

УДК 621.318:37

Г.Ю.МАРТЫНЕНКО, канд.техн.наук, НТУ «ХПИ», Харьков

МАГНИТНЫЕ ПОДШИПНИКИ КАК УПРУГО-ДЕМПФЕРНЫЕ ОПОРЫ РОТОРОВ С УПРАВЛЯЕМОЙ ЖЕСТКОСТЬЮ

У роботі виконано огляд і порівняльний аналіз різних конструктивних варіантів механічних пружно-демпферних опор роторів і магнітних підшипників. Обґрунтована і виділена як головна перевага магнітних підшипників можливість управління механічною жорсткістю за рахунок зміни немеханічних величин. Запропоновано спосіб зниження амплітуд коливань ротора в магнітних підшипниках при проходженні резонансних режимів в процесі його розгону до робочих обертів обертання і вибігу.

In the paper, a review and comparative analysis of different structural variants of mechanical resiliently-dampers supports of rotors and magnetic bearings is executed. The possibility of control by mechanical stiffness due to the change of unmechanical values is grounded and selected as above all advantage of magnetic bearings. The method of vibrational amplitude contraction of rotor on the magnetic bearings in transition of resonance is offered.

Введение. Конструирование и расчет роторов исторически прошли несколько этапов. Первые машины имели скорости вращения роторов значительно меньше первой критической. С ростом скоростей вращения, уменьшением габаритов машин и со снижением их массы ротора стали эксплуатироваться при скоростях близких к критическим. Многие современные роторные машины работают в зарезонансных областях, так как использование машин с роторами, частота вращения которых ниже первой критической, приводит к значительному увеличению массы вращающихся частей. Самым рациональным решением при конструировании роторных машин является создание машин с жестким ротором, вращающимся в упругих опорах [1,2]. Такой подход позволяет, не накладывая никаких ограничений на конструкцию и размеры ротора и сохраняя без изменения все его оптимальные конструктивные параметры, определенные для заданных ус-

ловий эксплуатации, изготовления и прочности, осуществлять за счет эффекта самоцентрирования легкий переход через критические скорости при малых амплитудах колебаний с уменьшением давления ротора на опоры.

При вращении ротора в упругих подшипниках на закритических скоростях актуальным является вопрос об ограничении амплитуд в области резонанса при прохождении критических частот вращения. Здесь возможно применение специальных упруго-демпферных цельнометаллических опор, демпферов вязкого трения и др.

1 Цель исследований. Данная работа нацелена на определение преимуществ применения магнитных подшипников в качестве опор роторов по сравнению с существующими упругими и упруго-демпферными подшипниковыми узлами других типов.

2 Конструктивные схемы упругих и упруго-демпферных опор роторов. Упругое опирание роторов на корпус машины может быть осуществлено различными способами. Одним из способов такого опирания является применение витых пружин. Однако их применение приводит к существенному увеличению габаритов подшипникового узла. Некоторые другие варианты конструктивных схем упругих опор представлены на рис. 1-3 [1]. На рис. 1, а и 1, б показаны радиальная и осевая опоры соответственно. Они выполнены в виде упругих колец. В радиальной опоре внутренние выступы кольца принимают давление от обоймы подшипника, а наружные передают его на жесткий корпус. В осевой опоре упругое кольцо имеет выступы с двух сторон и воспринимает нагрузки, перпендикулярные к плоскости этого кольца.

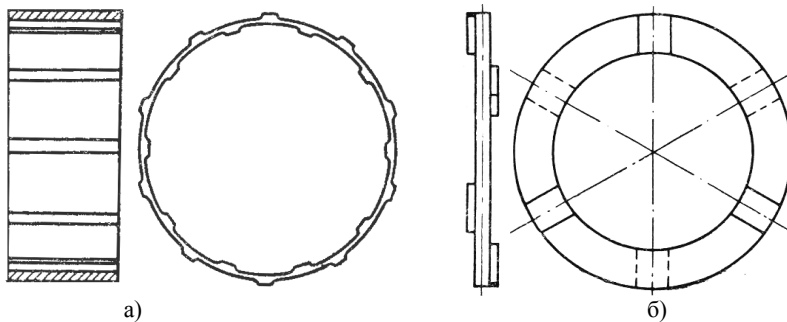


Рисунок 1 – Упругие опоры в виде колец с выступами: а) радиальная, б) торцовая

Упругая опора может быть сделана более податливой не только уменьшением толщины выступов, но и увеличением длины каждого упругого элемента за счет перехода на концентрическую окружность другого диаметра с помощью перемычек. Схема такой опоры изображена на рис. 2, а. Пример упруго-демпферной опоры приведен на рис. 2, б. Здесь показан упругий элемент, который выполнен в виде втулки с аксиальными прорезями и отделен демпфирующим масляным слоем от неподвижной обоймы.

