue 6. P. 3913–3924. DOI:10.1109/20.966127.
6. Петровский Э.А., Петровский Д.Э. Инструментальные левитационные модели. Старый Оскол: ТНТ, 2018. 416 с.
7. Петровский Э.А., Башмур К.А., Кожухов Е.А. Исследование характеристик магнитоупругого упорного подшипника скольжения // Computational Nanotechnology. 2018. № 2. С. 68–71.

8. Семенов Е.А., Ляхова М.Б., Лукин А.А., Карпенков А.Ю., Лукина Е.А. Методика исследования процессов перемагничивания в магнитных системах Sm-Co-Fe-Cu-Zr при высоких температурах // Металловедение и термическая обработка металлов. 2018. № 8 (758). С. 8–12.
9. Hirani H. Root Cause Failure Analysis of Outer Ring Fracture of Four Row Cylindrical Roller Bearing // Tribology Transactions. 2009. Vol. 52. No. 2. P. 180–190.
10. Choi J.S., Yoo J. Design of a Halbach Magnet Array Based on Optimization Techniques // IEEE Transactions on Magnetics. 2008. Vol. 44. Issue 10. P. 2361–2366. DOI:10.1109/TMAG.2008.2001482.
11. Muszynska A. Model Testing of Rotor/Bearing System // The International Journal of Analytical and Experimental Model. 1986. Vol. 1. Issue 3. P. 15–34.
12. Chenchi W., Juipin H. Theoretical and Bifurcation Analysis of a Flexible Rotor Supported by Gas-Lubricated Bearing System with Porous Bushing // Journal of Vibroengineering. 2016. Vol. 18. Issue 3. P. 1934–1940. DOI: 10.21595/jve.2015.16752.

REFERENCES

1. Dotsenko V.A. *Iznashivanie tverdykh tel* [Solids Wear]. Moscow, TsINTIkhimneftemash Publ., 2015. 191 p. [in Russian].
2. Bogdanov Yu.V., Guskov A.M. Modelirovanie dinamiki rotora elektroshpindelya na magnitnykh

podshipnikakh [Modeling the Rotor Dynamics of Electrosproind on Magnetic Bearings]. *Nauka i obrazovanie: nauchnoe izdanie MG TU im. N.E. Bauman — Science and Education of the Bauman MSTU*, 2015, No. 1, pp. 201–220. DOI: 10.7463/0115.0753146. [in Russian].

3. Ghalmea S.G., Mankarb A., Bhalerao Y.J. Effect of Lubricant Viscosity and Surface Roughness on Coefficient of Friction in Rolling Contact. *Tribology in Industry*, 2013, Vol. 35, No. 4, pp. 330–336.

4. Mishra P.C. Analysis of a Rough Elliptic Bore Journal Bearing Using Expectancy Model of Roughness Characterization. *Tribology in Industry*, 2014, Vol. 36, No. 2, pp. 211–219.

5. Filatov A.V., Maslen E.H. Passive Magnetic Bearing for Flywheel Energy Storage Systems. *IEEE Transaction on Magnetic*, 2001, Vol. 37, Issue 6, pp. 3913–3924. DOI:10.1109/20.966127.

6. Petrovskii E.A., Petrovskii D.E. *Instrumental'nye levitatsionnye modeli* [Instrumental Levitation Models]. Stary Oskol, TNT Publ., 2018. 416 p. [in Russian].

7. Petrovskii E.A., Bashmur K.A., Kozhu-khov E.A. Issledovanie kharakteristik magnitoupругogo upornogo podshipnika skol'zheniya [The Study of the Characteristics of Magnitofonov Thrust Bearing]. *Computational Nanotechnology — Computational Nanotechnology*, 2018, No. 2, pp. 68–71. [in Russian].

8. Semenov E.A., Lyakhova M.B., Lukin A.A., Karpenkov A.Yu., Lukina E.A. Metodika issledovaniya protsessov peremagnichivaniya v magnitnykh sistemakh Sm-Co-Fe-Cu-Zr pri vysokikh temperaturakh [Methodology for Studying Reversal Magnetization Processes in Magnets of the Sm-Co-Fe-Cu-Zr System at High Temperatures]. *Metallovedenie i termicheskaya obrabotka metallov — Metal Science and Heat Treatment*, 2018, No. 8 (758), pp. 8–12. [in Russian].

9. Hirani H. Root Cause Failure Analysis of Outer Ring Fracture of Four Row Cylindrical Roller Bearing. *Tribology Transactions*, 2009, Vol. 52, No. 2, pp. 180–190.

10. Choi J.S., Yoo J. Design of a Halbach Magnet Array Based on Optimization Techniques. *IEEE Transactions on Magnetics*, 2008, Vol. 44, Issue 10, pp. 2361–2366. DOI:10.1109/TMAG.2008.2001482.

11. Muszynska A. Model Testing of Rotor/Bearing System. *The International Journal of Analytical and Experimental Model*, 1986, Vol. 1, Issue 3, pp. 15–34.

12. Chenchi W., Juipin H. Theoretical and Bifurcation Analysis of a Flexible Rotor Supported by Gas-Lubricated Bearing System with Porous Bushing. *Journal of Vibro-engineering*, 2016, Vol. 18, Issue 3, pp. 1934–1940. DOI: 10.21595/jve.2015.16752.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ ABOUT THE AUTHORS

Кожухов Евгений Анатольевич, аспирант кафедры «Технологические машины и оборудование нефтегазового комплекса», Институт нефти и газа, Сибирский федеральный университет, г. Красноярск, Российская Федерация

Kozhukhov Evgeny A., Post-graduate Student of Technological Machines and Equipment for the Oil and Gas Complex Department, Institute of Oil and Gas, Siberian Federal University, Krasnoyarsk, Russian Federation
e-mail: kozhyhov@gmail.com

Петровский Эдуард Аркадьевич, д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Технологические машины и оборудование нефтегазового комплекса», Институт нефти и газа, Сибирский федеральный университет, г. Красноярск, Российская Федерация

Eduard A. Petrovsky, Doctor of Engineering Sciences, Professor, Head of Technological Machines and Equipment for the Oil and Gas Complex Department, Institute of Oil and Gas, Siberian Federal University, Krasnoyarsk, Russian Federation
e-mail: Petrovsky_quality@mail.ru

Баимур Кирилл Александрович, старший преподаватель кафедры «Технологические машины и оборудование нефтегазового комплекса», Институт нефти и газа, Сибирский федеральный университет, г. Красноярск, Российская Федерация

Bashmur Kirill A., Senior Lecturer of Technological Machines and Equipment for the Oil and Gas Complex Department, Institute of Oil and Gas, Siberian Federal University, Krasnoyarsk, Russian Federation
e-mail: bashmur@bk.ru

Коленчуков Олег Александрович, аспирант кафедры «Технологические машины и оборудование нефтегазового комплекса», Институт нефти и газа, Сибирский федеральный университет, г. Красноярск, Российская Федерация

Oleg A. Kolenchukov, Post-graduate Student of Technological Machines and Equipment for the Oil and Gas Complex Department, Institute of Oil and Gas, Siberian Federal University, Krasnoyarsk, Russian Federation
e-mail: OlegAndrenalin.ru@mail.ru