

МАШИНОСТРОЕНИЕ

М. А. ЕСАЯН, А. В. ХЕЧУМЯН, Г. С. МАРТИРОСЯН

К ВОПРОСУ СТАБИЛИЗАЦИИ КАЧЕСТВА СТАНКОВ

Характеристики станков, взятые по множеству образцов одной модели, имеют, как правило, существенное рассеивание, связанное с нестабильностью технологического процесса изготовления деталей и сборки. Так, измерениями жесткости шпиндельного узла, проведенными по 50 вертикально-фрезерным станкам с крестовым столом шириной 400 мм, было установлено отношение предельных величин, равное 3 при 100%-ной и 6 при 30%-ной нагрузке; большой разброс при меньшей нагрузке подчеркивает нестабильность качества стыков.

Шум шпиндельной головки этих станков при максимальной скорости вращения имел разброс в пределах 77-85 дБ, отличающийся по среднеквадратическому уровню звукового давления в 2,5 раза. Известно, что температура головного шпиндельного подшипника, потери холостого хода, износ деталей, период сохранения точности и др. изменяются от образца к образцу.

С технологическими дефектами изготовления тесно коррелирована и вибрация холостого хода станка, что следует из физических представлений о взаимодействии подвижных пар в механизмах, о передаче вибрации стыками и доказывается разбросом виброхарактеристик отдельных образцов. На рис. 1 представлена суммарная виброскорость V_{Σ} , измеренная в поперечном направлении на гильзе шпинделя при различной скорости его вращения (n об/мин) на упомянутых вертикально-фрезерных станках (в семи случаях). Интересно, что в случае № 3 обнаружен был дефект переднего подшипника электродвигателя, после устранения которого виброскорость представлена характеристикой № 1. Из рис. 1 следует, что при 600 об/мин V' изменялась в 2,7 раза, а при 31,5 об/мин, даже без учета случая № 3,— в 6 раз.

Естественно, что зависимость различных характеристик работоспособности от технологических дефектов делает их взаимно коррелированными, однако вибрация холостого хода выгодно отличается от прочих (например, температуры) тем, что своим комплексным спектром—ориентированными в пространстве векторами отдельных частотных составляющих—несет многочисленную информацию о ее источниках (дефектах). Отсюда, вибрация является достаточно обобщенным критерием оценки качества изготовления, позволяющим не

только контролировать состояние станка, но и диагностировать его дефекты.

Нормирование вибрации все шире применяется для различных вращающихся машин (ГОСТ 16921-71; DIN 45665; VDI 2056; ISO 2372), давно используется в случаях, когда вибрация непосредственно влияет на функционирование машины (например, в гидромоторах, морских электромашинных). Взгляд на вибрацию, как на носитель информации о качестве изготовления, независимо от значимости ее вредного действия, делает содержательным ее нормирование для самых различных типов станков.

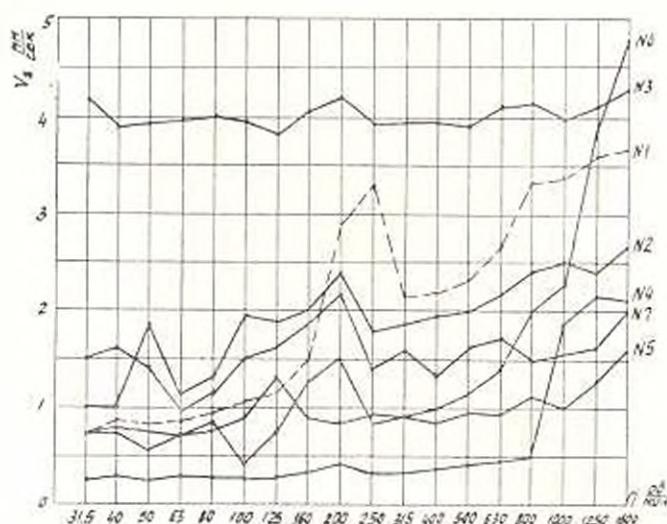


Рис. 1. Зависимость суммарной виброскорости от скорости вращения шпинделя для семи фрезерных станков.

