

УДК 62-133.33

В.И. Ветохин, канд. техн. наук, доцент*Санкт-Петербургский государственный технический университет растительных полимеров (СПбГТУРП), Россия;***А.М. Олейников, д-р техн. наук, профессор,****В.В. Агафонов, ассистент,****Б.П. Береза, канд. техн. наук, доцент***Севастопольский национальный технический университет**ул. Университетская 33, г. Севастополь, Украина, 99053**E-mail: emss@sevgtu.sebastopol.ua***БАЛАНСИРОВКА ПОГРУЖНЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН И
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ
ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ ОТКРЫТОГО ТИПА**

Приведены описание технических решений по модификации погружных электрических двигателей для уменьшения уровня вибрации и шума, а также результаты экспериментальных исследований виброшумовых характеристик электродвигателя типа АМВ-5.

Введение. Анализ источников шума и вибраций современной асинхронной машины и путей их уменьшения посвящено множество отечественных и зарубежных исследований, однако, довольно часто выпускаемые промышленностью двигатели установленным нормам вибраций и шумов в полной мере не удовлетворяют.

Основные динамические силы, действующие в электрических машинах (ЭМ), возбуждая их вибрацию или шум, приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Типы колебательных сил, действующих в ЭМ

СИЛА	ИСТОЧНИК
1. Механической природы	
Центробежная	Неуравновешенность ротора
Кинематическая	Неровность поверхности
Параметрическая	Флуктуации жесткости вала, подшипников и т.д.
Силы трения	Узлы трения качения и скольжения
Удары	Дефектные поверхности трения
2. Электромагнитной природы	
Магнитные	Флуктуации объема воздушного зазора в магнитопроводе
Электродинамические	Переменные составляющие тока и потока
Магнитострикционные	Эффект магнитострикции в магнитопроводе
3. Гидро(аэро)динамической природы	
Подъемные (обтекания)	Движение лопасти в неоднородном потоке или группы неодинаковых лопастей в однородном потоке
Силы трения	Граница потока и неподвижных частей
Пульсации давления	Турбулентность потока, срыв вихрей, кавитация

Среди этих источников к наиболее трудно устранимым относятся электромагнитные.

Магнитная индукция результирующего магнитного поля в воздушном зазоре двигателя с короткозамкнутым ротором определяется совместным действием МДС статорной и роторной обмоток и записывается следующим образом [1]

$$\begin{aligned}
B = B_1 + B_2 = & \sum_{v=1}^{\infty} B_v \cdot \cos(p \cdot v \cdot \alpha_1 - \omega_1 \cdot t - \varphi_v) + \\
& + \sum_{v=1}^{\infty} \sum_{n_1=1}^{\infty} B_1 \cdot \frac{k_{\delta 1} \cdot \lambda_{m1}}{2} \cdot (-1)^{n_1} \times \cos[(p \cdot v + n_1 \cdot z_1) \cdot \alpha_1 - \omega_1 \cdot t - \varphi_1] + \sum_{\mu=1}^{\infty} B_{\mu} \cdot \cos(p \cdot v \cdot \alpha_1 - \omega_{2\mu} \cdot t - \varphi_{\mu}) + \\
& + \sum_{v=1}^{\infty} \sum_{n_2=1}^{\infty} B_{\mu} \cdot \frac{k_{\delta 2} \cdot \lambda_{m2}}{2} \cdot (-1)^{n_2} \times \cos[(p \cdot \mu + n_2 \cdot z_2) \cdot \alpha_1 - \omega_{2\mu} \cdot t - \varphi_{\mu}] + \dots,
\end{aligned} \quad (1)$$

где B_1, B_2 – амплитуды основных гармоник статора и ротора; B_v и B_μ – амплитуды статорных и роторных гармоник магнитной индукции при равномерном воздушном зазоре; v, μ – число гармоник МДС обмотки статора и ротора; p – число пар полюсов основного поля; $\lambda_{m1}, \lambda_{m2}$ – гармоники магнитной проводимости зубчатого статора при гладком роторе и зубчатого ротора при гладком статоре; $\omega_1, \omega_{2\mu}$ – угловые скорости основной волны и μ -й гармоники ротора относительно статора; ϕ_1, ϕ_v, ϕ_μ – фазовые сдвиги тока относительно напряжения; α_1 – координата рассматриваемой точки воздушного зазора в момент времени t ; k_δ – коэффициент Картера, учитывающий зубчатость статора $k_{\delta 1}$ и ротора $k_{\delta 2}$; n_1, n_2 – номер гармоники статора и ротора; z_1, z_2 – число пазов статора и ротора.

