

МАШИНОСТРОЕНИЕ

А. В. ХЕЧУМЯН

ВИБРАЦИОННЫЙ КОНТРОЛЬ  
ШПИДЕЛЬНОГО УЗЛА СТАНКА

Шпиндель металлорежущего станка является наиболее ответственным узлом, определяющим точностные характеристики, надежность их сохранения, результаты обработки, температурный режим и динамическое качество станка.

Как известно, величина суммарной виброскорости является достаточно универсальным критерием качества изготовления узла станка, позволяющим также дифференцированно выявлять дефекты деталей и сборки. Это особенно важно для шпинделя, уровень вибрации холостого хода которого мал по сравнению с общей вибрацией главного привода и станка в целом, и акустический контроль отдельно взятого шпиндельного узла осложнен малым уровнем его шума по сравнению с фоном. Отсюда, контроль виброскорости отдельного шпиндельного узла во время его обкатки представляется необходимой операцией, предшествующей общему виброконтролю станка. Только на этой стадии сигнал суммарной вибрации чувствителен к определяющим качество дефектам изготовления и сборки шпинделя.

Вибросостояние полностью описывается пространственным спектром виброскорости и частотной характеристикой узла. На рис. 1 приведен спектр виброскорости в направлении  $X$ , измеренный в области головного подшипника шпинделя бесколесно-фрезерного станка. Конструктивная схема шпиндельного узла ясна из рис. 2. Измерения проводились пьезоакселерометрами типа ППА-9 с однократным интегрированием сигнала в сочетании с узкополосным гетеродинным анализатором спектра типа С4-12 (полоса пропускания  $\approx 3,5$  Гц на уровне 3 дБ) и использованием в качестве опорного сигнала частоты вращения импульсов фотодатчика.

Предварительным расчетом, на основе известных кинематических соотношений [1] для подшипников качения с учетом комбинационных частот [2] от взаимодействия его элементов, были определены ожидаемые частоты дискретного спектра в функции частоты вращения, указанные в табл. 1.

Таблица 1

Наименование дефекта	Частоты
Дисбаланс сепаратора	$f_c$
Разноразмерность тел качения по взаимодействию с дефектом неподвижного кольца	$k f_c$
Разноразмерность тел качения по взаимодействию с дефектом вращающегося кольца	$k f_{\text{отн}} = k(f_n - f_c)$ $f_{\text{отн}} = k(f_n - f_c) \pm f_n$
Дефект неподвижного кольца	$k f_{\text{отн}} = k(f_n - f_c) \pm f_n$
Взаимодействие дефектов неподвижного и вращающегося колец	$k f_{\text{отн}} = k f_c z_{\text{тк}}$ $k f_{\text{вкн}} = k(f_n - f_c) \pm f_{\text{тк}}$
Дефект вращающегося кольца	$k f_{\text{отн}}$
Некруглость тел качения	$f_{\text{вкн}} = k f_{\text{вкн}} \pm f_n$
	$k f_{\text{ткн}} = k f_{\text{тк}}$
	$f_{\text{ткн}} = k f_{\text{тк}} - f_c$
	$f_{\text{ткн}}$

В табл. 1 частоты сепаратора  $f_c$  и тел качения  $f_{\text{тк}}$  выражаются через частоту  $f_n$  вращения нижеследующими соотношениями: для радиально-упорного подшипника

$$f_c = \frac{f_n}{2} \left( 1 - \frac{d_{\text{тк}}}{D_c} \cos \beta \right); \quad f_{\text{тк}} = f_c \left( 1 + \frac{D_c}{d_{\text{тк}}} \cos \beta \right);$$

для упорного подшипника

$$f_c = \frac{f_n}{2}; \quad f_{\text{тк}} = f_c \frac{D_c}{d_{\text{тк}}},$$

где  $d_{\text{тк}}$  — диаметр тел качения;  $D_c$  — диаметр сепаратора по оси центров тел качения;  $\beta$  — угол контакта.

