

Рис. 3. Зависимость жесткости и демпфирования резьбового соединения передачи винт-гайка качения от силы предварительного натяга

сила предварительного натяга должна составлять 0,5...1,5 кН.

Было также установлено, что оптимальное соотношение между жесткостью и демпфированием передачи винт-гайка качения способствует повышению устойчивости процесса фрезерования. Это выразалось уменьшением амплитуды относительных колебаний инструмента и обрабатываемой заготовки, что обеспечивало снижение параметров шероховатости обрабатываемой поверхности и увеличение стойкости режущего инструмента (на 20...30 %).

Таким образом, проведенные исследования подтвердили возможность улучшения динамических характеристик упругой системы привода подач станков с ЧПУ за счет регулировки предварительного натяга в передаче винт-гайка качения, обеспечивающей оптимальное соотношение между жесткостью и демпфированием.

ЛИТЕРАТУРА

1. Повышение демпфирования колебаний в приводе подач станков с числовым программным управлением: Методические рекомендации. — М., 1975. — 45 с.
2. Модзелевский Л.А., Соловьев А.В., Лонг В.А. Многооперационные станки. — М., 1981. — 261 с.
3. Чернявский П.М., Локтев В.И. Количественные оценки рассеивания энергии механических систем//Изв. вузов. Машиностроение. — 1979. — № 3.

УДК 621.914.4-86

В.Ф.ГОРОШКО, канд.техн.наук (БПИ),
Н.А.КОЗЛОВСКИЙ, канд.техн.наук (АН БССР)

УЛУЧШЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИВодОВ ПОДАЧ ФРЕЗЕРНЫХ СТАНКОВ

Уровень вибрации при работе фрезерных станков в большой мере зависит от демпфирующей способности приводов подач. Установлено, что демпфирование, создаваемое потерями на трение в направляющих исполнительных меха-

низмах и конструкциях приводов, незначительно. Повысить динамическую устойчивость системы за счет увеличения этих потерь сложно.

В данной работе рассмотрен вариант динамического гашения колебания системы путем рациональной частотной настройки двух взаимосвязанных функциональных звеньев самого привода (одно колебательное звено относительно второго является динамическим гасителем колебаний).

Теоретические и экспериментальные исследования проводились на приводе подачи станка мод. 6М610Ф2-1 с ЧПУ, состоящего из двухступенчатого понижающего редуктора 1 и шарико-винтовой передачи 2 (рис. 1, а). В процессе исследований [1] установлено, что главным колебательным контуром этого привода является первое звено с массой исполнительного механизма m_1 , жесткостью c_1 шарико-винтовой передачи и коэффициентом h_1 потерь на вязкое трение в направляющих. Оно связано непосредственно со вторым звеном, включающим вращательное движение винта с приведенной массой m_2 , жесткостью c_2 цепи динамической системы и обобщенным коэффициентом h_2 потерь на трение в конструкции привода. Как показали исследования, последующие звенья динамической цепи существенного влияния на колебательные процессы в приводе не оказывают, так как их собственные частоты на порядок превышают частоту колебаний первого звена, а жесткости значительно больше жесткостей c_1 и c_2 . В приводе конечное звено имеет заделку со стороны электродвигателя с ротором достаточно большой массы. Расчетная схема привода может быть представлена в виде двухмассовой системы (рис. 1, б).

При теоретических исследованиях ставилась задача определить зависимость виброустойчивости привода от соотношений масс m_1 и m_2 , жесткостей c_1 и c_2 , коэффициентов демпфирования h_1 и h_2 . Выбор оптимальных параметров осуществляли исходя из обеспечения наибольшего запаса устойчивости по фазе γ на логарифмической амплитудно-фазовой характеристике (ЛАФЧХ) системы. На основании передаточной функции установлено, что γ привода определяется соотношением постоянных времени ко-