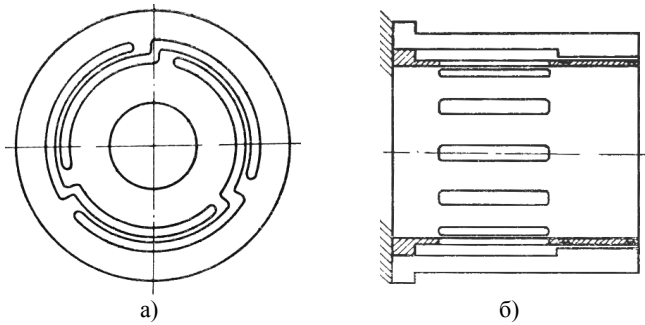


Рисунок 2 – Упругие радиальные опоры: а) с криволинейными упругими элементами, б) в виде упругого элемента с масляным демпфером

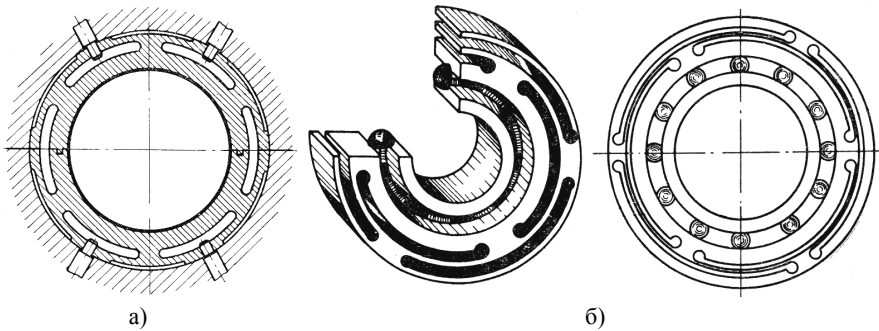


Рисунок 3 – Упругие подшипники: а) скольжения, б) качения

Упругие опоры, которые устанавливаются между подшипником и корпусом машины, достаточно сложны, и поэтому, в большинстве случаев, они изготавливаются не отдельно, а как один узел вместе с подшипником. На рис. 3, а и 3, б приведены некоторые конструкции упругих подшипников скольжения и качения соответственно.

3 Магнитные подшипники (МП). Этот тип подшипников основан на принципе магнитной левитации ферромагнитных тел (в частности роторов) в магнитном или электромагнитном полях, создаваемых внешними источниками [3]. Обеспечение устойчивого подвеса ротора без его физического контакта с неподвижными частями машины осуществляется за счет сил магнитного притяжения или отталкивания. В зависимости от способа реализации различают [4]: магнитные подшипники на постоянных магнитах (МППМ), магниторезонансные подшипники (МРП), активные магнитные подшипники (АМП) и др.

Радиальные и осевые МППМ (рис. 4, а и 4, б соответственно) могут исполняться по различным схемам. Одним из способов конструкционного решения для МППМ является использование двух или более магнитных колец [5]. К недостаткам МППМ относится невозможность создания полного подвеса роторов только с их применением, что следует из теоремы Ирншоу [4].

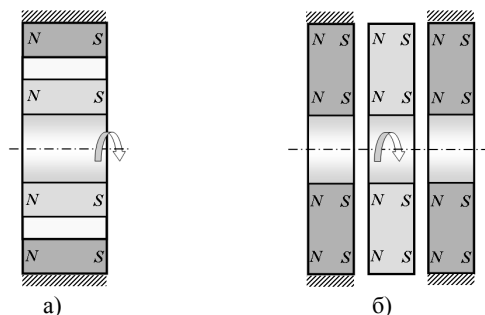


Рисунок 4 – Магнитные подшипники на постоянных магнитах:
а) радиальный, б) осевой

АМП – это управляемое электромеханическое устройство, в котором стабилизация положения ротора осуществляется силами магнитного притяжения, действующими на ротор со стороны электромагнитов. Напряжение или ток управления в обмотках этих электромагнитов регулируется системой автоматического управления по сигналам датчиков положения ротора [6]. В системе управления может использоваться как аналоговая, так и более современная цифровая обработка сигналов. Варианты радиального и осевого АМП показаны на рис. 5, а и 5, б соответственно.

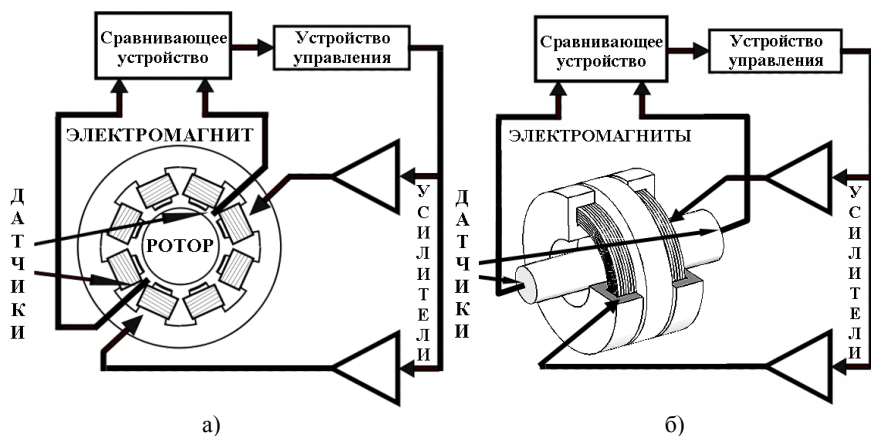


Рисунок 5 – Активные магнитные подшипники: а) радиальный, б) осевой

Принцип действия МРП основан на применении электрической резонансной LC-цепи, реализующей принцип саморегулирования положения подвешиваемого ротора относительно статорных электромагнитов [4]. Простота конструкции такого подшипника сопровождается существенными недостатками: малая грузоподъемность, потери энергии на вихревые токи и перемагничивание, относительно малые зазоры и др. Поэтому данный тип магнитного подшипника применяется крайне редко.