Путем точного измерения частоты (цифровым частотомером) обнаруженных составляющих, сопоставления с набором ожидаемых частот, выявления зависимости от изменения частоты вращения  $n$ , в ряде случаев, путем синхронизации с опорным сигналом, были идентифицированы практически все составляющие. На рис. 1 сплошными, пунктирными и штрих-пунктирными линиями изображены составляющие, соответственно принадлежащие каждому из трех подшипников шпинделя, а под осью абсцисс даны обозначения, указывающие на источник возбуждения. Как следует из рисунка, спектр оказался достаточно богатым, и многие из ожидаемых составляющих проявились в спектре конкретного шпинделя. На том же рисунке показаны кривые изменения амплитуды спектральных составляющих при изменении их частоты, отображающие амплитудно-частотную характеристику шпиндельного узла; кривые получены плавным изменением скорости вращения шпинделя. Сопоставление формы частотной зависимости с интенсивностью линий показывает, что спектральные составляющие расположены, в основном, в областях резонансов, иными словами, огибающая спектра подобна амплитудно-частотной характеристике. Этот вывод показывает, что суммарная виброскорость ( $V_z$ ) складывается из участков спектра в резонансных

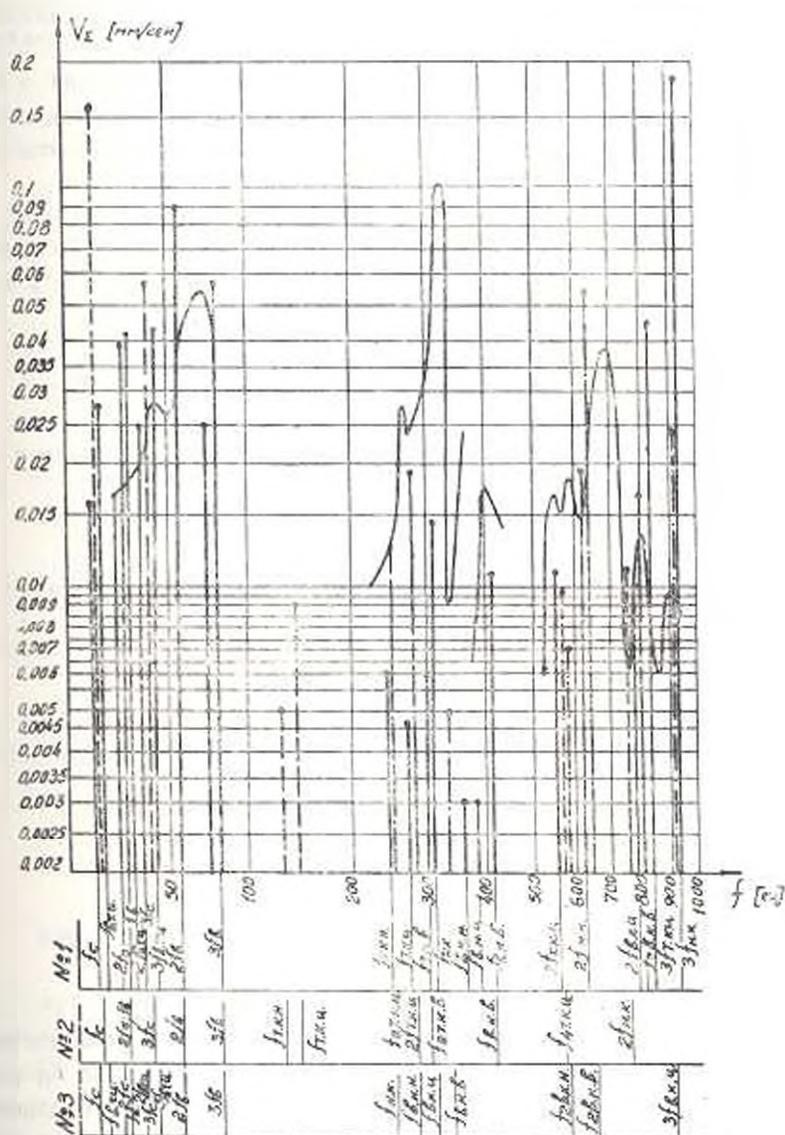


Рис 1

областях и чувствительна к дефектам тогда, когда соответствующие им спектральные составляющие попадают в эти области. Уровень  $V_v$  определяется как интенсивностью возмущений от дефектов, так и резонансными свойствами системы (демпфированием, или добротностью  $Q$ ).

С другой стороны, вибрации станка при резании возникают в большой степени на собственных частотах шпиндельного узла и зависят от тех же факторов: от добротности резонансов при вынужденных колебаниях вследствие воздействий прерывистого резания, а также от ин-



тенсивности возбудителей колебаний холостого хода при автоколебательных режимах непрерывного резания [3].

Таким образом, технологические дефекты изготовления и сборки выражаются как в изменении резонансных свойств узла, так и во внесении периодических силовых воздействий, порождающих соответствующие колебания.