Сейчас практически исчерпаны возможности снижения магнитных вибраций двигателей с короткозамкнутым ротором применением традиционных методов – выбором благоприятного соотношения чисел пазов статора Z_1 и ротора Z_2 , введением скоса пазов, укорочением шага обмотки статора, тщательным изготовлением узлов с целью обеспечения равномерного воздушного зазора. Благоприятное с точки зрения вибраций соотношение пазов Z_1 и Z_2 часто вступает в противоречие с соотношением чисел пазов, обеспечивающим требуемые пусковые и энергетические характеристики двигателя. Соответствие указанным выше условиям достигается при весьма незначительном количестве вариантов чисел пазов Z_1 и Z_2 , а для двухполюсных и многоскоростных короткозамкнутых двигателей вообще невозможно выбрать оптимальное соотношение чисел пазов. Для уменьшения зубцовых вибраций широко применяется скос пазов (чаще всего на роторе), однако это мероприятие ухудшает энергетические характеристики машины за счёт возникновения поперечных токов, замыкающихся по железу пакета ротора. Скос пазов также уменьшает эффективное сечение стержня клетки ротора, снижается её надёжность.

Такие мероприятия как снижение магнитной индукции в воздушном зазоре или линейной нагрузки, увеличение воздушного зазора или высоты спинки статора, упругое подвешивание статора, применение antivибраторов и звукоизолирующих кожухов, простое увеличение габарита или снижение полезной мощности, вызывает ухудшение массогабаритных и энергетических показателей двигателей с короткозамкнутым ротором.

Уменьшение вибраций электромагнитной природы возможно с использованием двигателя с двухслойным ротором (ДДР). Для ДДР результирующее магнитное поле в воздушном зазоре с учётом демпфирующего действия роторных токов записывается в виде [1]

$$B = B_1 \cdot \cos(p \cdot \alpha_1 - \omega_1 \cdot t - \phi_1) + \sum_{v=1}^{\infty} B_{v\delta} \cdot \cos(p \cdot v \cdot \alpha_1 - \omega_1 \cdot t - \phi_1) + \sum_{v=1}^{\infty} B_{vp} \cdot \cos(v \cdot p \cdot \alpha_1 - \omega_{vp} \cdot t - \phi_2), \quad (2)$$

где B_1 – амплитуда основной гармоники; $B_{v\delta}$ – амплитуды статорных обмоточных, зубцовых и комбинационных (от высших гармоник МДС и гармоник проводимости пазов статора) гармоник; B_{vp} – амплитуды гармоник поля ротора и комбинационных гармоник, обусловленных взаимодействием гармоник МДС и гармоник проводимости пазов статора.

Из сравнения (1) и (2) следует, что применение гладкого безобмоточного двухслойного ротора позволяет исключить из кривой результирующего магнитного поля целый ряд гармоник, обусловленных зубчатостью ротора и взаимной зубчатостью статора и ротора, а также гармоник, связанных с наличием беличьей клетки, и уменьшить вибрации и шумы магнитного происхождения.

Что касается механических и гидродинамических источников, то проблема их устранения лежит, в основном, в области технологии производства двигателей. В настоящее время промышленность выпускает серии малошумных подшипников высоких классов, в целом удовлетворяющих предъявляемым требованиям. Разработка и применение подшипников скольжения, отличающихся весьма низкой собственной виброактивностью, открывает исключительно большие возможности для дальнейшего снижения вибраций подшипникового узла.

Так как ротор погружной электрической машины (ПЭМ) вращается в жидкой среде, возникают гидродинамические силы, вызывающие шум и вибрацию машины. Интенсивность источника виброускорений зависит от того, насколько качественно с точки зрения гидродинамики и акустики сконструированы ротор и корпус ПЭМ. Ротор должен быть гладким, без насосных колец и лопаток, не должно быть неконцентричных отверстий в торцевых поверхностях деталей и т.д., которые вместе создают насосный эффект и вибрацию, а для входа и выхода морской воды внутрь полости ПЭМ для охлаждения активных частей необходимо иметь концентрично расположенные отверстия в подшипниковых щитах. Для уменьшения турбулентности движения воды внутри двигателя пазы статора должны быть закрытыми.

Уменьшение дисбаланса достигается за счет динамической балансировки ротора машины и монолитности изготовления всех его частей. До настоящего времени в большинстве практических случаев балансировка роторов маслозаполненных герметичных ПЭМ осуществлялась на воздухе общепринятым классическим способом с помощью дисков, установленных на свободные кольца вала, в

пазы и отверстия которых закрепляются дополнительные грузы, однако, при погружении в морскую воду эти диски создают насосный эффект и создают дополнительные вибрации и гидрошумы.