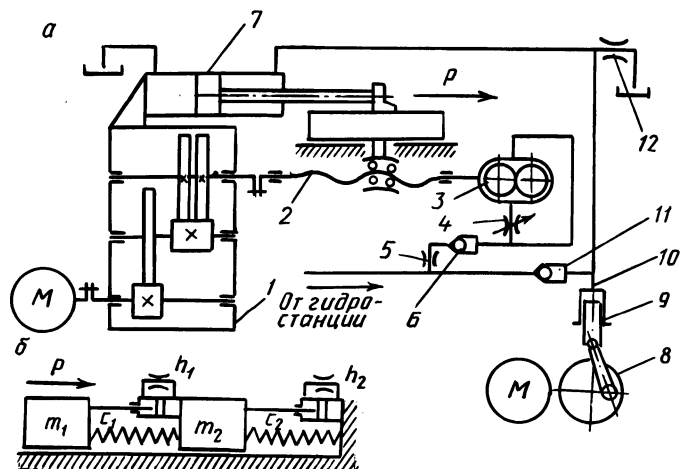


Рис. 1. Гидрокинематическая (а) и расчетная (б) схемы привода подачи с вибратором

лебательных звеньев, их коэффициентов демпфирования и коэффициентом усиления $K_c = c_2 / (c_1 + c_2)$. Анализ системы показал, что увеличение коэффициента h_1 потерь на вязкое трение в направляющих исполнительного механизма приводит к увеличению γ . Однако повышенные требования к точности установочных перемещений привода и его КПД не позволяют реализовать требуемый γ за счет увеличения этих потерь. Обобщенный коэффициент h_2 , определяющий относительный коэффициент демпфирования системы ξ , неоднозначно влияет на динамическую устойчивость привода. Существует оптимальное значение этих коэффициентов, при котором его γ максимальный. Значение коэффициента ξ и наиболее рациональное соотношение постоянных времени звеньев определялись по ЛАФЧХ разомкнутой системы. Анализ этих характеристик, полученных при различных соотношениях жесткостей и оптимальной частотной настройке колебательных контуров привода, показал, что зависимость постоянной времени второго звена от других параметров системы, при которых запас устойчивости по фазе максимальный, может быть описана уравнением

$$T_2 = 2T_1 / (1 + \sqrt{K_c}), \quad (1)$$

где $T_1 = \sqrt{m_1/c_1}$ и $T_2 = \sqrt{m_2/c_2}$ – постоянные времени соответственно первого и второго колебательных звеньев.

Уравнение (1) с достаточной для практических расчетов точностью описывает настройку колебательных контуров в широком диапазоне изменения коэффициента усиления K_c .

Зависимость относительного коэффициента демпфирования ξ от коэффициента K_c имеет вид

$$\xi = 0,034 + 1,21\sqrt{K_c} - 1,161K_c. \quad (2)$$

Регулирование значения ξ можно осуществить за счет создания потерь на вязкое трение во втором звене в виде дросселирования потока масла. С учетом того что основным элементом звена является вращающийся винт, эти потери можно создать с помощью подключения к нему гидравлического источника энергии, например шестеренного насоса 3 (см. рис. 1, а). Напорная и всасывающая его полости сообщались между собой через регулируемый дроссель 4. Подпитка утечек в гидросистеме производилась от насоса гидростанции, входящей в комплект станка, через сопротивление 5 и обратный клапан 6.

Получено, что подача насоса 3

$$q = \sqrt[3]{0,768T_2c_2\xi f v / \rho}, \quad (3)$$

где f – площадь отверстия дросселя, см^2 ; v – линейная скорость движения нагнетательного устройства насоса, $\text{см}/\text{с}$; ρ – плотность масла, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Рассматриваемый способ демпфирования привода может быть использован как при вращательном, так и при поступательном движении масс, и поэтому в качестве демпфирующего устройства может устанавливаться не только насос, но и гидроцилиндр. В связи с этим уравнение (3) дано в общем виде и в него введена линейная скорость v . Применительно к насосу она может быть заменена частотой вращения ротора.

Как видно из уравнений (1) ... (3), для определения оптимальных парамет-

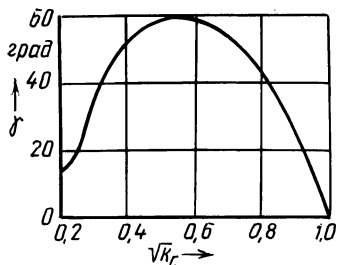


Рис. 2. Зависимость максимального запаса устойчивости по фазе от коэффициента усиления по соотношению жесткостей привода