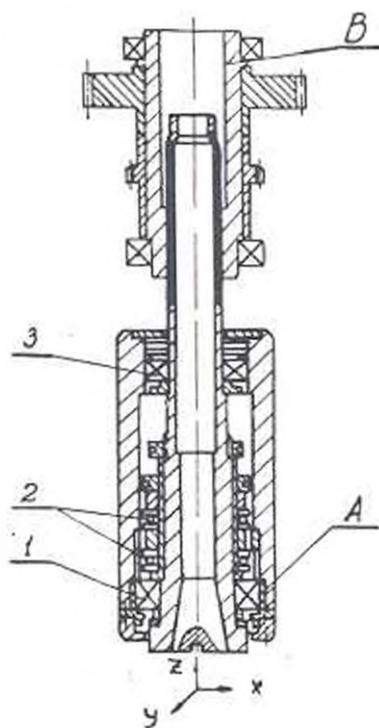


Рис. 2

Зависимость резонансных свойств от дефектов проиллюстрируем изменением частоты и добротности резонанса в области 311 Гц (рис. 1) в функции некруглости посадочной поверхности А под головной подшипник (рис. 2). Внесение трехгранности с максимальным отклонением 10 мкм привело к изменению резонансной частоты  $\omega_p$  на 9 Гц и увеличению добротности  $Q$  примерно вдвое. Ясно, что параметры  $\omega_p$  и  $Q$  зависят также от регулирования осевого натяга подшипников.

Интересным примером возникновения резонанса вследствие дефекта является параметрический резонанс из-за эксцентрисичности нерабочей поверхности В приводной шлицевой втулки (рис. 2). В партии шлицевых головок была обнаружена резко повышенная вибрация при 800 об/мин, причем при всех других скоростях вращения уровень вибрации был существенно ниже. Несмотря на то, что собственная частота этой втулки с посаженной шестерней-маховиком находится в пределах  $f_c = 40 \div 45$  Гц, наблюдался явно выраженный резонанс в области частоты 13,3 Гц. Анализ показывает, что модель движения адекватно описыва-

ется дифференциальным уравнением с переменной жесткостью  $c$ , определяемой деформацией втулки как оболочки. При этом

$$c = k\delta, \quad (1)$$

где  $\delta$  — переменная толщина втулки в направлении постоянно действующей силы зубчатого зацепления;  $k$  — коэффициент, зависящий от материала и расчетных условий.

Выражая  $\delta$  через наружный ( $D$ ) и внутренний ( $d$ ) диаметры, эксцентриситет  $e$  и текущий угол поворота  $\alpha = \omega t$ , можно получить (1) в виде

$$c = k \left\{ \frac{D-d}{2} - \frac{d}{2} \cos \left[ \arcsin \left( \frac{2e}{d} \sin \omega t \right) \right] + e \cos \omega t \right\}^2, \quad (2)$$

После разложения (2) в ряд Маклорена и учета первых двух членов имеем

$$c = k\delta_0^2 (\delta_0 - 3e \cos \omega t), \quad (3)$$

где  $\delta_0 = \frac{D-d}{2}$  — средняя толщина втулки.

