

ВЛИЯНИЕ ЖЕСТКОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ НА УРОВЕНЬ ВИБРАЦИИ И ВОЗДУШНОГО ШУМА ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ МАШИНЫ

А. Т. МОЛОДЫХ, Ю. В. ГОРСТ, П. Т. МАЛЬЦЕВ

(Представлена научным семинаром кафедр электрических машин
и общей электротехники)

Увеличение мощности, рост быстроходности электрических машин и связанное с этим повышение динамических усилий, интенсивности вибраций и шумов ставят актуальные задачи по снижению последних. Существенное влияние на уровень вибрации и шума электрической машины может оказать ее конструктивное исполнение, форма, размеры и материал отдельных деталей изделия. В связи с этим необходимо знать влияние жесткости конструкции на вибро-акустические характеристики электрической машины.

Для исследования зависимости вибрации и шума от вышеперечисленных факторов был взят одноякорный преобразователь, имеющий четыре исполнения.

В машинах 1 и 2 исполнения конструктивно можно выделить два основных узла: собственно одноякорный преобразователь и коробку фильтров. Преобразователь монтируется на коробке фильтров с помощью резиновых амортизаторов. Различие между ними состоит в том, что преобразователь первого исполнения питается напряжением 110 в, а преобразователь второго исполнения — напряжением 220 в. Выходные параметры у них одинаковые.

Машины 3 и 4 исполнения представляют собой модификацию машин 1 и 2 исполнения, которые имеют коробку фильтров больших размеров и оснащены глушителями шума. Для того, чтобы выявить влияние отдельных элементов конструкции на вибрацию и шум, необходимо иметь четкое представление о собственных частотах элементов конструкции машины и о частотах основных источников вибрации.

Источники вибрации определяются либо методом спектрального анализа, либо методом исключения отдельных источников. Более полную картину дает сочетание этих методов.

Частоты основных источников вибрации и шума изделия

Источники вибрации и шума можно разделить на источники магнитного, механического и аэродинамического происхождения.

Исследуемый одноякорный преобразователь имеет явно выраженные полюса и обеспечивает однофазное выходное напряжение с частотой $f=50$ гц. Это обуславливает наличие несимметричного магнитного поля, создающего пульсирующий поток, который можно разложить на две составляющие. Первая составляющая вращается синхронно с яко-

рем, а вторая — с двойной скоростью относительно полюсов и называется обратносинхронной или обратновращающейся м.д.с. Действие второй составляющей сводится к созданию обратносинхронного поля, которое, пересекая полюс и якорь с частотой, равной удвоенной частоте генерируемого напряжения, вызывает вибрацию с частотой $2f = 100$ гц.

Зубцовая частота вибрации и шума находится по формуле (1).

$$f_M = \frac{k_1 \cdot z \cdot n}{60}, \text{ гц.}$$

Частота вентиляционного шума

$$f_{ш} = \frac{k_2 n}{60}, \text{ гц.}$$

Частоты составляющих вибрации механического происхождения определяются по следующим формулам:

1. От действия неуравновешенности якоря

$$f_d = \frac{n}{60}, \text{ гц.}$$

2. От работы щеточно-коллекторного узла

$$f_{щ} = \frac{k_3 n}{60}, \text{ гц,}$$

3. Обусловленные работой подшипников качения:

а) от вращения сепаратора

$$f_1 = \frac{r_1}{r_1 + r_2} \cdot \frac{n}{60}, \text{ гц,}$$

б) определяемая вращением шариков

$$f_2 = \frac{r_2}{r_{ш}} \cdot \frac{r_1}{r_1 + r_2}, \text{ гц,}$$

в) от дефектов на беговой дорожке внутреннего кольца

$$f_3 = \frac{r_1}{r_1 + r_2} \cdot \frac{n}{60} z_{ш}, \text{ гц,}$$

г) от дефектов на беговой дорожке наружного кольца

$$f_4 = \frac{r_2}{r_1 + r_2} \cdot \frac{n}{60} \cdot z_{ш}, \text{ гц.}$$

В этих формулах

n — число оборотов (об/мин);

$K_1 = 1, 2$;

K_2 — число лопастей вентилятора;

K_3 — число коллекторных пластин;

Z — число зубцов якоря;

r_1 — радиус беговой дорожки внутреннего кольца (мм);

r_2 — радиус беговой дорожки наружного кольца (мм);

$r_{ш}$ — радиус шариков (мм);

$z_{ш}$ — число шариков в подшипнике.