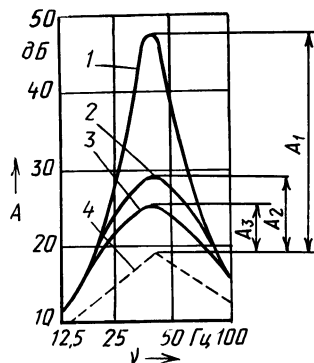


Рис. 3. Частотные характеристики замкнутой системы привода подачи

Шток цилиндра закреплялся на столе с помощью кронштейна. При движении стола обратный клапан подпитки 11 закрывался и масло из напорной полости цилиндра поршнем вытеснялось на слив через дроссель 12, за счет сопротивления которого создавалась постоянная составляющая нагрузки на привод.

Генерация переменной составляющей нагрузки осуществлялась с помощью кривошипно-шатунного механизма. С помощью плунжера 9 создавалось синусоидальное изменение расхода масла через дроссель. Возникающие при этом колебания давления передавались на привод в виде пульсации входного воздействия. Частота колебаний изменялась с помощью двигателя постоянного тока. Вибратор создавал постоянную нагрузку до 10 кН. Амплитуда колебаний усилия настраивалась в пределах 0,1...0,5 кН. Частота этих колебаний регулировалась в диапазоне от 5 до 150 Гц.

На основании экспериментальных данных были построены логарифмические амплитудно-частотные характеристики системы привода при различной частотной настройке второго колебательного звена. На рис. 3 показана амплитудная характеристика системы при рассогласованной частотной настройке звеньев с отношением постоянных времени $T_2/T_1 = 0,275$ и $\xi \ll 1$ (кривая 1). Из приведенного графика видно, что уровень колебаний рабочего органа в области резонансной частоты ν (40 Гц) по отношению к асимптотической характеристике 4 достаточно высок ($A_1 = 28$ дБ). Уменьшение жесткости второго звена и увеличение отношения постоянных времени системы T_2/T_1 способствовали снижению уровня колебаний. Так, например, на рис. 3 показана характеристика привода при $c_2 = 0,903$ кН/мкм и $T_2/T_1 = 1,025$ (кривая 2). Как видно, амплитуда колебаний при этом составила $A_2 = 10$ дБ. Кривой 3 представлена частотная характеристика привода при оптимальной частотной настройке звеньев с отношением $T_2/T_1 = 1,05$ и $c_2 = 540$ Н/мкм. При этом амплитуда уменьшилась до $A_3 = 7$ дБ.

При сравнении частотных характеристик, приведенных на рис. 3, видно, что, несмотря на снижение статической жесткости второго колебательного звена с 14,3 до 0,54 кН/мкм, суммарная динамическая жесткость привода уменьшилась незначительно, так как частота собственных колебаний системы снизилась с 40 до 39,2 Гц. Демпфирование при этом существенно увеличилось, поскольку амплитуда колебаний рабочего органа уменьшилась на 21 дБ.

Как показали исследования, при рассогласовании оптимального с точки зрения динамики соотношения параметров звеньев системы ($T_2/T_1 = 0,275$) максимальная амплитуда колебаний скорости рабочего органа достигала 0,125...0,15 см/с при амплитуде колебаний нагрузки 0,1 кН. При настройке системы в соответствии с ранее приведенными математическими зависимостями ($T_2/T_1 = 1,05$) амплитуда виброскорости уменьшилась до 0,02...0,05 см/с, т. е. более чем в 3...4 раза. При испытании привода на станке мод. 6М610Ф2-1 в процессе резания получены аналогичные данные.

Таким образом, выведенные математические зависимости дают возможность определять параметры системы, близкие к оптимальным в отношении максимального демпфирования привода подач станка, без сложных инженерных расчетов и построения частотных характеристик.

Предложенный в данной работе способ оптимальной частотной настройки функционально связанных звеньев привода подач является эффективным средством повышения демпфирования и снижения уровня колебаний динамической системы фрезерных станков.

Разработанные рекомендации могут быть также использованы для улучшения динамического качества не только фрезерных, но и других станков.

ЛИТЕРАТУРА

1. Козловский Н.А. Исследование виброустойчивости привода подач фрезерно-расточного станка//Станки и инструмент. — 1980. — № 5. — С. 11–13.
2. Козловский Н.А., Зайкин М.П., Вовнейко И.И. Стенд для определения частотных характеристик фрезерно-расточных станков//Изв. АН БССР: Сер. физ.-техн. наук. — 1980. — № 3.