Целью статьи является описание технического решения по уменьшению механических и гидродинамических источников вибрации и шума, а также результатов экспериментов с использованием опытного ПЭД АМВ-5.

Основная часть. Разработан способ динамической балансировки роторов на воздухе на прецизионном балансировочном станке с помощью эксцентричных балансировочных втулок [2] или дисков [3].

По первому способу балансировка ротора осуществляется насадкой эксцентричных балансировочных втулок 1 (рисунок 1, а) с радиальной плоскостью сечения в виде эллипса на свободные концы вала 2 ротора. Качество балансировки ротора достигается путем смещения втулки в радиальном направлении в сторону уменьшения массы ротора. Величина смещения определяется расчетным и опытным путем.

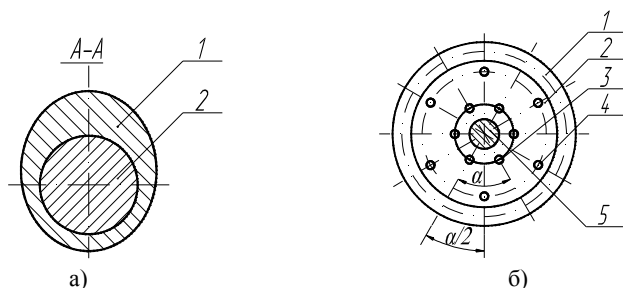


Рисунок 1 – Балансировка ротора: а – поперечный разрез втулки с валом; б – торцевая часть ротора ЭМВ с протекторным (балансировочным) диском

(1 – гильза, 2 – балансировочный диск, 3, 4 – отверстия для

По второму способу балансировка осуществляется с помощью протекторных дисков (рисунок 1, б), напрессованных на вал вплотную к торцам ротора вовнутрь гильзы, которые совмещают и протекторные, и балансировочные функции.

Эти решения реализованы в электродвигателе типа АМВ-5 (рисунок 2), где установлена протекторная защита в виде двух малых и двух больших, приваренных

к пакету стали ротора дисков из сплава алюминия, выполняющих функции анодов. В концентричные отверстия, симметрично расположенные по периферии дисков, ввинчены балансировочные грузы. Меньшие диски предназначены для точной балансировки. Корпус, вал, подшипниковые щиты изготовлены из стали Ст3. Подшипниковые щиты отлиты в двух экземплярах, в одной паре которых установлены вкладыши из металлокерамики, в другой – из углепластика марки УГЭТ-Т. Подвижные втулки подшипников изготовлены из высокопрочной, термообработанной нержавеющей стали марки ДИ48-ВД. Испытания проведены в искусственной морской воде в подвешенном состоянии на специальной пружине (3,5 % NaCl) в режиме холостого хода при напряжении 220 В.

Измерения уровней виброускорений проводились в девяти специально подготовленных точках на корпусе двигателя.

На
спектрограммах
представлены

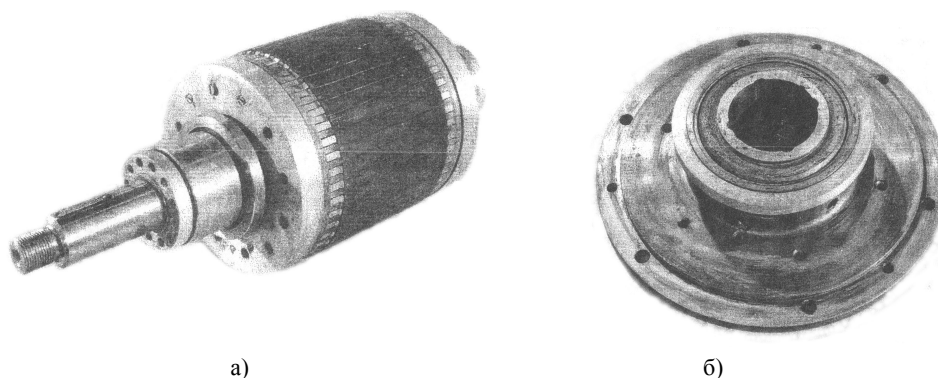


Рисунок 2 – Элементы двигателя АМВ-5: а – ротор с подвижными втулками из стали ДИ48-ВД и протекторными дисками; б – подшипниковый щит с вкладышем из металлокерамики и протекторным кольцом

среднеквадратичные уровни виброускорений (рисунки 3, 4). Кривые 1 – штриховые линии на обоих рисунках, получены после 100 часов работы и 500 часов общего нахождения в соленой воде, в течение которых происходила приработка подшипников. Уровни виброускорений повторяют друг друга, существенных изменений в их составе не произошло.