Результаты расчетов приведены в табл. 1.

Таблица 1

№ п.п.	Источники шума и вибрации	Частота источников, гц
1	Неуравновешенность якоря	50
2	Работа наружного вентилятора	300
3	Работа внутреннего вентилятора	550
4	Работа щеточного узла	3200
5	Пульсация магнитного поля	100; 800; 1600
6	Работа подшипников качения	$f_1=18; f_2=42;$ $f_3=127; f_4=223$

Методика и результаты определения частот собственных колебаний отдельных деталей и элементов конструкции

Для определения частот собственных колебаний деталь (узел) с укрепленным на ней пьезоэлектрическим датчиком подвешивалась на упругие элементы, обеспечивающие низкую частоту свободных колебаний системы. Сигнал от датчика подавался через ИВПШ на анализатор фирмы «Dawe». Колебания детали возбуждались с помощью генератора механических колебаний типа ГМК-1, на который подавалось напряжение от звукового генератора типа ЗГ-10. При изменении частоты возмущающей силы находился резонанс. Для сложных узлов таких, например, как глушитель, коробка фильтров частоты собственных колебаний находилась при закреплении датчика в различных точках конструкции.

Результаты экспериментального определения частот собственных колебаний отдельных деталей и узлов приведены в табл. 2.

Таблица 2

№ пп.	Наименование детали или узла	Частоты собственных колебаний, гц
1	Корпус	1600
2	Якорь	600 ÷ 800
3	Щиты	2000
4	Щеткодержатель	200
5	Колпак со стороны генератора	990; 1900
6	Колпак со стороны двигателя	1170; 2300
7	Кожух-глушитель	70—90; 160; 170
8	Коробка фильтров изделия 1 и 2 исполнения	85—100; 155; 250; 380; 400; 670; 860; 1040; 1300; 1600; 1740; 1820; 2200
9	Коробка фильтров изделий 3 и 4 исполнения	70; 100; 150; 190; 220 ÷ 250; 300; 370; 400; 560; 600; 645; 2000

Исследование влияния отдельных элементов конструкции на общий уровень и частотный состав вибрации

По техническим условиям контрольные измерения уровня вибрации изделий производятся на коробке фильтров. На рис. 1 кривые 1 и 2 представляют огибающие спектров вибрации соответственно корпуса преобразователя и коробки фильтров при номинальной нагрузке. Кривая 1 показывает, что основными частотами в спектре вибрации являются 50, 100, 280 и 800 гц. Задающей в данном спектре является состав-

ляющая на частоте 800 гц. На коробке фильтров (кривая 2) уровень вибрации на частотах 70, 100 и 140 гц значительно выше, чем уровень вибрации на этих частотах на корпусе преобразователя. В зоне частот выше 200 гц на коробке фильтров уровень высокочастотных составляющих оказывается значительно ниже, чем на преобразователе.

Поскольку одна из частот собственных колебаний коробки фильтров (100 гц) совпадает с одной из частот, имеющихя в спектре возмущения, наблюдается значительное усиление колебаний на частоте 100 гц. В то же время высокие частоты хорошо гасятся амортизаторами, поставленными на пути распространения волн от корпуса преобразователя. Для вибраций с частотой 50, 70, 100, 140 гц низкочастотные амортизаторы являются слабым препятствием на пути их распространения.

