

Автор ерр.  
п 58

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО  
ОБРАЗОВАНИЯ УССР

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ  
ИМЕНИ М.В.ЛОМОНОСОВА

---

Аспирант В.И. ПОПОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ НА УСТОЙЧИВОСТЬ АЛМАЗНО-  
РАСТОЧНОГО СТАНКА ПРИ ОБРАБОТКЕ  
КОНСОЛЬНЫМ ИНСТРУМЕНТОМ

Переучет 1988

А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научные руководители –  
доктор технических наук,  
профессор Е.Б. ЛУНЦ,  
кандидат технических наук,  
старший научный сотрудник  
В. А. КУДИНОВ

Одесса – 1967

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО  
ОБРАЗОВАНИЯ УССР

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ  
имени М.В.ЛОМОНОСОВА

---

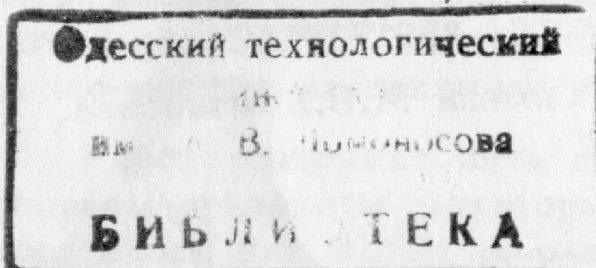
Аспирант В.И. ПОПОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ НА УСТОЙЧИВОСТЬ АЛМАЗНО-  
РАСТОЧНОГО СТАНКА ПРИ ОБРАБОТКЕ  
КОНСОЛЬНЫМ ИНСТРУМЕНТОМ

А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научные руководители -  
доктор технических наук,  
профессор **Е.Б. ЛУНЦ**,  
кандидат технических наук,  
старший научный сотрудник  
В. А. КУДИНОВ



ОНАХТ 29.06.12  
Исследование на усто

Одесса - 1967



v001284

Одесский технологический институт имени М.В.Ломоносова направляет Вам для ознакомления автореферат диссертационной работы аспиранта В.И. Попова на тему „Исследование на устойчивость алмазно-расточного станка при обработке консольным инструментом“, представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук.

Защита состоится „ 31 “ марта 1967 г.

Ваши отзывы и замечания в 2-х экземплярах просим направлять по адресу: г. Одесса, ул. Свердлова, 112, Одесский технологический институт имени М.В.Ломоносова.

Ученый секретарь Совета (Л.А.ЗАПОРОЖЕЦ)

Работа выполнена в лаборатории динамики станков при кафедре сопротивления материалов, динамики и прочности машин Одесского технологического института имени М.В.Ломоносова.

## В В Е Д Е Н И Е

В новом пятилетнем плане (1966-1970 гг.) намеченном XXIII съездом КПСС, предусмотрено увеличение выпуска металлорежущих станков в 1970 году до 220-230 тыс. штук. В структуре выпуска станков должны произойти существенные качественные изменения: при общем росте выпуска металлорежущих станков за пятилетие на 23% выпуск расточных станков предполагается увеличить на 75%, автоматов и полуавтоматов токарных - на 55%, шлифовальных - на 54%, прецизионных станков всех групп - на 64%.

При резании металлов на металлорежущем станке часто приходится сталкиваться с явлением вибраций. Они нарушают нормальный процесс резания, ухудшают качество обрабатываемой поверхности, ведут к поломке резца, влияют на износ резцов и точность работы станка. Чрезвычайно вредны вибрации в алмазно-расточных станках, к которым предъявляются особенно высокие требования по точности и качеству поверхности обрабатываемых отверстий.

В данной работе была поставлена задача создания программы расчета на виброустойчивость алмазно-расточного станка с консольным инструментом. Внедрение такой методики расчета в практику конструирования может дать ощутимый экономический эффект. В работе все основные результаты доведены до такого состояния, что ими можно легко пользоваться.

Тема работы возникла на базе содружества лаборатории динамики станков ОТИ имени М.В.Ломоносова с Одесским заводом радиальных станков. Исследования проводились в направлении, продиктованном потребностями завода, и в целом имеют прикладное значение: формулы и рекомендации могут быть применены конструкторами и технологами при решении задач о колебаниях консольных борштанг, установленных на алмазно-расточных головках упомянутого завода.

Работа содержит пять глав, заключение и приложение; в последнем приведены некоторые вспомогательные материалы и программы для ЭЦВМ, а также кратко изложены результаты расчета на устойчивость бесконсольного многорезцового алмаз-

но-расточного станка ОС-880; расчет выполнен в стадии проектирования станка.

## ГЛАВА I

Краткий обзор основных работ по исследованию вибраций при резании металлов

В главе рассматриваются теории, объясняющие возникновение вибраций металлорежущих станков. Наибольший интерес представляют работы советских ученых Н.А. Дроздова, А.И. Каширяна, А.П. Соколовского, Д.Н. Решетова, В.А. Кудинова, М.Е. Эльясберга и др. Рассмотрены также работы зарубежных ученых И. Тлусты, С.А. Тобаса и др.

Главное внимание уделено основам динамики станков, разработанным в ЭНИМСе В.А. Кудиновым. Изучение литературы показывает, что колебания в металлорежущих станках обусловлены многими причинами, однако для определенных типов станков в большинстве случаев действуют только отдельные причины.