Представляется целесообразной следующая последовательность операций технологии стабилизации качества выпускаемых станков:

а) контроль суммарной вибрации ($V_s = \sqrt{\sum V_i^2}$, где V_i — составляющие спектра, в том числе и случайные) каждого станка или ответственного узла, выполняемый в идентичных условиях при минимальном количестве режимов и контрольных точек на простой контрольной установке сборщиками или ОТК;

б) вибродиагностика дефектов станков или узлов, не удовлетворяющих норме, с использованием соответствующей аппаратуры и заранее разработанных приемов, режимов, контрольных точек, алгоритмов принятия решений, — специально подготовленным персоналом заводской лаборатории.

Усилия, таким образом, сводятся к снижению значимых, в основном и определяющих повышенную суммарную вибрацию, составляющих

спектра. Уровни значимости целиком определяются [1] нормой на суммарную вибрацию и количеством значимых составляющих с учетом суммирования квадратов их эффективных значений. Это, однако, не исключает специального подхода к некоторым составляющим спектра. Например, рекомендуется [2,3] нормировать составляющие спектра, близкие к частотам неустойчивых форм колебаний.

Успех нормирования суммарного сигнала зависит от его чувствительности к возможно большему набору дефектов. В этом плане небезразлично, какой из трех показателей—вибросмещение, виброскорость или виброускорение—принять в качестве контролируемой величины.

Дефекты вращающихся деталей в станках порождают спектр, как правило, в полосе частот $10 \div 1000$ Гц. Низкочастотная область включает частоты вращения с гармониками и отражает дисбалансы, несоосности, эксцентricности, перекосы. Высокочастотная область включает основные частоты и гармоники пересопряжения зубьев передач, перемещения и верчения шаров и подшипников, магнитные шумы электродвигателя и отражает дефекты, связанные с эгом. Шум станка определяется высокочастотной областью спектра

На рис. 2а представлена диаграмма корреляционной зависимости между двумя случайными величинами—суммарным виброускорением (a_z) и среднеквадратическим уровнем звукового давления (p), измеренными одновременно и взятыми по семи вертикально-фрезерным станкам при всех скоростях вращения шпинделя. Коэффициент корреляции оказался 0,90 (в доверительных границах $0,87 \div 0,93$ с вероятностью 0,95) и указывает на почти функциональную связь виброускорения и шума.

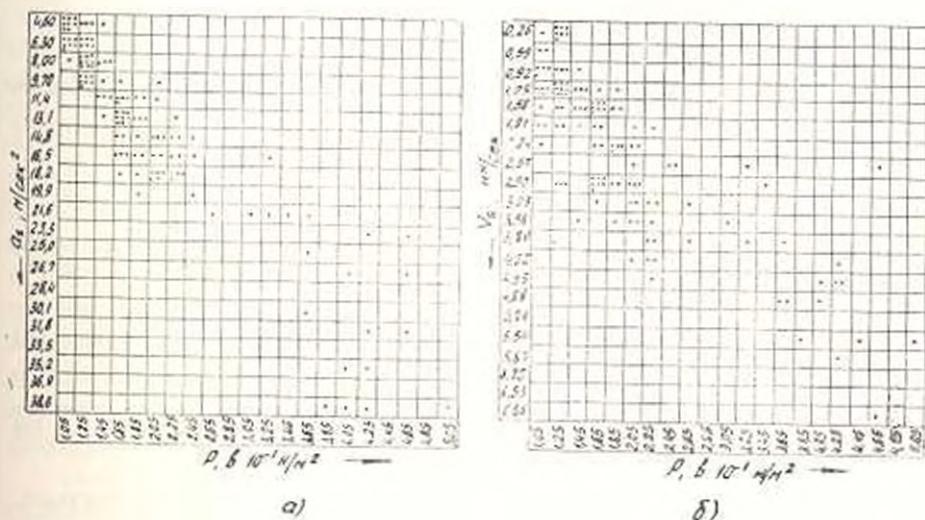


Рис. 2. Диаграммы корреляционной зависимости между среднеквадратическим давлением и:

- а) суммарным виброускорением;
- б) суммарной виброскоростью.