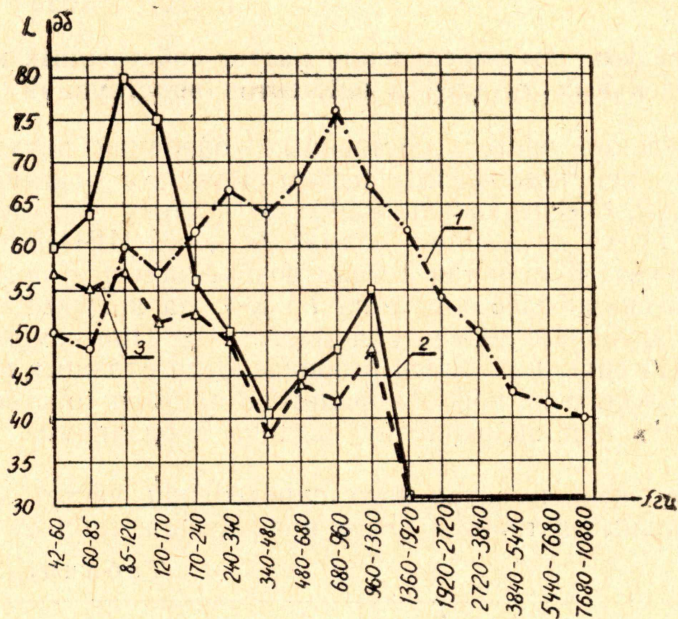


Рис. 1. Спектры вибрации одноякорного преобразователя 1 исполнения.

1 — огибающая частотных составляющих вибрации корпуса преобразователя при номинальной нагрузке;
2—3 — огибающие частотных составляющих вибрации коробки фильтров при номинальной нагрузке и на холостом ходу соответственно

Так как составляющая на частоте 100 гц определяет общий уровень вибрации на коробке фильтров, то в первую очередь необходимо снизить уровень вибрации на этой частоте. Добиться этого можно следующими путями:

устранить совпадение частот собственных колебаний коробки фильтров с частотой возмущающей силы;

изменить упругую связь между коробкой фильтров и корпусом преобразователя;

устранить первопричину колебаний с частотой 100 гц, т. е. снизить интенсивность обратно вращающегося магнитного поля.

Из графика (кривые 2 и 3 на рис. 1) видно, что при работе преобразователя на холостом ходу уровень вибрации коробки фильтров на частотах 70, 100 и 140 гц снижается на 9—24 дБ по сравнению с вибрацией при номинальной нагрузке. Отсюда следует, что самым эффективным было бы устранение вредного действия обратновращающейся м.д.с. магнитного поля. Этот магнитный поток обычно глушится специальными успокоителями.

Как показали расчеты, для выполнения демпферных обмоток необходимо увеличить габариты корпуса преобразователя, что нежелательно по общеизвестным причинам. Поэтому была сделана попытка добиться в первую очередь снижения уровня вибрации за счет изменения собственной частоты коробки фильтров и жесткости упругой связи между коробкой фильтров и корпусом преобразователя.

Для устранения резонанса на частоте 100 *гц*, очевидно, необходимо изменить жесткость коробки фильтров с тем, чтобы частота ее собственных колебаний оказалась либо выше, либо ниже составляющей в спектре возмущения на частоте 100 *гц*. Этого можно достигнуть путем изменения конструкции коробки фильтров или за счет применения другого материала.

Собственные частоты серийных коробок фильтров, изготовленных из материала марки А1М, лежат в пределах 85—92 *гц*, а опытных коробок, изготовленных из материала АМГ той же толщины, — в пределах 92—103 *гц*.

Повысить собственную частоту до 105—109 *гц* удалось путем уменьшения габаритов коробки фильтров по высоте на 35%. Повышение собственной частоты коробки фильтров до 108—109 *гц* или понижение до 83 *гц*, как показали опыты, позволяет снизить общий уровень вибрации и составляющей на частоте 100 *гц* на 4—7 *дб*, в то же время уровень вибрации на частотах 70 и 140 *дб* снижается только на 3—5 *дб*.

Была также выполнена литая коробка, у которой собственная частота оказалась равной 134 *гц*, что позволило снизить уровень вибрации на 9 *дб*. Но вследствие того, что применяемые резиновые амортизаторы представляют собой слабое препятствие для низкочастотных составляющих, в спектре вибрации литой коробки фильтров составляющая на частоте 100 *гц* по-прежнему остается преобладающей.