Уравнение свободных колебаний

$$m\ddot{x} + cx = 0$$

после подстановки (3) и  $\omega t = 2\tau$  примет вид уравнения Матье:

$$\frac{d^2x}{d\tau^2} + (a - 2q \cos 2\tau)x = 0, \quad (4)$$

где

$$a = \frac{4k\delta_0^2}{m\omega^2} = 4 \left( \frac{\omega_c}{\omega} \right)^2; \quad q = 1,5 \frac{e}{\delta_0} a; \quad \omega_c = \sqrt{\frac{k\delta_0^2}{m}}.$$

Поскольку основная частота переменной составляющей усилия зацепления (в правой части уравнения движения) совпадает с частотой изменения переменного коэффициента, возникает резонанс если параметры  $a$  и  $q$  попадают в одну из зон неустойчивых решений уравнения Матье по известной [4] диаграмме Айриса-Стретта (рис. 3). Действительно, при  $\omega_c = 2\pi(40 \div 45) \text{ сек}^{-1}$  и  $\omega = 2\pi 13,3 \text{ сек}^{-1}$  имеем  $a = 36 \div 46$ , и области граничных значений  $q$ , выделенной на рис. 3 пунктирной линией, при  $\delta_0 = 13 \text{ мм}$  соответствуют по (4) значения эксцентриситета в интервале  $1,2 \div 3,5 \text{ мм}$ , в ней и оказались имевшие место смещения ( $e = 1,5 \div 2,2 \text{ мм}$ ). Параметры  $a$  и  $q$ , соответствующие скоростям вращения  $1000, 1250$  и  $1600 \text{ об/мин}$ , попадают в зоны устойчивости (точки на рис. 3), что также соответствовало действительности.

Приведенные выше примеры показывают влияние дефектов на резонансные свойства; в табл. 2 иллюстрируется зависимость возмущающих воздействий от характера и величины дефекта.

Таблица 2

Характер и величина дефекта	Составляющие $k/f_{нк}$					
	$k=1$		$k=2$		$k=3$	
	$V_{нзм}$	$V_c$	$V_{нзм}$	$V_c$	$V_{нзм}$	$V_c$
Исходное состояние	0,011	1,0	0,019	2,7	—	—
Односторонняя деформация 13 мкм, 5%	0,031	3,4	0,019	1,5	0,031	0,4
Эллипсность 50 мкм	0,220	5,7	0,280	39,0	0,036	0,4
Трехгранность 10 мкм	0,089	9,6	0,100	5,2	0,018	2,3

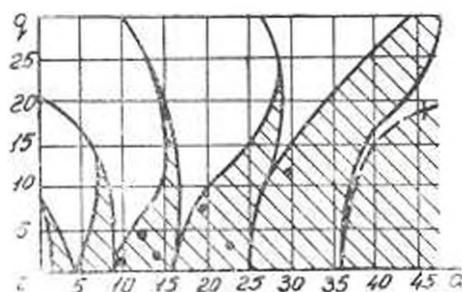


Рис. 3

В табл. 2 для составляющих ( $k/f_{нк}$  — см. табл. 1) дефекта формы неподвижного кольца приведены величины виброскорости, измеренные в зоне головного подшипника ( $V_{нзм}$  в мм/сек), и те же величины в относительных единицах ( $V_c$ ), приведенные к входному воздействию с учетом резонансной характеристики системы. Дефекты различной формы и величины вносились деформированием поверхности  $A$  (рис. 2). Из табл. 2 следует, что любое искажение формы приводит к существенному увеличению воздействия на основной частоте — растет  $V_c$  в 3,4–9,6 раза для  $k=1$ . При этом внесение эллипсности существенно подчеркивает вторую гармонику (39,0 против 2,7 в исходном состоянии для  $k=2$ ), а трехгранность увеличивает долю третьей гармоники в спектре (2,3 по отношению к 0,4 для  $k=3$ ).