Предположим, что в качестве диагностического сигнала принимается a_2 . Очевидно, минимально значимой будет составляющая $0,3 a_2$, поскольку прибавление любой меньшей изменит a_2 менее, чем в $\sqrt{1+0,3^2} \approx 1,05$ раза, т. е. пренебрежимо мало. При этом, в низкочастотной области спектра этой граничной для контроля величине $0,3 a_2$ соответствует вибросмещение, равное

$$\frac{0,3 a_2}{(2\pi f_{\min})^2} \quad (1)$$

Для рассмотренных вертикально-фрезерных станков средняя величина a_2 при 1600 об/мин составляет примерно 3 м/сек^2 , и расчет по (1) при $f_{\min} = 20 \text{ Гц}$ показывает, что вибросмещения порядка $0,5 \text{ мк}$ окажутся неконтролируемыми, хотя, как известно [4], качественным фрезерным станкам отвечают вибрации на уровне $0,01 - 0,03 \text{ мк}$. Таким образом, сигнал виброускорения нечувствителен к дефектам, выражающимся низкочастотной вибрацией.

Предположим теперь, что в качестве диагностического сигнала принимается суммарное вибросмещение S_2 . Легко показать, что значимой величине $0,3 S_2$ в высокочастотной области соответствует виброускорение, значительно превышающее величины, в которых реально выражаются существенные дефекты, приводящие к повышенному шуму. Например, при $S_2 = 20 \text{ мкм}$ уже при $f = 300 \text{ Гц}$ имеем

$$0,3 S_2 (2\pi f)^2 = 23 \text{ м/сек}^2, \quad (2)$$

что превышает величины даже суммарного виброускорения, приведенные выше.

Сравним характеризующее чувствительность ко всему диапазону дефектов отношение (K) двух крайних (в диапазоне $10 - 1000 \text{ Гц}$) спектральных составляющих, находящихся на соответствующих представляемым ими дефектам уровнях значимости ($0,3 S_2$ для составляющей 10 Гц ; $0,3 a_2 - 1000 \text{ Гц}$), принимая для конкретности приведенные здесь $a_2 = 8 \text{ м/сек}^2$ и $S_2 = 20 \text{ мкм}$. При условии измерения:

$$\text{виброускорения} \quad K_a = \frac{0,3 S_2 (2\pi f_{\min})^2}{0,3 a_2} = 40 \frac{S_2}{a_2} f_{\min}^2 = 10^{-2}; \quad (3)$$

$$\text{вибросмещения} \quad K_S = \frac{0,3 S_2}{0,3 a_2 / (2\pi f_{\max})^2} = 40 \frac{S_2}{a_2} f_{\max}^2 = 10^2; \quad (4)$$

$$\text{виброскорости} \quad K_V = \frac{0,3 S_2 \cdot 2\pi f_{\min}}{0,3 a_2 / (2\pi f_{\max})} = 40 \frac{S_2}{a_2} f_{\min} f_{\max} = 1. \quad (5)$$

Отсюда видно, что виброскорость обладает решающим преимуществом, поскольку соразмеряет чувствительность диагностического сигнала к максимальному набору дефектов. Например, при среднем уровне значимости по виброскорости $0,3 V_2$, равном $0,5 \text{ м/сек}$ (рис. 1), окажут-

ся учтенными составляющие вибросмещения (в худшем случае при $f=10$ Гц) 8 мкм и виброускорения (в худшем случае при $f=1000$ Гц) 3 м/сек^2 , что соответствует значимости дефектов.

Чувствительность суммарной виброскорости V_s к дефектам, порождающим шум, хорошо иллюстрируется экспериментально полученной диаграммой ее корреляционной зависимости с среднеквадратическим уровнем звукового давления p (рис. 2,б). Коэффициент корреляции оказался достаточно высоким — 0,78 (в доверительных границах 0,70 и 0,84 с вероятностью 0,95).

Нормирование и контроль суммарной виброскорости холостого хода станка или его узла хорошо согласуется с общей тенденцией по нормированию вибрации машины (ISO 2372), где вводятся классы вибрации именно по виброскорости, с субъективной реакцией человека на вибрацию (нормируемый уровень обратно пропорционален частоте [4], т. е. определяется виброскоростью), с приближенной равнозначностью действия на долговечность разночастотных колебаний с равной скоростью [5].