Степень гашения механических колебаний резиновыми амортизаторами растет с повышением частоты колебаний объекта и с увеличением толщины слоя резины. Исходя из этих соображений, были проведены исследования по снижению уровня вибрации путем изменения жесткости связи между коробкой фильтров и корпусом преобразователя. Опыты показали, что за счет уменьшения жесткости связей между коробкой фильтров и корпусом преобразователя и одновременного увеличения жесткости самой коробки уровень вибрации можно снизить на 12—15 *дб*.

Влияние отдельных элементов конструкции исследуемых изделий на общий уровень и частотный состав воздушного шума

Измерения воздушного шума производились на расстоянии 0,5 м от изделия при последовательном удалении некоторых элементов конструкции: колпаков, вентиляторов, коробки фильтров. Измерение общего уровня и частотного состава шума при номинальной нагрузке и на холостом ходу позволило выявить составляющую шума, обусловленную пульсациями магнитного поля.

Для измерения шума применялся шумомер типа Ш-52 и полуоктавный фильтр типа ПФ-1.

Испытания преобразователей 1 и 2 исполнения на коробке фильтров при номинальной нагрузке показали, что основными частотами составляющих шума являются 100, 280, 1600 и 3200 *гц*, а также 4800 и 6400 *гц*. Источниками составляющих шума указанных частот являются работа подшипниковых узлов (280 *гц*), пульсации магнитного поля (100 и 800 *гц*), работа щеточно-коллекторного узла (3200 *гц*) и их гар-

монические составляющие. Анализ спектров шума показывает, что на холостом ходу во всех случаях почти полностью исчезает составляющая на частоте 100 гц. Так как одна из частот собственных колебаний коробки фильтров находится в зоне 100 гц, то при номинальной нагрузке наблюдается явление резонанса.

При удалении колпаков составляющая шума на частоте 800 гц снижается, поскольку в этом случае уменьшаются размеры колеблющейся поверхности. Опыты показали, что интенсивность шума, создаваемого колпаками, можно снизить на 3—4 дб, если эти же самые колпаки ставить с демпферными прокладками или изготовить колпаки из более мягкого материала.

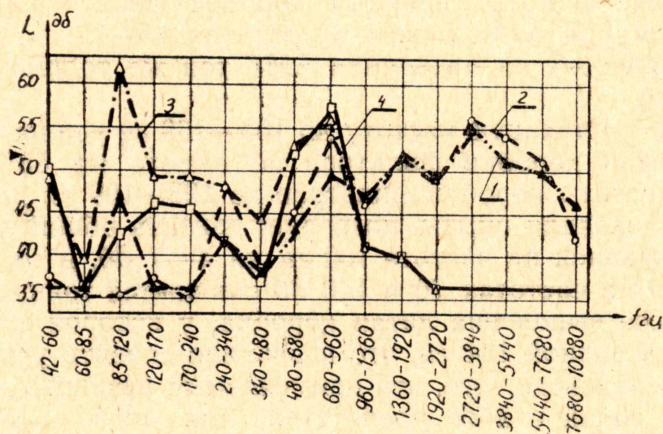


Рис. 2. Спектры воздушного шума одноякорных преобразователей.
1—2 — огибающие частотных составляющих шума изделий 1 и 2 исполнения при номинальной нагрузке и на холостом ходу соответственно; 3, 4 — огибающие частотных составляющих шума изделий 3 и 4 исполнения при номинальной нагрузке и на холостом ходу соответственно.

Сравнивая кривые 3 и 4 (рис. 2) спектра шума изделий 1 и 2 исполнения с кривыми 1 и 2 спектра шума изделий 3 и 4 исполнения (с глушителем), видим, что с помощью глушителя шума можно снизить уровень составляющих, начиная с частоты 800 гц и выше. Уровни составляющих шума на частотах ниже 800 гц у изделий 3 и 4 исполнения оказываются выше, чем у изделий 1 и 2 исполнения. Применение кожуха-глушителя в изделиях 3 и 4 исполнения при наличии коробки фильтров дает снижение общего уровня на 5—8 дб. При этом хорошо заглушаются составляющие шума на частотах выше 800 гц, а составляющие шума на низких частотах (50, 100 и 140 гц) не только не заглушаются, а наоборот, усиливаются вследствие того, что основные частоты собственных колебаний элементов коробки фильтров и стенок кожуха оказываются близкими к частоте 100 гц.