Основным отличием МППМ от МРП и АМП является то, что они не нуждаются в источниках электроэнергии, им не нужна система автоматического регулирования, которая составляет основную часть стоимости АМП, но они имеют относительно низкую жесткость, которая не может изменяться. В свою очередь, достоинством АМП является возможность реализации жесткости опор в широком диапазоне. Это позволяет обеспечивать устойчивость движения ротора для заданных возмущающих динамических нагрузок.

Исходя из разумного баланса между достоинствами и недостатками, на практике часто применяются комбинированные магнитные подвесы, которые используют МППМ и АМП в различных конструктивных вариациях.

4 Жесткостные характеристики механических подшипников. Радиальная жесткость обычных подшипников (например, качения) возникает за счет деформации тел и дорожек качения в местах контакта и характеризуется нелинейной зависимостью. Кроме того, из-за поперечного смещения вращающегося кольца при прохождении тел качения под вектором нагрузки возникают пульсации жесткости. Введение осевого предварительного натяга позволяет изменять жесткость радиального шарикоподшипника с увеличением частоты вращения, а установка подшипника в упругую опору линеаризует систему ротор-опоры (снижает степень нелинейности) [1]. Так, жесткость радиального упругого поля шарикоподшипника начинает изменяться по нелинейной характеристике после уничтожения предварительного натяга силами инерции ротора, а до этого момента работает только линейное внешнее упругое поле.

Для ограничения амплитуд колебаний роторов на упругих опорах при прохождении ими критических скоростей вращения целесообразно применение упруго-демпферных цельнометаллических опор, демпферов вязкого трения, а также упругих элементов с предварительным натягом [1]. Однако, установка искусственных демпферов вносит дополнительную нелинейность в систему, а значит, и новые зоны повышенной вибрации.

При конструировании высокооборотных роторных машин для снижения виброперегрузок первую и вторую критические скорости жесткого ротора, вращающегося в двух упругих подшипниках следует располагать ниже зоны рабочих частот вращения, а в зоне рабочих частот вращения необходимо использовать эффект самоцентрирования жесткого ротора [1].

Следует особо отметить, что предварительный натяг у шариковых радиально-упорных подшипников, который создается осевой пружиной, может выполнять функции регулятора колебаний, меняя жесткость опор в зависимости от скорости вращения ротора и его неуравновешенности. В этом случае подшипник будет работать как демпфер сухого трения и тем самым ограничивать амплитуды колебаний жесткого ротора в области резонансов [2].

5 Жесткостные и демпфирующие свойства магнитных подшипников

5.1 Коэффициенты жесткости МП. Несущая способность магнитных подшипников зависит от габаритных размеров и используемых материалов. Для АМП она может достигать гораздо больших значений, чем для МППМ –

60 Н на 1 см² площади полюса для электротехнических сталей и 100 Н на 1 см² для кобальтовых [4]. Жесткость МП определяется силовыми характеристиками. Для МППМ, кроме перечисленных выше факторов, она также зависит от уровня намагниченности постоянных магнитов, а для АМП – от параметров системы автоматического регулирования и от параметров управления.

Методики расчета силовых и жесткостных характеристик МППМ и АМП изложены в [5, 7]. В них показано, что для МППМ на двух постоянных магнитах с осевой намагниченностью, которые реализуют подвес за счет сил отталкивания (см. рис. 4, а), силовая характеристика является нелинейной, симметричной и жесткой, а квазиупругий коэффициент (коэффициент жесткости) описывается квадратичным полиномом (рис. 6, а) [5].

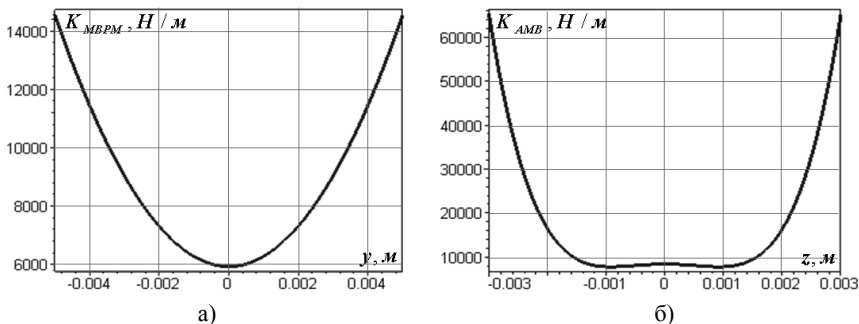


Рисунок 6 – Коэффициенты жесткости магнитных подшипников:
а) радиального МППМ, б) осевого АМП

Для осевого АМП (см. рис. 5, б), регулирование осевым положением ротора которого осуществляется с помощью импульсной системы управления [8], реализующей алгоритм дискретного управления [9], коэффициент жесткости описывается полиномом четвертой степени (рис. 6, б) [7].