Для металлокерамических подшипников (рисунок 3) на частоте 25 Гц виброускорения выше допустимого уровня на 3 дБ, что связано с дисбалансом ротора, частота которого $f_1 = n_1/60$ (n_1 – частота вращения (об/мин)).

На двойной частоте сети уровни вибраций обусловлены только электромагнитными силами и находятся в области допустимых значений. Компенсация этих сил достигается повышением жесткости корпуса (увеличением его толщины).

На частоте 1250 Гц превышение составляет 4 дБ и вызвано гидродинамическими силами и зубцовыми гармониками, частоты которых $f_2 = k \cdot 50 \cdot z_2 / p$ ($k = 1, 2, 3$).

После 8000 часов нахождения двигателя в соленой воде и работы в режиме холостого хода с наработкой около 2000 часов были повторно определены ВАХ (сплошная кривая). При этом на балансировочных дисках были заглушены свободные от грузов отверстия (имитация диска в виде эллипса) и на поверхности ротора нарезана шестизаходная треугольная резьба шириной и глубиной 3 мм. Из спектрограммы видно, что уровень виброускорений на частотах 25, 100 Гц не изменился, на частоте 50 Гц уменьшился на 12 дБ, а на остальных частотах – на 3...6 дБ и находится в норме. Несколько более высокий уровень виброускорений проявляется на частотах 1250 и 1600 Гц. Уменьшение уровней вибрации и качественное улучшение кривой ВАХ объясняется уменьшением насосного дисбаланса, который создавался отверстиями на балансировочных дисках, за счет применения винтоканавочной нарезки на поверхности ротора, создающей ламинарное течение воды вдоль воздушного зазора.

На рисунке 4 изображены спектрограммы уровней вибрации для подшипников с вкладышами из углепластика марки УГЭТ-Т при тех же подвижных втулках. Штриховая кривая 1 – начало испытаний после приработки подшипников в течение 100 часов. Характер кривой повторяет аналогичную кривую на рисунке 3, за исключением превышения допустимого уровня на 3 дБ на частоте 25 Гц, вызванного дисбалансом ротора и на 3 дБ – на частотах 1250 и 1600 Гц за счет зубцовых гармоник. На частоте 50 Гц превышение нормы составляет 12 дБ. Очевидно, что использование этих подшипников способствовало уменьшению дисбаланса ротора и улучшило электромагнитное состояние машины. Опыт был повторен через 1500 часов работы двигателя (сплошная кривая на рисунке 4). Превышения уровня на 3...5 дБ выявлено в диапазоне частот 1250 и 3150 Гц, на частоте 25 Гц дисбаланс ротора вошел в норму за счет приработки подшипников скольжения.

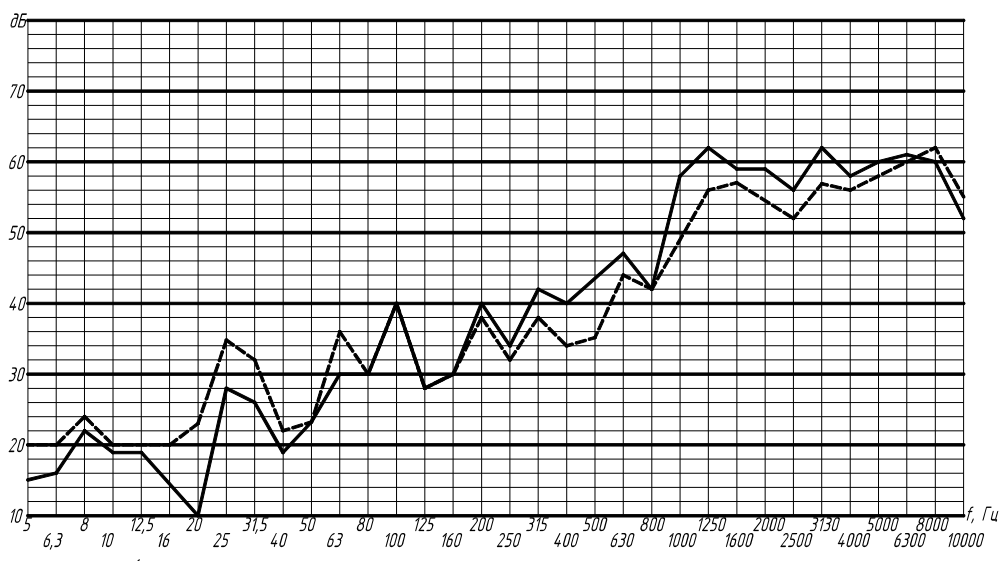


Рисунок 3 – Среднеквадратичные уровни виброускорений на корпусе АМВ-5 (металлокерамические подшипники): ----- 1, — 2