Приведенные выше соображения о вибросостоянии шпиндельного узла позволяют организовать его производственный вибрационный контроль как две последовательные операции:

1. Измерение и контроль по суммарной виброскорости  $V_c$ .
2. Анализ суммарной виброскорости дефектных шпинделей.

Первая операция требует задания таких режимов вращения, при которых все ожидаемые спектральные составляющие попадают в ту или иную известную резонансную область. Для рассматриваемого здесь шпиндельного узла сопоставление таблицы частот ожидаемых составляющих с выявленными частотными зонами резонансов позволило установить, как минимум, три контрольных режима из ряда чисел оборотов шпинделя (200, 630, 1600 об/мин). Измеренная суммарная виброскорость сопоставляется со статистически установленной нормой, в соответ-

ствии с которой шпиндели отбраковываются и сортируются (например, исполнения обычного и повышенного качества).

Вторая операция предполагает диагностику причин превышения  $V_2$  установленной нормы. Для этого необходимо выделить области спектра, в которых частотные составляющие наиболее значимы по своим величинам, затем выполнить разделение резонансной характеристики и возмущающего воздействия, т. е. измерить  $Q$  и  $V_c$ , и, наконец, увязать найденные величины с технологическими дефектами на основе заранее выработанных приемов распознавания (например, сопоставлением измеренной частоты с таблицей ожидаемых частот дефектов, сравнением величин гармоник).