Таким образом, коэффициенты жесткости магнитных подшипников являются нелинейными, а силовые характеристики симметричными и преимущественно жесткими.

Жесткость АМП обеспечивается наличием так называемых токов смещения. Смысл подачи этих токов можно пояснить на примере АМП, изображенного на рис. 5, а. Он состоит из четырех электромагнитов, которые образуются попарным параллельным или последовательным включением рядом стоящих полюсных катушек для реализации последовательности полярностей полюсных наконечников NS-SN-NS-SN [4]. Токи смещения – это токи, подаваемые на катушки противоположно расположенных (вертикально или горизонтально) электромагнитов и создающие две равные противоположно направленные магнитные силы притяжения. Таким образом, создаваемое ими магнитное смещение образует в подвесе предварительный силовой натяг, а управление суммарной силой (например, вертикальной) осуществляется увеличением натяга в одном направлении с одновременным его уменьшением в противополо-

ложном. Величина токов смещения и определяет жесткость АМП.

Таким образом, уменьшение или увеличение токов смещения в процессе эксплуатации роторной машины позволяет варьировать механическую жесткость опор ротора путем изменения немеханических параметров.

Так, например, для осевого АМП, изображенного на рис. 5, б, система управления осуществляет регулирование по закону управления, представленному на рис. 7, а, который описывается следующим выражением [7]:

$$i_{c1,2} = \mp(i_{\max} - i_{\min})z / \delta_a + i_{\min} \quad (1)$$

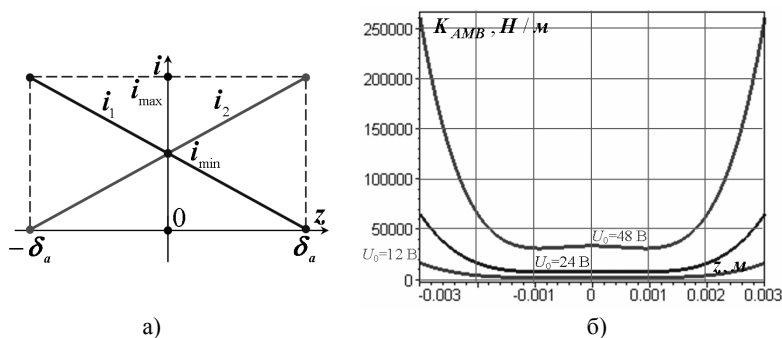


Рисунок 7 – Характеристики осевого АМП: а) закон управления, б) зависимость коэффициента жесткости от аксиального смещения ротора при различных значениях управляющего напряжения

Здесь максимальное значение тока намагничивания в обмотках, которое может быть достигнуто в режиме квазипостоянного тока при длительном нахождении ротора в крайнем положении, зависит от величины управляющего напряжения U_0 и активного сопротивления цепи. Оно равно:

$$i_{\max} = U_0 / r_{ck} \quad (2)$$

При центральном положении ротора в обмотках обоих электромагнитов обеспечивается среднее значение тока намагничивания, равное:

$$i_{\min} = i_{\max} / 2 \quad (3)$$

Тогда изменения жесткости всего магнитного подшипника можно достичь изменением напряжения U_0 , что и показано на рис. 7, б.

Для МППМ, изображенного на рисунке 4а, изменять жесткость можно при помощи создания дополнительного электромагнитного поля той же конфигурации, что и поля, создаваемого внешним неподвижным кольцевым ПМ [10]. При совпадении направлений силовых линий этих магнитных полей пондеромоторные (магнитные) силы и коэффициенты жесткости такой опоры будут увеличиваться, а при противоположном направлении – уменьшаться. В данном случае такое поле может быть создано при помощи двух одинаковых обмоток, расположенных на одинаковых кольцевых магнитопроводах с обеих сторон МППКМ, как показано на рис. 8, а. Направление силовых линий и величина намагниченности будут зависеть от направления и величины тока в обмотках. Причем величина и направление тока в

обеих обмотках должны быть одинаковыми для достижения максимального эффекта и отсутствия осевого выталкивающего усилия. Так, при подаче на катушки питающего постоянного напряжения и создании магнитного поля, согласованного с полем, наведенным неподвижным постоянным кольцевым магнитом (основным), коэффициент жесткости увеличивается в $\sim 1,5$ раза (см. рис. 8, б) [10]. Если магнитное поле противоположно по направлению основному, то значения жесткости уменьшаются примерно на такие же значения.