В станках традиционно измеряют вибросмещения инструмента относительно заготовки (например, [4]), справедливо полагая, что они отражаются на формообразование детали (наряду с геометрической точностью движений и статическими деформациями от сил резания). Эта характеристика станка — вибросмещение при резании — определяется устойчивостью динамической системы, включающей процесс резания, режимами резания, свойствами заготовки, состоянием и особенностями инструмента (например, периодическим возбуждением с частотой врезания зубьев фрезы). Из вибрации холостого хода, как показано в [3], подчеркиваются те составляющие, которые близки к неустойчивым формам колебаний при резании, остальные же, наоборот, могут ослабляться (аналогия с действием резонансного фильтра). Автоколебания при резании с предельной стружкой возникают на частотах, близких к собственным частотам узлов и, по данным [3], величина предельной стружки и амплитуда при резании коррелированы (с коэффициентами 0,78 и 0,65, соответственно) с амплитудой составляющих на этих частотах при холостом ходе. Поскольку составляющие на собственных частотах всегда значимы в суммарной вибрации холостого хода, то последняя, полностью не отражая виброхарактеристику при резании, тесно с ней коррелирована. При этом следует указать, что с точки зрения резания важны не только низкочастотные вибросмещения, но и колебания на высоких частотах, так как стойкость инструмента определяется скоростью колебаний [2].

Таким образом, изложенное позволяет прийти к выводу, что виброскорость абсолютных колебаний узлов станка при холостом ходе является наиболее универсальным индикатором вибрации для целей диагностики широкого спектра дефектов.

Заводская норма суммарной виброскорости узла станка определяется как статистическая характеристика по представительной выборке

станков, гарантирующей с высокой вероятностью процент риска, т. е. процент станков, подлежащих вибродиагностике и исправлению обнаруженных дефектов.

Для шпиндельной бабки вертикально-фрезерного станка, структурная сетка которой показана на рис. 3, контроль виброскорости осуществляется в трех направлениях (по осям координат станка) на переднем конце выдвинутой в среднее положение гильзы шпинделя, т. е. в ближайшей к инструменту зоне, при трех скоростях вращения

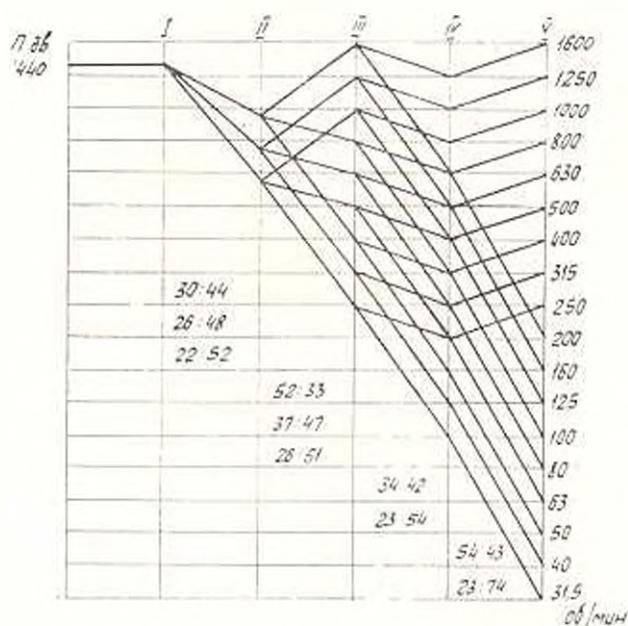


Рис. 3. Структурная сетка шпиндельной бабки фрезерного станка.

шпинделя. Назначение трех скоростей диктуется стремлением к упрощению процедуры контроля и необходимостью охвата всех звеньев кинематики (тройные блоки зубчатых передач).

В режиме 31,5 об/мин преобладает вибрация привода и звеньев первых валов, при 160 об/мин выделяется вибрация промежуточных валов и понижающей передачи, а в режиме 1600 об/мин подчеркиваются дефекты шпиндельного узла и повышающей передачи. Выбор во втором случае 160, а не 200 об/мин обуславливается необходимостью включения пары 26 : 48 между валами I—II, в то время как пара 30 : 44 уже включается при 1600 об/мин. Контроль в этих условиях одновременно дает и первичную информацию для последующей диагностики (при ее необходимости). Так, в случае № 3 (рис. 1) дефекты следует искать в области привода, в случае № 6—шпиндельного узла, а в случае № 1—вала III и понижающей передачи.