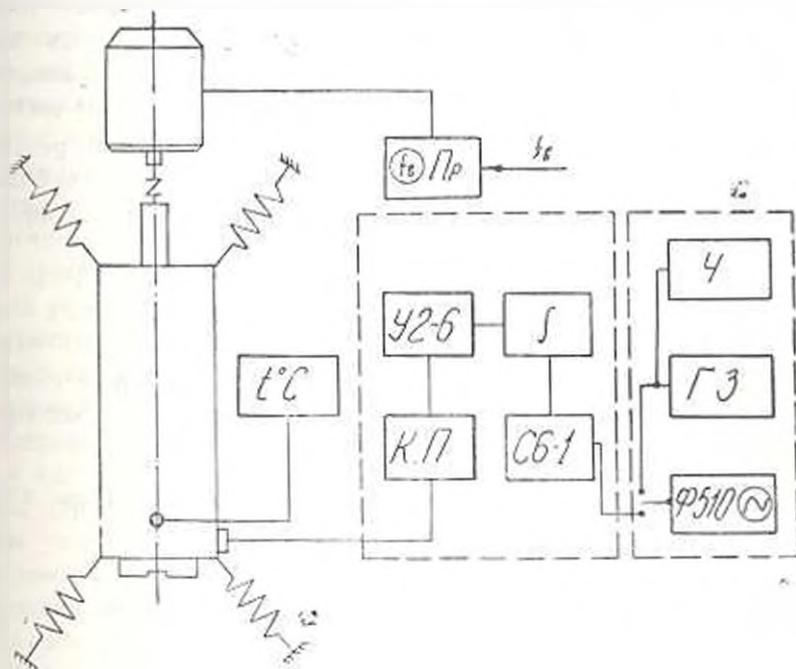


Рис. 4

На рис. 4 показана схема производственной установки, позволяющей осуществлять вибрационный контроль шпиндельных узлов и ряд диагностических операций. Шпиндель устанавливается в зарезонансном подвесе для виброизоляции от внешних возбудителей и приводится во вращение через торсионный вал от двигателя постоянного тока с индикацией частоты вращения  $f_v$  и регулируемым приводом. Сигнал, пропорциональный виброускорению, преобразуется пьезоакселерометром типа 1ПЛ-9 чувствительностью  $250 \text{ мВ/г}$  и через катодный повторитель (КП) с входным сопротивлением более  $4 \text{ МОм}$ , широкополосный усилитель (У2-6) и интегратор поступает на вход измерителя нелинейных искажений (СБ-1). Последний настраивается на подавление составляющей, соответствующей частоте вращения  $f_n$ , и своим квадратичным вольтметром измеряет суммарную виброскорость  $V_2$  всех составляющих спектра, кроме подавляемой. Подавление  $f_n$  необходимо для

выделения сигнала, чувствительного к дефектам независимо от величины дисбаланса шпинделя (т. е. линии  $f_n$ ), часто определяющего  $V_c$ . Вместе с измерителем температуры нагрева шпинделя ( $^{\circ}\text{C}$ ) описанная аппаратура составляет блок контроля.

Отдельно выделен блок анализа, который состоит из резонансного анализатора (индикатор нуля типа Ф510) с регулируемой добротностью в пределах 3 : 10 и электроннолучевой трубкой, звукового генератора и цифрового частотомера. При минимальной добротности резонатор, аналогично полосовому фильтру, позволяет быстро обнаружить частотные зоны значимых составляющих. После обнаружения такой зоны путем плавного изменения частоты вращения шпинделя значимая спектральная составляющая совмещается с резонансной частотой  $\omega_p$  упругой системы (контроль — по максимуму сигнала на экране Ф510), и затем в режиме с максимальной добротностью анализатор подстраивается на эту же частоту. С помощью генератора и частотомера производится точное измерение величин  $\omega_p$  и  $V_p$  в резонансе. Далее, обеспечивая путем изменения скорости вращения небольшую расстройку  $\Delta\omega$  и измеряя при этом величину  $V_{\Delta\omega}$  составляющей, получаем возможность определить:

$$Q = \frac{\omega_p \sqrt{(V_p/V_{\Delta\omega})^2 - 1}}{2\Delta\omega}; \quad V_c = \frac{V_p}{Q}.$$

Таким образом, осуществляется разделение резонансных свойств  $Q$  и величины  $V_c$  возбуждения от дефекта. Измеренные частоты используются для выявления природы дефекта.

Чаренцавашский станкостроительный завод

Поступило 4.XI.1974.

Ա. Վ. ԽԵՇՄՅԱՆ

## ՀԱՍՏԱՅԻ ԻՎԱՅԻՆ ՀԱՆԳՈՒՅՑԻ ԻՐԲՈՒՄՍՈՒՄԻՐԻՐ

Ս. Վ Փ Ո Փ Ո Վ

Իլային հանգույցի իրիտափիճակի որոշումը կատարվում է իրիտան տրադուկյան սարածական սպեկտրի փերլումոթյան հիման վրա Ցույց է տրված սխեմեի սեզոնանսային հասկոթյունների կախումը հետազոտվող հանգույցի թերություններից:

Թերված է թերություններից առաջացած սեզոնանսի օրինակ: Իլային հանգույցի իրիտափիճակի հաակաշոթյունը Ցույց է տալիս կազմակերպել տրադրական իրիտատուրում հասուկ սարբափորման միջոցով:

## ЛИТЕРАТУРА

1. Подшипники качения. Справочное пособие под ред. Н. А. Сивилева и А. П. Справинского. «Машино», М., 1961.
2. Бродман Я. С., Давыдов К. С., Шварц С. Я. Модель амбрании асинхронного электродвигателя. Известия АН АрмССР (серия Г. Н.), т. XXV, № 3, 1972.
3. Кудряков В. А. Динамика станков. Изд. «Машиностроение», М., 1967.
4. Прочность, устойчивость, колебания. Справочник, под ред. Н. А. Биргера и Я. Г. Пановко, т. 3, изд. «Машиностроение», М., 1968.