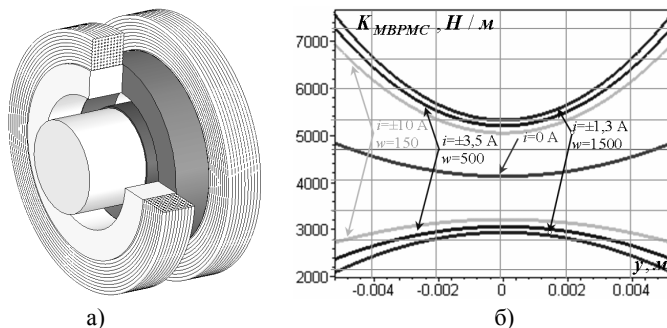


Рисунок 8 – Характеристики радиального МППМ: а) конструкция, б) зависимость коэффициента жесткости от радиального смещения ротора при различных значениях тока в обмотках и количестве витков w

5.2 Демпфирующие свойства МППМ. Магнитные подшипники выполняют не только роль упругих опор роторов, а и единых упруго-демпферных элементов. Для МППМ демпфирующие свойства, как и жесткостные, зависят от геометрических параметров постоянных магнитов, материалов, из которых они изготовлены, а также направления и уровня намагниченности.

Так, в работе [11] приведены экспериментальные данные для двух МППМ (МП1 и 2), изготовленных из двух магнитных колец с радиальной намагниченностью, работающих на отталкивании. Геометрические размеры составных частей МП1 и 2 соответственно: наружный диаметр внешнего кольца – 53,35 и 71,12 мм, внутренний диаметр внешнего кольца – 20,32 и 30,56 мм, наружный диаметр внутреннего кольца – 12,57 и 19,56 мм, толщина внешнего кольца – 6,99 и 8,38 мм, а толщина внутреннего – 6,35 и 10,16 мм. Внутреннее кольцо изготовлено из сплава Ceramic 8 с остаточной индукцией $B_r = 0,385$ Тл и коэрцитивной силой $H_c = 263000$ А/м, а внешнее – из сплава Ceramic 5 с $B_r = 0,38$ Тл и $H_c = 192000$ А/м. Значения логарифмического декремента колебаний рассчитаны по экспериментально полученным зависимостям «отклонение от времени» для случая свободных затухающих колебаний [12]. Для МП1 и 2 они равны $\sim 0,41$ и $\sim 0,29$ соответственно. Но такие высокие значения декремента объясняются, скорее всего, несовершенством экспериментальной установки, выполненной в форме маятника.

5.3 Демпфирующие свойства радиальных МППМ комбинированного магнитного подвеса ротора. Для экспериментальной модели ротора на комбини-

рованном магнитном подвесе [8], в котором применены два радиальных самоцентрирующихся подшипника на двух постоянных кольцевых магнитах с осевой намагниченностью, работающих на отталкивание (см. рис. 4, а), и один осевой АМП двухстороннего действия со статорами в виде броневых сердечников (см. рис. 5, б), параметры демпфирования установлены на основании экспериментальных исследований с записью виброграмм свободных затухающих колебаний. Геометрические размеры входящих в МППМ колец: диаметры внешнего неподвижного (статорного) кольца – 58 и 40 мм, а внутреннего подвижного (роторного) кольца – 29 и 15 мм, толщина обоих колец 10,5 мм. Кольца изготовлены из сплава NdFeB с остаточной индукцией $B_r = 1,07$ Тл и коэрцитивной силой $H_c = 808000$ А/м. На рис. 9, а представлена схема комбинированного магнитного подвеса ротора, а на рис. 9, б – виброграмма свободных колебаний ротора, а именно вертикального движения опорного участка ротора правого МППМ. Определение отклонения ротора основывалось на измерении величины напряженности магнитного поля в зазоре МППМ с помощью датчика Холла в микросхемном исполнении с элементами усиления и стабилизации с линейным выходом. Проведенное тарирование измерительной схемы позволило установить линейную связь между отклонениями опорного участка ротора и выходным напряжением (отклонению ротора на 1 мм соответствует изменение напряжения на 50 мВ). Для фиксирования и обработки информации в ПЭВМ использовалась система осциллограф-спектроанализатор ADC Lab (LA-1.5PCI 500 kHz 12 bit).

Значения логарифмического декремента колебаний рассчитывались по экспериментально полученным осциллограммам свободных затухающих колебаний ротора в вертикальном направлении (см. рис. 9, б) методом затухающих колебаний [13]. Он заключается в том, что виброграмма разбивается на ряд участков с числом циклов n , зависящим от интенсивности убывания амплитуд. Среднее значение декремента на участке определяется по формуле:

$$\delta = (1/n) \ln(a_i / a_{i+n}) . \quad (4)$$

Полученный декремент приписывается средней амплитуде на данном периоде:

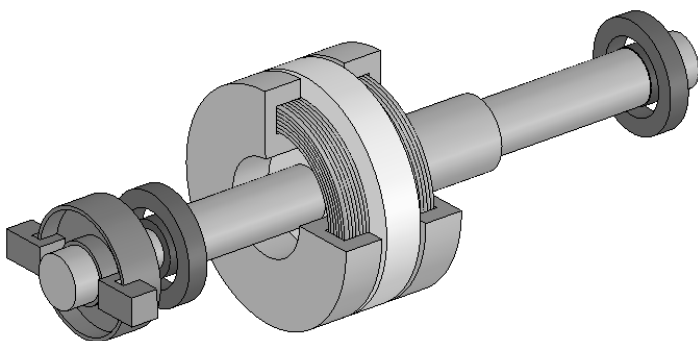
$$a_{i\text{cp}} = (a_i + a_{i+n}) / 2 . \quad (5)$$

Значения декремента, полученные при анализе виброграммы, в зависимости от амплитуд колебаний сведены в таблицу.