Результаты измерения заносятся в специальный формуляр. Измере

ние осуществляется пьезоакселерометрами, отличающимися малыми габаритами, удобством установки (вплоть до прижима рукой) и плоской частотной характеристикой во всем рассматриваемом диапазоне частот. Чувствительность датчика типа ППА-9, равная 280 мВ/g позволяет при измерении виброскорости $0,05 \text{ мм/сек}$ (на порядок ниже уровня значимости) на минимальной частоте 10 Гц получить сигнал $0,1 \text{ мВ}$, что, как правило, значительно выше уровня шумов на входе широкополосных усилителей. Измерение может производиться комплектом аппаратуры типа ВА-2, либо любым широкополосным усилителем с входным сопротивлением не менее $4 \div 5 \text{ МОм}$, к выходу которого через интегрирующую RC-цепочку включается электронный квадратичский вольтметр.

Нормы суммарной виброскорости отдельных узлов станка могут существенно различаться по величине, оказаться даже несоизмеримыми, но тем не менее отражать существенные дефекты в соответствующих им узлах. Так, виброскорость отдельно взятого шпиндельного узла чувствительна к дефектам прецизионных шпиндельных подшипников и деталей, определяющих условия их монтажа, что крайне важно для таких характеристик станка, как длительное сохранение точности, нагрев и долговечность шпиндельного узла. Например, изменение некруглости отверстия гильзы в месте посадки переднего двухрядного роликового подшипника приводило к увеличению V_x шпиндельного узла с $0,1$ до $0,2 \text{ мм/сек}$. Естественно, что виброскорость всей шпиндельной бабки, находящаяся на уровне $2 \div 5 \text{ мм/сек}$ (рис. 1), нечувствительна к подобным изменениям условий работы шпиндельного подшипника, так как она, в основном, определяется двигателем, коробкой скоростей, дисбалансами шестерни-маховика и шпинделя. Поэтому шпиндельный узел должен контролироваться отдельно при его обкатке после узловой сборки, норма его виброскорости столь же значима для стабилизации качества, как и на порядок большая норма шпиндельной бабки в целом.

Относительно второй операции—вибродиагностики—отметим, что, поскольку целью является выявление дефектов с последующей заменой (исправлением) детали либо соответствующей настройкой регулируемых элементов, то основными классификационными признаками должны быть сборочная единица (например, зубчатое колесо, шарикоподшипник, электродвигатель) и элементы взаимного положения (например, натяг подшипника, перекос зубчатого колеса, прилегание стыка). Если шарикоподшипник комплектуется во время сборки, то его дефекты классифицируются более дифференцированно (шары, кольца, сепаратор). При этом не ставится задача подмены средств размерного контроля—важно лишь распознать дефектную деталь, являющуюся причиной значимой спектральной составляющей. После ее извлечения любые измерения можно легко осуществить отработанными средствами размерного контроля. В плане замены дефектной детали с минимальным объемом сборочных работ важнее, например, указать, какое из двух зубчатых колес передачи дефектно, чем предсказать действительную причину повышенной вибрации на частоте пересоприжения зубьев.

Изменение резонансных свойств упругой системы, воспринимающей силовые воздействия дефектных вращающихся элементов, также является следствием дефектов изготовления (например, плохой пригонки или затяжки стыков). В случае выявления значимой составляющей на собственной частоте системы важно различить ее причину—дефекты, возбуждающие резонанс, от дефектов, изменяющих резонансные свойства (демпфирование, собственную частоту).

Созданию производственной системы вибродиагностики узла должно предшествовать его детальное исследование, заключающееся в разработке или применении моделей возбуждения вибрации отдельными элементами (пример—[6]), выявлении частотных характеристик узла, выработка ограниченного количества приемов, позволяющих выделять дефекты (отключение некоторых зубчатых блоков коробки скоростей, изменение скорости вращения, измерение эллипсов вибрации [7] отдельных составляющих ортогональными вибродатчиками и др.). Например, исследование влияния на составляющую виброскорости с частотой вращения шпинделя четырех дефектов: дисбаланса шпинделя 1 (рис. 4), дисбаланса и эксцентриситета начальной окружности шестер-

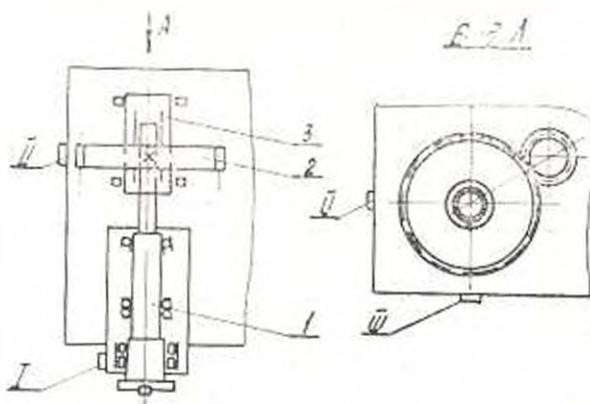


Рис. 4. Расположение точек измерения составляющей частоты вращения на шпинделе.