Общий уровень воздушного шума всех испытанных изделий без коробки фильтров, а изделий 3 и 4 исполнения также и без глушителей оказывается того же порядка, что и при работе на коробке фильтров изделий 1 и 2 исполнения, так как шум этих изделий определяется уровнем шума на частоте 800 гц (магнитный), а также на частотах 1600—3200 гц, обусловленных работой щеточного аппарата и подшипников качения.

Влияние отдельных элементов конструкции на общий уровень шума изделий 1—4 исполнения показано на рис. 3, 4.

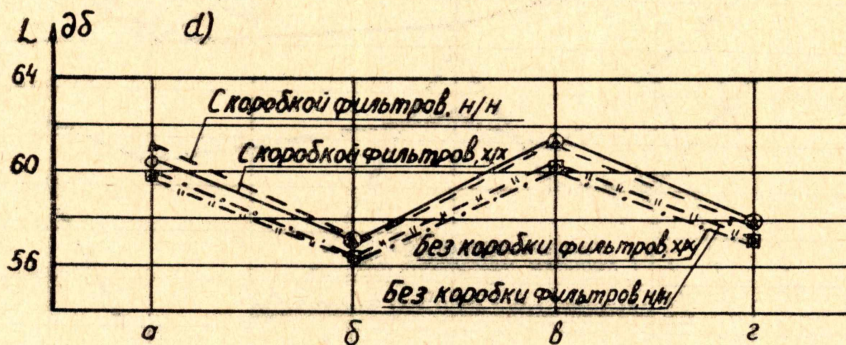
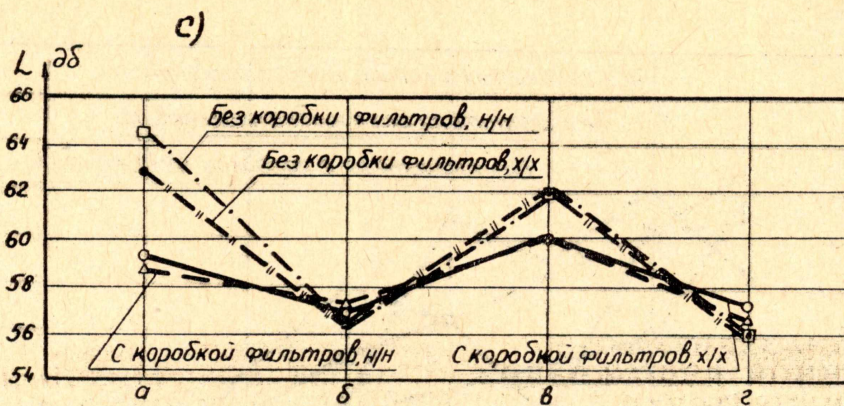


Рис. 3. Влияние элементов конструкции на общий уровень шума преобразователей.

- С — 1 исполнения; d — 2 исполнения;
 а — с колпаками и вентилятором;
 б — без колпаков, но с вентилятором;
 в — с колпаками и без вентилятора;
 г — без колпаков и без вентилятора.

Выводы

1. Усиление вибрации и повышение шума электрической машины происходит вследствие совпадения частот собственных колебаний узлов и элементов конструкции с частотами возмущающих сил.

2. При создании новых машин еще в стадии проектирования необходимо расчетным путем производить оценку как частот собственных колебаний узлов и элементов конструкции, так и частот основных возмущающих сил. При этом следует обеспечивать возможно большую разницу между частотами собственных колебаний и частотами возмущающих сил в машине. В процессе доводки и испытаний опытных образцов должны быть внесены коррективы, направленные на улучшение вибрационных характеристик машины.