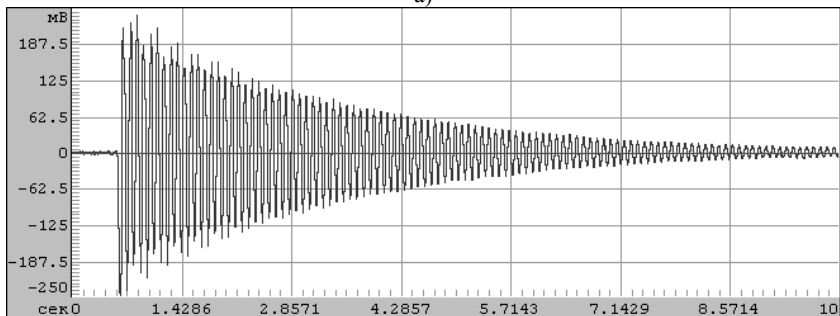
Значения декремента колебаний ротора в двух радиальных кольцевых МППМ

a_{cp} , мм	3,5	1,5	0,5
δ , %	3,5	3,0	2,9

5.4 Демпфирующие свойства АМП. Для АМП демпфирующие свойства зависят от параметров электрических цепей электромагнитов. Так, в работе [14] проведено решение задачи управления радиальным магнитным подвесом двухопорного ротора экспериментальной модели компрессора ГПА–Ц–6,3, которая является копией компрессора в масштабе 1:10 с заменой подшипников скольжения активными магнитными. Модель представлена на рис. 10.



а)



б)

Рисунок 9 – Экспериментальные исследования на модели комбинированного магнитного подвеса ротора: а) схема подвеса, б) виброграмма свободных колебаний ротора в вертикальном направлении

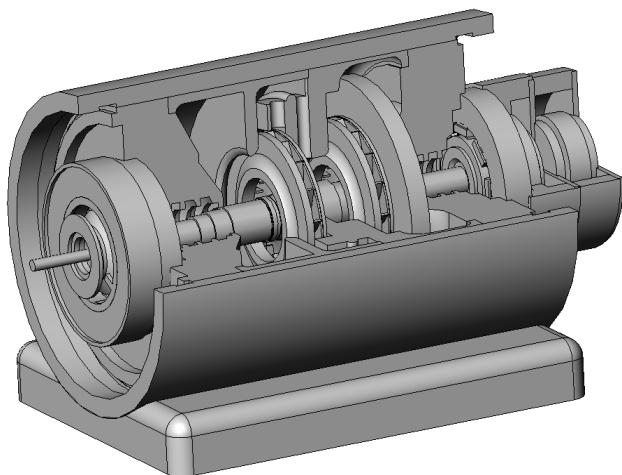


Рисунок 10 – Экспериментальная модель компрессора ГПА–Ц–6,3 с ротором в АМП

При проведении расчетных исследований демпфирование в системе повышалось путем увеличения активных сопротивлений в цепях АМП в пределах 5-20 Ом. Как видно из рис. 11, а и 11, б, повышение полных сопротивлений в цепях обмоток всех электромагнитов АМП1 и АМП2 с 5 Ом до 10 Ом приводит к снижению величины максимальных отклонений на $\sim 5\%$. Дальнейшее увеличение активных сопротивлений несущественно снижает максимальные отклонения, но приводит к повышению энергетических затрат за счет активных потерь в обмотках электромагнитов, что нежелательно. Однако, в резонансных режимах, то есть в зонах критических скоростей вращения, увеличением активных сопротивлений в цепях катушек электромагнитов АМП можно добиться существенного снижения амплитуд колебаний.

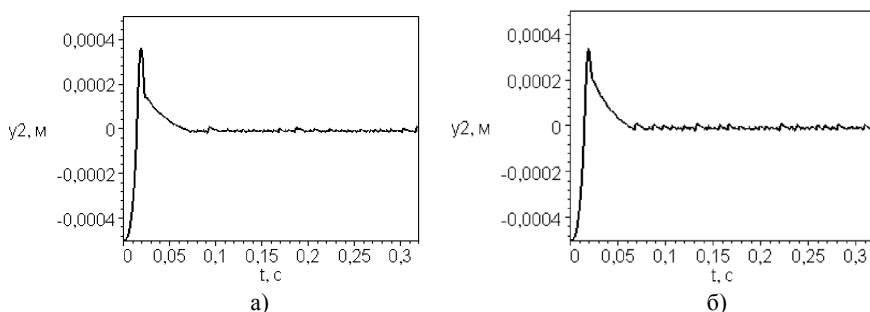


Рисунок 11 – Виброграмма колебаний правого опорного участка ротора в вертикальном направлении при сопротивлениях в цепях радиальных АМП: а) 5 Ом, б) 10 Ом

6 Способ прохождения резонансов за счет управления жесткостью и демпфирующими свойствами магнитных подшипников. Все выше изложенное позволяет сделать вывод, что магнитные подшипники – это упруго-демпферные опоры с изменяемыми жесткостными и демпфирующими параметрами, которыми можно управлять. А значит, магнитные подшипники обладают уникальным достоинством по сравнению с другими опорами роторов, так как их применение позволяет изменять механическую жесткость и демпфирующие свойства изменением немеханических величин (напряжений, токов, сопротивлений), причем непосредственно в процессе работы роторной машины. Тем самым может быть обеспечена возможность отстройки от резонансов, при которых ротор совершает колебания как жесткий.