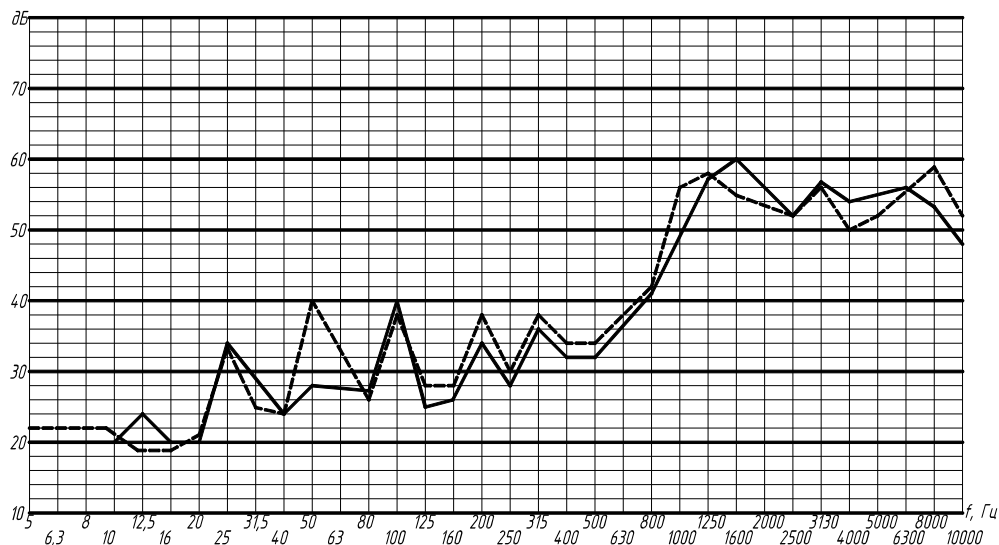


Рисунок 4 – Среднеквадратичные уровни виброускорений на корпусе АМВ-5 (подшипники с вкладышами из углепластика): ----- 1, — 2

После 8000 часов работы уровни виброускорений измерены при вертикальном положении двигателя, при этом отличия от при горизонтальном состоянии незначительны и разброс не превышает 2...3 дБ. Таким образом, можно сказать, что ВАХ не зависят от положения двигателя в пространстве во время его работы.

Выводы

1. На основании проведенных исследований можно сделать вывод, что по уровням виброускорений конструкция АМВ-5 удовлетворяет требованиям, предъявляемым к этим машинам.
2. Выявленные превышения норм на отдельных частотах спектра устранены на серийных машинах за счет следующих мероприятий. На частоте 25 Гц необходимо проводить корректную балансировку в воде, а для уменьшения виброускорений на зубцовой частоте 1250 Гц следует применять встречный скос пазов. На частотах 1250...1800 Гц уровни виброускорений, в основном, определяются электромагнитными силами. Для их снижения необходимо повысить механическое сопротивление корпуса – увеличить его толщину. Предварительные расчеты показывают, что увеличение толщины корпуса до 20 мм, позволит снизить уровни виброускорений на высоких частотах (более 1250 Гц) до 10...12 дБ и снижает уровни виброускорений электромагнитного происхождения на двойной частоте сети 100 Гц.

Задачей дальнейших исследований может быть создание погружного АДДР с применением предложенных технических решений по динамической балансировке ротора.

Библиографический список

1. Могильников В.С. Теория, технология и режимы работы асинхронных двигателей с двухслойным ротором / В.С. Могильников, А.М. Олейников. — Севастополь: Изд-во СИЯЭиП, 1999. — 244 с.
2. Ветохин В.И. Новое поколение электрических машин для жидких агрессивных сред и подводных объектов / В.И. Ветохин. — СПб.: Изд-во “Нестор”, 2006. — 267 с.
3. Ветохин В.И. Балансировка погружных электрических машин (ПЭМ) открытого исполнения / В.И. Ветохин, А.М. Олейников, В.В. Агафонов // Проблемы повышения эффективности электромеханических преобразователей в электроэнергетических системах: матер. междунар. науч.-техн. конф., 24–28 сент. 2007 г. — Севастополь, 2007. — С. 159–164.

Поступила в редакцию 13.11.2007 г.