3. В электрических машинах, в которых применяются упругие элементы для связи отдельных узлов, рациональный подбор жесткости этих элементов может обеспечить значительное снижение уровня вибраций и шума.

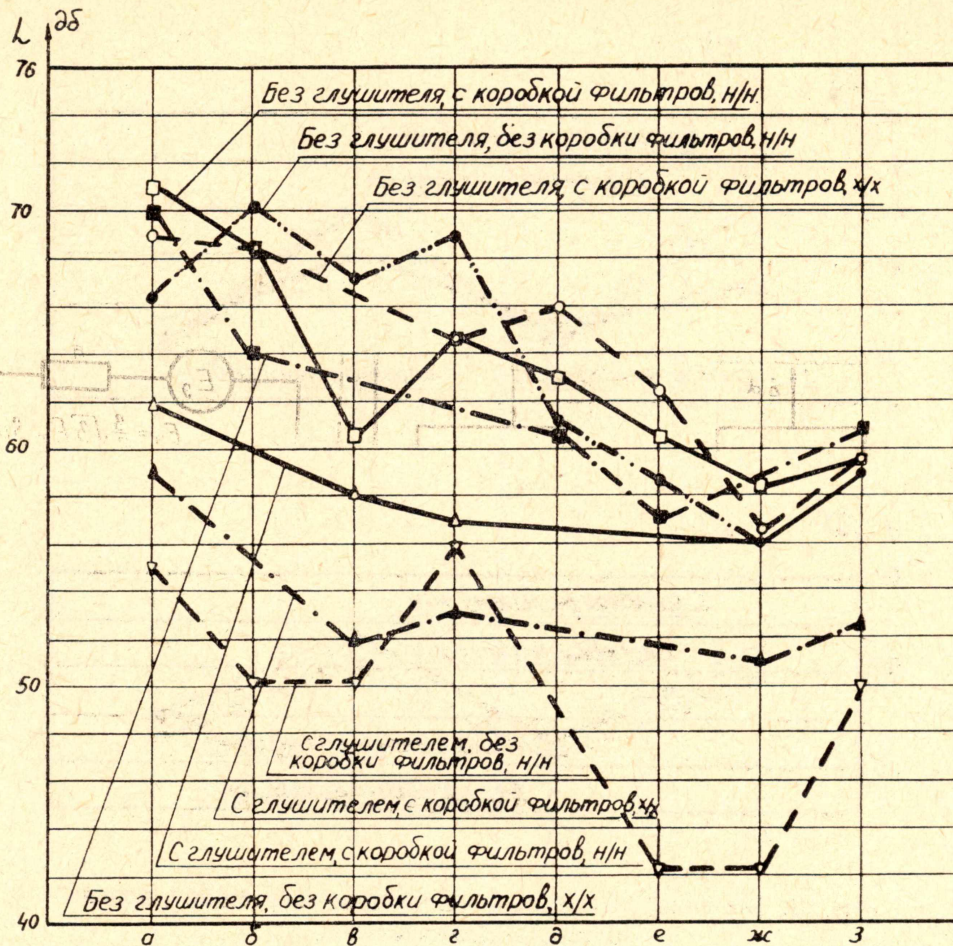


Рис. 4. Влияние элементов конструкций на общий уровень шума преобразователя 3 исполнения:

- а — нормальное исполнение (с колпаками и обоими вентиляторами);
 б — без наружного, но с внутренним вентилятором, с колпаками;
 в — без обоих вентиляторов с колпаками; г — без внутреннего, но с наружным вентилятором и с колпаками; д — без колпаков, но с обоими вентиляторами е — без колпаков, без наружного, но с внутренним вентилятором; ж — без колпаков и без обоих вентиляторов; з — без колпаков, без внутреннего, но с наружным вентилятором

ЛИТЕРАТУРА

1. В. Г. Шпрингман. Магнитный шум электрических машин. Шумы электрических машин, Изд. АН СССР, 1939.
2. В. Целлер. Техника борьбы с шумом, Госстройиздат, 1958.
3. Е. Т. Григорьев. Расчет и конструкция резиновых амортизаторов, Машгиз, 1960.