УДК 621.822.75:531.3

И.И.ДЬЯКОВ, канд.техн.наук,
М.А.ШТЕЙНБУК (БПИ)

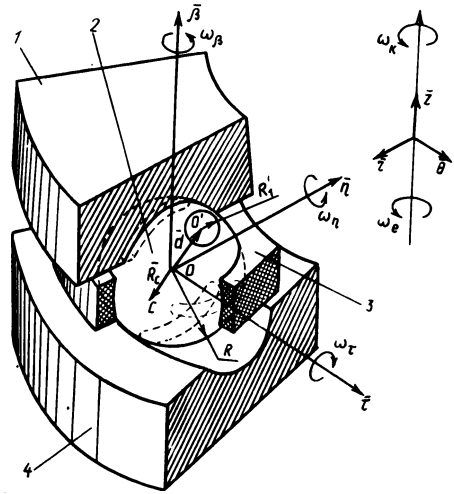
ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ШАРИКОВ В УПОРНОМ ПОДШИПНИКЕ С УЧЕТОМ ВОЗМОЖНОГО НЕСОВМЕЩЕНИЯ ЦЕНТРА МАСС И ЦЕНТРА СФЕРЫ

Целью настоящей работы является исследование характера движения шариков в подшипнике с учетом возможной его динамической несбалансированности, одной из причин которой может быть несовмещение его центра масс и геометрического центра, а также выявление возможности влияния этого фактора на долговечность подшипников.

Центр масс шарика по ряду причин (неоднородность структуры металла, погрешности термической обработки, штамповки или прокатки шариков и т. д.) может не совпадать с его геометрическим центром, однако в настоящее время не только не осуществляется контроль шариков по этому параметру, но и отсутствуют теоретические исследования его влияния на эксплуатационные показатели подшипников качения.

В качестве объекта исследования условно примем шарик радиусом R , имеющий раковину сферической формы радиусом R' , центр которой не

Рис. 1. К динамическому анализу движения шарика в упорном подшипнике; 1 – подвижное кольцо; 2 – шарик; 3 – сепаратор; 4 – неподвижное кольцо



совпадает с центром сферы (рис. 1). Составляющие вектора абсолютной угловой скорости шарика ω_η , ω_β и ω_τ могут быть определены из динамического анализа движения его в рабочей зоне.

Полная система уравнений движения шарика получится при рассмотрении поступательного и орбитального движений центра масс в цилиндрической системе координат $\bar{z}\bar{r}\bar{\theta}$ и вращательного движения шарика вокруг центра сферы в системе координат $\bar{\eta}\bar{\beta}\bar{\tau}$, как показано на рис. 1.

Запишем уравнение движения центра масс шарика следующим образом [1]:

$$\Sigma \bar{F} = m a_c, \quad (1)$$

где m – масса шарика.

Вектор ускорения центра масс \bar{a}_c представим в виде

$$\bar{a}_c = \bar{a}_0 + \frac{d\bar{\omega}}{dt} \bar{R}_c + \bar{\omega}(\bar{\omega} \bar{R}_c), \quad (2)$$

где \bar{a}_0 – вектор ускорения геометрического центра; $\bar{\omega}$ – вектор абсолютной мгновенной скорости вращения шарика относительно центра сферы; \bar{R}_c – радиус-вектор центра масс сферы.

Ускорение центра сферы в цилиндрической системе координат имеет вид [1]

$$a_{0z} = \ddot{z}; \quad a_{0r} = \ddot{r} - r\dot{\theta}^2; \quad a_{0\theta} = r\ddot{\theta} + 2\dot{r}\dot{\theta}, \quad (3)$$

где $\dot{\theta} = \omega_e$ – угловая скорость переносного вращения центра шарика.

С учетом принятого допущения об отсутствии колебаний шарика в радиальном направлении уравнения (3) при условии $\omega_e = \text{const}$ примут вид:

$$a_{0z} = \ddot{z}; \quad a_{0r} = -r\omega_e^2; \quad a_{0\theta} = 0.$$

Уравнение (1) с учетом выражения (2) и формулы двойного векторного произведения в матричном виде выразится следующим образом: