

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ НЕУРАВНОВЕШЕННОСТИ НА ВИБРАЦИЮ АСИНХРОННЫХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ

В. Т. Тихонов

В настоящее время перед исследователями и заводами-изготовителями электрических машин остро встает задача устранения вибраций, возникающих при работе электродвигателей.

Нормативы на допустимую вибрацию и неуравновешенность асинхронных электродвигателей еще не вошли в государственный общесоюзный стандарт. Но существует ряд проектов норм, введению которых должны предшествовать исследования по выявлению причин, порождающих вибрации, с целью их последующего устранения. По нашему мнению, наиболее рациональным является второй вариант проекта норм на допустимые вибрации асинхронных электродвигателей единой серии, мощностью от 0,6 до 100 кВт и выше, рекомендованный в 1957 г. научно-исследовательским институтом электропромышленности. В проекте норм (табл. 1) электродвигатели подразделяются на два

Таблица 1

Группа	Габарит	Классы (эксплуатационная характеристика)	Скорость вращения (синхронная) об/мин.	Размах коле- баний, мм допустимо (не более)
1	От 3 до 5 включи- тельно	I Высокие требования	3000 1500 1000	3
		II Нормальные требования	3000 1500 1000	25 20 20
2	От 6 до 9 включи- тельно	I Высокие требования	3000 1500 1000	5
		II Нормальные требования	3000 1500 1000	40 35 35

Табл. 1 (продолжение)

Группа	Габарит	Классы (эксплуатационная характеристика)	Скорость вращения (синхронная) об/мин	Размер коле- баний, мк допустимо (не более)
3	От 10 и выше	I Высокие требования	3000 1500 1000	10
		II Нормальные требования	3000 1500 1000	50 45 45

класса по требованиям в отношении вибрации и на три группы по габаритам. Первый класс включает электродвигатели с высокими требованиями в отношении вибрации, а второй класс с нормальными.

Указанные нормы распространяются на асинхронные электродвигатели, подшипники которых встроены в щиты. При выпуске с заводов-изготовителей электродвигатели испытываются на допустимую вибрацию при холостом ходе в незакрепленном состоянии на фундаментной плите или на специальной подставке для двигателей фланцевого исполнения. Испытания проводятся без муфт сцепления и шкивов. В процессе испытаний заменяется размах (двойная амплитуда) колебания подшипниковых опор в горизонтальном, вертикальном и осевом направлениях.

В данной работе приведены некоторые результаты, полученные при исследовании вибрации асинхронных электродвигателей. Перед нами стояла задача выявить причины, в результате которых возникают вибрации и наметить пути их устранения. Для этого были проведены исследования раздельного влияния неуравновешенности ротора, вентилятора и шкива привода на вибрацию асинхронных электрических двигателей. Кроме того, были выявлены вибрации, порождаемые дефектами в подшипниковой паре. Результаты этих исследований представляют определенный интерес как для заводов электропромышленности, так и для заводов горного электромашиностроения.

Исследование вибрации при различной степени сбалансированности ротора, вентилятора и шкива привода проводилось на массивной чугунной плите весом более 200 кг. Устранение влияния вибрации из внешней среды было достигнуто монтажом установки на деревянном основании, лежащем на слое древесных опилок толщиной более 0,5 м. Края основания имели воздушный зазор и не касались стенок ящика для опилок. Измерение вибрации производилось с помощью изготовленного нами виброщупа с пьезоэлементом. Датчик виброщупа при измере-

нии вибрации находился в подвешенном состоянии, был уравновешен противовесом и касался щупом испытуемого места на электродвигателе.

При проведении опытов замер вибрации производился при холостом ходе, причем двигатели обычного типа испытывались в свободном, не закрепленном состоянии. Фланцевые электродвигатели испытывались на специальной подставке. Измерение вибрации производилось с одних и тех же точек подшипника и корпуса испытуемого двигателя. Опыты были проведены с асинхронными электродвигателями типа АОЗ1-2; АОФ4-2 и АШЗ-31-6, выпускаемыми Томским заводом «Сибэлектромотор». Технические данные электродвигателей сведены в табл. 2.

Таблица 2

Тип электродвигателя	Мощность <i>квт</i>	К. п. д.	cos φ	Скорость вращения об/мин.
АОЗ1-2	0,6	76	0,86	2860
АОФ42-2	2,8	84	0,88	2860
АШЗ-31-6	0,25	75	0,68	1000

При подготовке асинхронного электродвигателя к испытанию ротор двигателя подвергался динамической балансировке до величины остаточной неуравновешенности в десятые доли грамм-

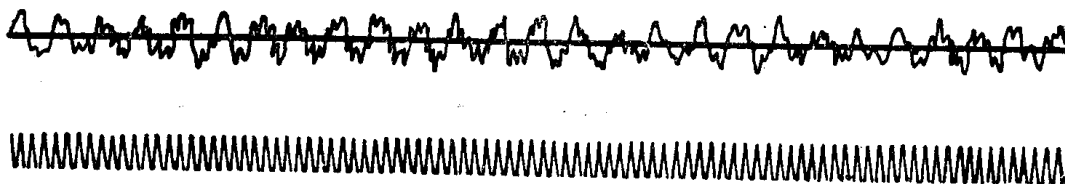


Рис. 1. Виброграмма, снятая с корпуса шарикоподшипника № 304 электродвигателя АОЗ1-2 при динамически уравновешенном роторе. Шкив и вентилятор сняты. Размах колебания 5 мк.

сантиметров. С торцевой части ротор имел гнезда с резьбой для закрепления грузов известного веса. Гнезда были размещены с правой и левой сторон ротора так, что имелась возможность искусственно создавать статическую и динамическую неуравновешенности. При исследовании вибрации, которая порождалась неуравновешенностью ротора, замер и запись показаний производились без вентилятора и шкива привода. Определение величины и характера вибрации производилось путем анализа виброграмм и замера размаха колебаний. Запись вибрации осуществлялась с помощью шлейфового осциллографа с отметчиком времени в 500 гц и скоростью движения пленки 500 мм/сек. Аппаратура для записи вибрации имела линейную характеристику с порогом чувствительности не более 1 мк.

На рис. 1, 2 и 3 приведены виброграммы, снятые с щитов подшипниковых опор электродвигателей АОЗ1-2, АОФ-42-2 и

АШЗ-31-6, для случая, когда их роторы были динамически отбалансированы с остаточной неуравновешенностью менее 0,5 гсм.

Сравним частоту виброзаписей (рис. 1, 2, 3) с частотой кривой отметчика времени. Нижние кривые на виброграммах соответствуют частоте вибрации отметчика, равной 500 гц. Число оборотов электродвигателей АО31-2 и АОФ-42-2 при проведении опытов было равно 2860 об/мин., а АШЗ-31-2—1000 об/мин., что соответствует частоте вращения роторов первых двух дви-

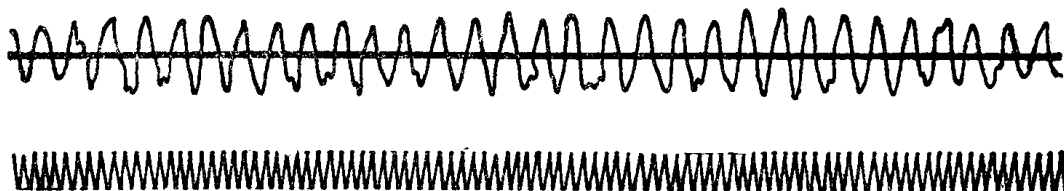


Рис. 2. Виброграмма, снятая с корпуса шарикоподшипника № 306 электродвигателя АОФ42-2 при динамически уравновешенном роторе. Шкив и вентилятор сняты. Размах колебания 7 мк.

гателей — 47,66, а для двигателя АШЗ-31-6 — 16,66 гц. Таким образом, один период вращения ротора для первых двух электродвигателей соответствует отрезку виброзаписи 10,5, а для АШЗ-31-6 — 30 периодов отметчика времени. Анализ результатов указывает на значительное превышение частоты записанных виброграмм над частотой вращения роторов электродвигателей. Вибрация вызвана причинами, не связанными с неурав-



Рис. 3. Виброграмма, снятая с корпуса подшипника скольжения электродвигателя АШЗ-31-6 при динамически уравновешенном роторе. Шкив и вентилятор сняты. Размах колебания 3 мк.

новешенностью ротора. Для виброграмм, представленных на рис. 1, в отрезке виброзаписи, равном одному периоду вращения ротора, насчитывается семь пиков колебаний. Это особенно четко видно на увеличенной кривой вибрации, изображенной на рис. 4. Очевидно, пики в данном случае связаны с толчками и ударами, которые происходят в подшипниковой паре при движении шариков по беговым дорожкам шарикоподшипников электродвигателя. Сказанное также подтверждается анализом виброграмм, снятых с щита подшипника электродвигателя АОФ42-2 (рис. 5). На отрезке виброзаписи соответствующем периоду вращения ротора, имеется восемь пиков максимума амплитуды вибрации, связанных с дефектами в подшипниковой паре. Следует отметить, что число пиков на виброграммах сов-

падает с числом тел качения в шарикоподшипниках. Шарикоподшипник 306, на котором смонтирован электродвигатель АОФ42-2, имеет восемь шариков, а шарикоподшипник 304 — семь шариков.

Иной характер имеет виброграмма, снятая с щита корпуса подшипника скольжения электродвигателя АШЗ-31-6. Вибрации здесь очень малы и объясняются дефектами на вкладышах и шейке вала (рис. 3).

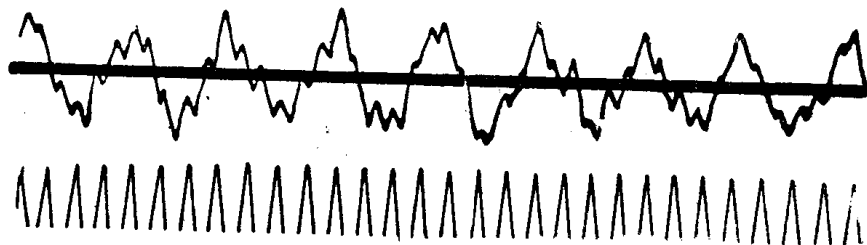


Рис. 4. Увеличенное изображение рис. 1. На отрезке в 10,5 периодов отметчика времени укладывается семь пиков вибрации, что соответствует числу шариков шарикоподшипника № 304.

Опыты по замерам размаха колебаний у электродвигателей, роторы которых были динамически уравновешены (остаточная неуравновешенность менее 0,5 гсм), при снятом вентиляторе и

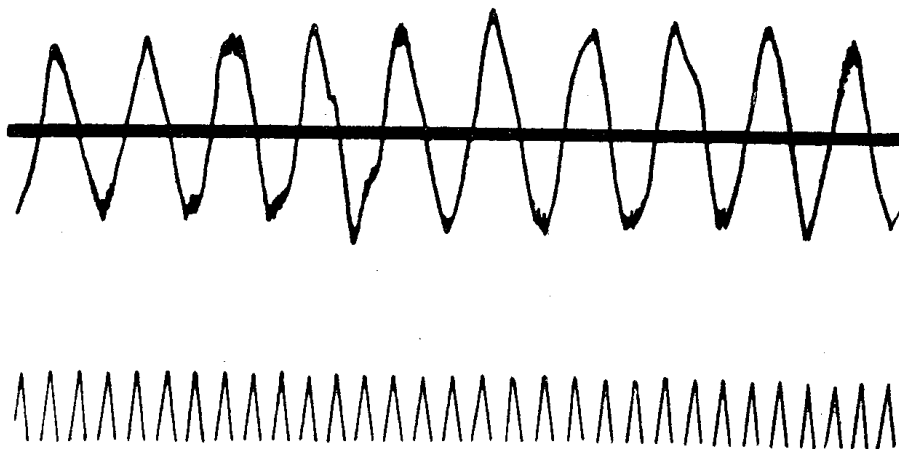


Рис. 5. Увеличенное изображение рис. 2. На отрезке в 10,5 периодов отметчика времени укладывается восемь пиков вибрации, что соответствует числу шариков шарикоподшипника № 306.

шквиве привода показали, что вибрации, связанные с дефектами в подшипниковой паре, лежат в пределах от 3 до 10 мк.