Главным достоинством применения упругих опор всех типов, в том числе и магнитных подшипников, является увеличение ресурса роторной машины за счет уменьшения резонансных амплитуд колебаний ротора, более легкого перехода через критические скорости при разгоне и остановке, а также эффекта самоцентрирования и снижения давления в опорах. При достаточно податливых по сравнению с ротором опорах он проходит первую и вторую критические скорости как жесткий, образуя цилиндрическую и коническую прецессии и совершая поперечные колебания. Ротор остается жестким до подхода к третьей критической скорости, которой соответствует изогнутая форма коле-

баний. Поэтому ротора на упругих опорах принято делить на докритические и закритические (вращающиеся выше первой критической скорости), жесткие и упругие (вращающиеся выше третьей критической скорости).

Кроме того, резонансные изгибные колебания ротора в АМП могут возникать и при отсутствии его вращения на частоте, близкой к одной из его собственных частот. Причина данного явления связана с частотой среза управляемого подвеса ротора – частотой, начиная с которой модуль передаточной функции разомкнутой системы управления становится меньше единицы [4]. Эти колебания происходят в силу потери устойчивости подвеса по соответствующей форме из-за энергетической подпитки упругих колебаний вследствие непредвиденной положительной обратной связи в подвесе.

Предлагаемый способ прохождения резонансов (или отстройки от них) заключается в использовании возможности быстрого изменения жесткостных и/или демпфирующих параметров магнитных подшипников. Рассмотрим его, например, при выходе закритического ротора на рабочие обороты вращения и прохождении через первый резонанс, соответствующий поперечным колебаниям ротора. Данный процесс схематически проиллюстрирован на рис. 12. Здесь показаны зависимости амплитуды первой гармоники вынужденных колебаний (A_1) от частоты гармонической вынуждающей силы (ω) при жесткой силовой характеристике системы «ротор в МП».

Через A'_1 и A''_1 обозначены резонансные кривые при различных значениях жесткости, которые обеспечиваются различными значениями средних токов или токов смещения (см. рис. 7, б и 8, б). Причем резонансная кривая A''_1 соответствует большим значениям жесткости, а кривая A'_1 изображает амплитудно-частотную характеристику (АЧХ) при номинальных (принятых для данной роторной машины) жесткостях магнитных подшипников. Штрих-пунктирными линиями на рис. 12 показаны скелетные кривые ω'_0 и ω''_0 , соответствующие различным значениям жесткости.

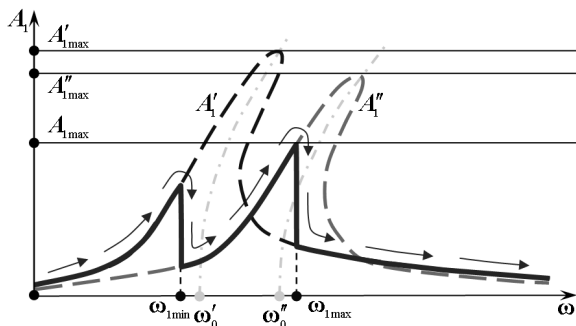


Рисунок 12 – Схематическое изображение амплитудно-частотной характеристики при колебаниях ротора на магнитных подшипниках с управляемой жесткостью

Известно, что понижения амплитуд колебаний вблизи резонанса в первую очередь можно добиться увеличением демпфирования в системе, например,

увеличением активных сопротивлений в цепях катушек электромагнитов АМП (см. п. 4.3), как это показано на рис. 12 (кривая A''_1). Но, как уже отмечалось, это влечет за собой повышение энергетических затрат.

Первый из предлагаемых способов прохождения резонансов (за счет управления демпфирующими свойствами магнитных подшипников) основывается на кратковременном увеличении демпфирования в узком диапазоне скорости вращения ротора, охватывающем область резонанса. То есть при подходе в процессе разгона ротора к некоторому заранее определенному значению скорости вращения, лежащему чуть ниже резонанса, изменение сопротивлений в цепях позволит увеличить демпфирование и снизить амплитуды колебаний. Это может быть обеспечено с помощью простейшей системы управления, в составе которой имеется датчик оборотов вращения. При выбеге ротора процедура снижения резонансных амплитуд аналогична.

Второй способ прохождения резонансов (за счет управления жесткостью магнитных подшипников) позволяет более существенно понизить амплитуды резонансных колебаний (см. рис. 12). Он основывается на перескоке с одной резонансной кривой A'_1 на другую A''_1 путем изменения жесткости магнитных подшипников увеличением токов смещения (или напряжений), подаваемых на обмотки электромагнитов АМП или МППМ (рис. 8, а). Значения этих токов зависят от параметров системы и рассчитываются заранее. Они подаются при значении угловой скорости, лежащем в заранее установленном диапазоне $[\omega_{1\min}, \omega_{1\max}]$, охватывающем критическое значение. После выхода из данного диапазона средние токи возвращаются к исходным значениям. Функцию изменения токов в зависимости от величины скорости вращения также может выполнять простейшая система управления, в состав которой входит датчик оборотов вращения.

В этом случае максимальные значения амплитуд колебаний $A_{1\max}$ оказываются значительно меньше максимумов $A'_{1\max}$ и $A''_{1\max}$ обеих резонансных кривых A'_1 и A''_1 , а результирующая АЧХ системы изображена на рис. 12 сплошной жирной линией.

Заключение. В результате проведенных исследований выявлена особенность магнитных подшипников, которая выделяет этот тип упруго-демпферных опор роторов по сравнению с другими. Эта отличительная черта заключается в допустимости варьирования жесткостью магнитных подшипников изменением электрических параметров цепей электромагнитов.

Указанная особенность МП положена в основу предложенного способа снижения амплитуд колебаний ротора в магнитных подшипниках при прохождении резонансных режимов в процессе его разгона до рабочих оборотов вращения и выбеге. Показано, что уровень максимальных амплитуд при использовании данного способа может быть уменьшен на десятки процентов.

Наряду с этим, снижение амплитуд колебаний в резонансе может быть осуществлено и с помощью применения традиционных (механических) упругих опор с искусственными демпферами. При этом внесение большего линей-

ного сопротивления уменьшает амплитуды колебаний в зоне резонанса, но приводит и к уменьшению коэффициента полезного действия. Нелинейные искусственные демпферы позволяют резко увеличить коэффициент сопротивления, но сами по себе они могут являться причиной возбуждения стойких автоколебаний. Поэтому кратковременное увеличение демпфирования при использовании магнитных опор в зонах критических скоростей вращения также является перспективным способом борьбы с повышенными вибрациями.

Список литературы: 1. Кельзон А.С., Журавлев Ю.Н., Январев Н.В. Расчет и конструирование роторных машин. – Л.: Машиностроение, 1977. – 288 с. 2. Кельзон А.С., Циманский Ю.П., Яковлев В.И. Динамика роторов в упругих опорах. – М.: Наука, 1982. – 280 с. 3. Maslen E.H. Magnetic bearings. University of Virginia Department of Mechanical, Aerospace, and Nuclear Engineering Charlottesville, Virginia, 2000. – 229 p. 4. Журавлев Ю.Н. Активные магнитные подшипники: Теория, расчет, применение. – СПб.: Политехника, 2003. – 206 с. 5. Мартыненко Г.Ю. Определение жесткостных характеристик радиальных магнитных подшипников на двух кольцевых постоянных магнитах // Вісник НТУ «ХП», Тем. вип. «Динаміка і міцність машин». – Харків: НТУ «ХП», – 2007. – № 38. – С. 83-95. 6. G. Schweitzer, H. Bleuler, A. Traxler Active magnetic bearings. – Zurich: ETH, 1994. – 244 p. 7. Мартыненко Г.Ю. Определение силовых и жесткостных характеристик осевого активного магнитного подшипника при заданном законе управления // Вісник НТУ «ХП», Тем. вип. «Динаміка і міцність машин». – Харків: НТУ «ХП», – 2008. – № 36. – С. 133-141. 8. Ульянов Ю.М., Мартыненко Г.Ю., Смирнов М.М. Система управління осьовим рухом ротора на комбінованому магнітному підвісі з пасивними радіальними і активним осьовим підшипниками // Зб. наук. праць Української державної академії залізничного транспорту. – Харків: УкрДАЗТ. – 2008. – Вип. 97. – С. 107-118. 9. Патент № 2277190. Российская Федерация. МПК F16C 32/04. Способ дискретного управления электромагнитным подвесом вращающихся роторов / ОАО «Сумское НПО им.М.В.Фрунзе», НТУ «ХПИ»; Роговой Е.Д., Бухолдин Ю.С., Левашов В.А., Мартыненко Г.Ю., Смирнов М.М. - № 2003121317/11. – Заявл. 10.07.2003 г. – Опубл. 27.05.2006 г. // Изобретения. Официальный бюллетень, 2006. – № 15. 10. Мартыненко Г.Ю. Магнитный подшипник на постоянных кольцевых магнитах с изменяемой жесткостью // Проблемы машиностроения. – Харьков: ИПМаш НАН Украины. – 2008. – Т. 11, № 2. – С. 46-55. 11. R. Jansen and E. DiRusso, Passive Magnetic Beating With Ferrofluid Stabilization. – NASA Technical Memorandum 107154, 1996. – 154 p. 12. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. – М.: Наука, 1971. – 240 с. 13. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Вибропоглощающие свойства конструкционных материалов. Справочник. – Киев: Наукова думка, 1971. – 375 с. 14. Мартыненко Г.Ю. Исследование устойчивости движения ротора в управляемых электромагнитных подшипниках с помощью нелинейной имитационной вычислительной модели / Проблемы машиностроения. – Харьков: ИПМаш НАН Украины, 2005. – Т. 8, № 1. – С. 47-58.

Поступила в редколлегию 07.11.2008