ни-маховика 2, несоосности шпинделя с полым шлицевым валом 3, — позволило установить простые приемы разделения этих дефектов. Достаточно сравнить амплитуды составляющей, измеренные в точках I и II, чтобы большая из них указала на дефектную деталь (1 или 2, соответственно), поскольку коэффициент влияния на соответствующую точку оказался впятеро выше, чем на противоположную. Далее, достаточно сравнить составляющие, измеренные в точках II и III путем, например, получения фигуры Лиссажу (эллипса вибрации), чтобы разделить дисбаланс и эксцентриситет начальной окружности детали 2, поскольку дисбаланс порождает вращающийся вектор вибрации, а эксцентриситет — пульсирующий в точке зацепления, обуславливающий [1] неравенство осей эллипса вибрации. Наконец, оказалось, что несоосность дета-

лей 1 и 3 (в пределах реально возможной несоосности) влияет слабо, поскольку компенсируется введенным зазором по базирующему диаметру шлицевого соединения.

Диагностическая операция, в принципе, может целиком выключаться на универсальной аппаратуре, основу которой составляют узкополосные анализаторы гетеродинного (С4-12, СК4-26, С5-3) и резонансного (Ф510, Ф582, В6-4) типов вместе с описанной выше аппаратурой для измерения виброскорости. Основными требованиями к диагностической процедуре являются быстрота принятия решений в условиях производства и их статистическая достоверность.

Поступило 20.VI 1975.

Մ. Ա. ԵՍԻԱՅԱՆ, Ա. Վ. ԽԵՈՒՐՅԱՆ, Գ. Ս. ՄԱՐՏԻՐՈՅԱՆ

ՀԱՍՏՈՑՆԵՐԻ ՈՐԱԿԻ ԿԱՅՈՒՆԱՑՄԱՆ ՀԱՐՅԻ ՇՈՒՐՋԸ

Ս. Վ Փ Ո Փ Ո Ւ Մ

Հաստոցի պարապ ընթացքի թրթուումը դիտվում է որպես պատրաստման ու հավաքման որակի ունիվերսալ ցուցանիշ, որը հնթակա է նորմավորման ու ստուգման և ինֆորմացիա է կրում անսարքությունների մասին: Ցույց է տրված, որ թրթոսարագությունը բարձր զգայնություն ունի տարրեր անսարքությունների նկատմամբ: Գումարային թրթոսարագությունը նորմալից դուրս լինելու դեպքում հաստոցը հնթակա է թրթոսդիագնոստիկայի՝ անսարքությունները հայտնաբերելու ու վերացնելու նպատակով: Կնդիրը լուծված է սպեկտրալ հետազոտության հիման վրա:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Авакян В. А., Бровман Я. С., Демирчян К. С., Шмутер С. Л. Вибрация и дисбаланс электрической машины. «Электротехника», №7, 1974.
2. Кудинова В. А. Динамика станков. Изд. «Машиностроение», М., 1967.
3. Есаян М. А. Исследование колебаний и устойчивости системы (ППД) в их взаимосвязи при непрерывном резании. Докторская диссертация, Ереван, 1974.
4. Baxter R., Bernhard D. Vibration—an indicating tool. «Mechanical Engineering», v. 90, №3, 1968.
5. Beurteilungsmaßstäbe für mechanische Schwingungen von Maschinen. VDI—Richtlinien, №2056, August, 1960.
6. Бровман Я. С., Демирчян К. С., Шмутер С. Л. О зависимости спектра вибрации от форм дефектов асинхронного электродвигателя. «Известия АН Арм ССР, серия техн. наук», т. XXVI, №3, 1973.
7. Бровман Я. С., Демирчян К. С., Шмутер С. Л. Диагностика источников вибрации асинхронного двигателя. «Электротехника», №1, 1973.