С увеличением скорости вращения ротора величина вибрации двигателя, смонтированного на подшипниках качения, возрастает несколько быстрее, чем вибрация двигателя, собранного на подшипниках скольжения.

На основании вышеизложенного следует, что для изготовления асинхронных электродвигателей по первому классу с раз-

махом колебания 3—5 мк, кроме тщательной динамической уравновешенности ротора, необходимо устранять причины, порождающие вибрации в подшипниковой паре. На первый взгляд кажется, что вибрации, порождаемые дефектами в подшипниковой паре, очень малы и не оказывают существенного влияния на работу электрических приводов. Но это не так. В некоторых случаях они могут вызвать весьма значительные колебания всей системы.

Для выяснения влияния на вибрацию статической и динамической неуравновешенности ротора были проведены опыты на электродвигателях АОЗ1-2 и АОФ42-2, при этом шкивы и вентиляторы были сняты. Измерение вибрации производилось, как было указано выше, с постоянно выбранных точек. Испытуемый двигатель устанавливался на чугунной плите в незакрепленном состоянии, причем ротору электродвигателя искусственно создавалась статическая и динамическая неуравновешенность. При искусственно созданной статической неуравновешенности ротора менее 2 гсм кривые вибрации имели одинаковый характер с кривыми, приведенными на рисунках 1 и 2, величина размаха колебания практически не изменялась. При статической неуравновешенности 2 гсм на кривой вибрации становилось заметным влияние неуравновешенности ротора. Кривая начинала по форме приближаться к синусоиде. При дальнейшем увеличении статической неуравновешенности до 5,5 гсм кривая принимала форму синусоиды с периодом вибрации, равным периоду вращения ротора.

Исследование влияния на вибрацию динамической неуравновешенности ротора электродвигателя АОЗ1-2 показало, что кривые вибрации имеют нестационарный периодический характер. Размах колебаний при неуравновешенности 8,5 и 12 гсм достигал более 40 мк и значительно превышал допустимые нормы.

На основании проведенных исследований можно сделать вывод о том, что величина неуравновешенности 1 гсм в проекте норм НИИ МЭП принята необоснованно. Для сокращения времени и затрат на динамическую балансировку (без ущерба для качества) целесообразно установить допускаемую неуравновешенность роторов в пределах 2 гсм для машин I класса и 5 гсм для машин II класса.

При исследовании влияния вентилятора на вибрацию электродвигателя на динамически отбалансированный ротор, размах колебаний которого не превышал 5 мк, были надеты статически отбалансированные вентиляторы с различными величинами торцового биения. После чего вибрация записывалась с помощью осциллографа на пленку. Кривая вибрации двигателя АОЗ1-2 с надетым на ротор статически отбалансированным вентилятором при отсутствии торцового биения последнего указывает на незначительное увеличение вибрации от действия вентилятора.

Размах колебания не превышает 8 мк. В том случае, когда на ротор электродвигателя АОФ42-2 был надет вентилятор, имеющий осевое биение относительно корпуса, достигающее до 2 мм и более, размах колебания двигателя увеличился до 40 и более микрон. Также значительно увеличивается вибрация электрического двигателя в случае, когда на ротор был надет статически отбалансированный, но не уравновешенный динамически шкив привода.

На рис. 6 приведена виброграмма с корпуса двигателя АОЗ1-2, ротор которого ранее был динамически уравновешен и вибрация была записана на рис. 1. Запись виброграммы производилась после того, как на ротор был надет статически отбалансированный, но не уравновешенный динамически шкив привода. Размах колебания увеличился с 5 до 50 мк и выходил за

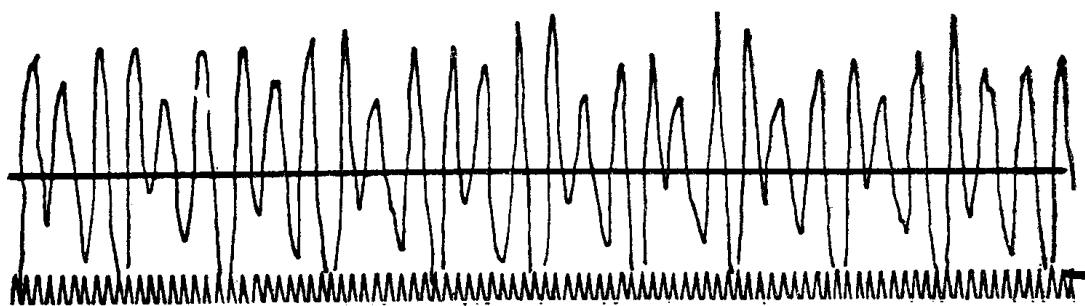


Рис. 6. Виброграмма, снятая с корпуса электродвигателя АОЗ1-2, когда на динамически отбалансированный ротор, был надет шкив привода, отбалансированный статически при снятом вентиляторе. Размах колебания 50 мк.

пределы допустимых нормативов на вибрацию. Вибрация носила нестационарно-периодический характер. После динамической уравновешенности ротора совместно со шкивом привода на балансировочной машине ДБ-4 в пределах неуравновешенности до 2,5 гсм размах колебания корпуса двигателя удалось понизить до 10 мк и в некоторых точках даже менее.

Проведенные исследования вибрации асинхронных электродвигателей позволяют сделать следующие выводы:

1. Вибрация электродвигателя определяется динамической неуравновешенностью вращающихся масс.

2. Нормы, рекомендованные НИИ МЭП на допустимую вибрацию асинхронных электродвигателей единой серии, являются жесткими. Целесообразно увеличение допустимого размаха колебания, особенно для электродвигателей первого класса. Величины допустимой неуравновешенности роторов и вентиляторов не обоснованы и требуют дополнительных исследований.

3. Торцовое биение вентилятора относительно корпуса должно быть сведено до минимума, так как оно является одной из причин увеличения размаха колебаний электродвигателя и порой сводит на нет качественную динамическую балансировку ротора.

4. Шкив привода, отбалансированный статически, может оказаться динамически неуравновешенным, вследствие чего появится значительное увеличение вибрации двигателя.

5. Для уменьшения вибрации электродвигателей необходимо переходить к совместной динамической балансировке ротора, вентилятора и шкива привода.

ЛИТЕРАТУРА

1. Проект норм на допустимые вибрации асинхронных электродвигателей единой серии мощностью от 0,6 до 100 кВт и выше. Научно-исследовательский институт. Министерство электропромышленности Союза ССР, 1957.
 2. Ю. И. Иорш. Измерение вибрации, Машгиз, 1956.
-

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Страница	Строка	Напечатано	Должно быть	По вине
13	1 сн.	7-10	T-10	Корр.
14	13 сн.	R-754	RH-754	»
28	1 сн.	$A_y = \frac{mV_6^2}{2}$	$A_y = \frac{mV_y^2}{2}$	Авт.
34	18—20 сн.		2 — диаграмма колебаний корпуса молотка; 3—диаграмма углового перемещения бура; 4—диаграмма давления воздуха в задней полости цилиндра молотка; 5 — диаграмма давления в передней полости;	
35	1 сн.	Scerving Stienze	Serving Science	Авт.
46	14 сн.	изменения	изменении	Ред.
90—91	Рис. 7 и 8	поменять местами, сохранив на месте подрисовочные подписи		Тип.
97	10 сн.	бурильного молотка	автоподатчика	Авт.
107	2—3 сн.	остановки	остановкой	»
156	2 св.	поверхностей	поверхностной	Корр.
166	14 сн.	разбуренным	пробуренным	Авт.
179	9 св.	кинетическую	кинематическую	Корр.
189	5 св.	(59—200 мм)	(50—200 мм)	»
192	10 сн.	расширится	расширителя	Тип.
197	1 св.	кинетики	кинематики	Корр.
198	3—6 св.	Строку пятую читать	после второй строки	Тип.
199	14 сн.	кинетики	кинематики	Авт.
212	12 св.	Л. Б. Левенмон	Л. Б. Левенсон	Авт.
219	3 сн.	$A = a + h . . . + h.$	$A = a + h . . . + h. (16)$	Корр.
223	3 св.	$- \left(30 \frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 + 5$	$- 30 \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 + 5$	Тип.
224	19—20 св.	увеличилась	увеличивалась	Корр.
229	10 св.	АОФ4-2	АОФ42-2	Авт.
243	11 св.	1, 15	1, 5	Корр.