Исследованиями колебаний консольного инструмента посвящены работы Л.Б. Эрлиха, Н.Н. Панова, Л.К. Кучмы, Яо Липина, В.Ф. Реввы и др. Рассмотрение работ этих авторов показывает, что исследование вибраций консольного инструмента проводилось в основном в экспериментальном плане, что привело к выявлению ряда важных закономерностей. Более или менее тщательного теоретического исследования статических и динамических характеристик упругой системы шпindelь-борштанга расточного станка не проводилось, а применяемые до сих пор решения не всегда верны и далеко не исчерпывают вопроса.

В первой главе рассмотрена также типичная конструкция шпindelной головки Одесского завода радиальных станков и отмечены некоторые закономерности, характерные для этих узлов.

Отмеченные закономерности были учтены при выборе расчетных схем и при построении окончательных формул с сохранением параметров, характерных для консоли.

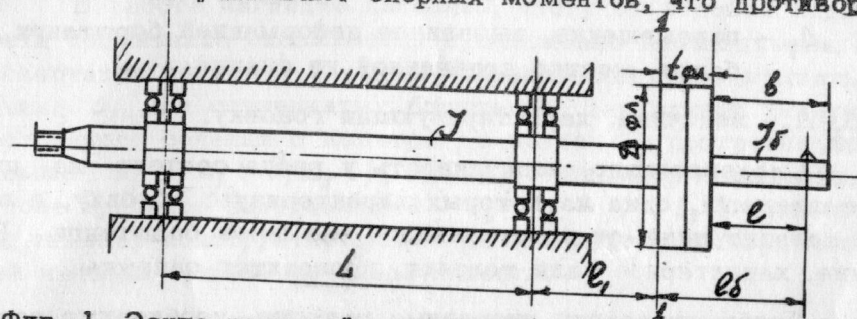
## ГЛАВА II

Статический расчет упругой системы шпindelь-борштанга алмазно-расточного станка

Начало исследованиям жесткости металлорежущих станков положено трудами советских ученых. Большие работы по расчетному и экспериментальному определению жесткости металлорежущих станков провели К.В. Вотинов, А.П. Соколовский, Д.Н. Решетов, Б.С. Балакшин, В.С. Корсаков и др. Требования практики выдвигают необходимость дальнейшего развития этого учения в связи с проблемой повышения точности обработки.

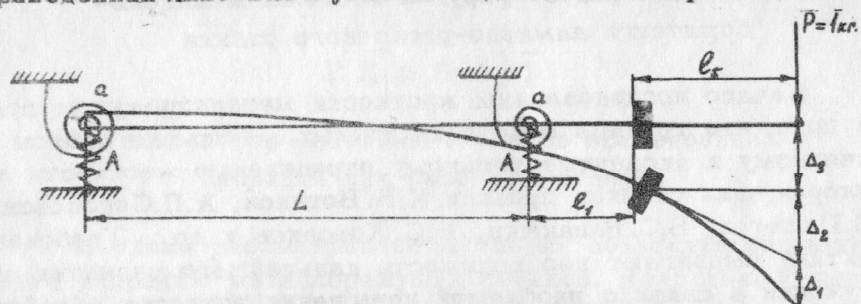
Недостаточная жесткость упругой системы станка служит главной причиной погрешностей формы и размеров при расточке. Ограничивая податливость у реза (для данного режима обработки и нормализованной геометрии режущего инструмента) определенными значениями, можно обеспечить "безвибрационное" растачивание, т.е. такое растачивание, при котором амплитуда колебаний мало отличается от амплитуды колебаний холостого хода. Чтобы пользоваться приближенным статическим критерием, необходимо иметь расчетный метод для определения податливости у реза.

Обычно шпindelь расточной головки устанавливается на двоярных прецизионных радиально-упорных подшипниках с предварительным натягом (фиг. 1). Именно натяг вызывает рост опорных моментов, сопротивляющихся повороту опорных сечений шпинделя. Между тем, обычно рекомендуемые расчетные схемы не учитывают опорных моментов, что противоречит



Фиг. 1. Эскиз реальной конструкции системы шпindelь-борштанга.

физическим соображениям. В силу этого была принята следующая расчетная схема (фиг. 2), где  $A$  и  $a$  — соответственно приведенная линейная и угловая податливости пары подшипников.



Фиг. 2. К определению податливости у реза.

Единичное радиальное усилие, приложенное у реза, было сведено к сечению 1—1 шпинделя с целью выделения податливости у реза за счет шпинделя. Далее были написаны два уравнения статики и уравнения Крылова; удовлетворение пограничным условиям в равенствах Крылова дает два соотношения, которые в совокупности с формулами статики составляют систему четырех уравнений с неизвестными  $R_0, R_1, m_0, m_1$ . В работе получены выражения для указанных четырех неизвестных. Далее определяются смещение  $y(L+l_1)$  и угол поворота  $y'(L+l_1)$  на правом конце балки (фиг. 2), как функции от  $l_2$ .

Податливость системы шпиндель—борштанга у реза представлена в виде:

$$\Delta = \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3 = \Delta_1 + l_2 \cdot y'(L+l_1) + y(L+l_1), \quad (1)$$

где  $\Delta_1$  — перемещение, вызванное деформацией борштанги, как балки, жестко заделанной на фланце;

$\Delta_2 + \Delta_3$  — величина, характеризующая головку.

Следовательно, податливость у реза состоит из двух составляющих, одна из которых характеризует головку, а вторая зависит лишь от конструкции и размеров борштанги. Решение, характерное для головки, проводится однажды.

Чтобы проводить численные расчеты, необходимо располагать величинами  $A$  и  $a$ . Линейная податливость подшип-

ника определялась из формулы, выражающей суммарную контактную деформацию шариков и колец подшипника. Податливость на поворот  $a$  определяется пересчетом по данным эксперимента при оптимальном (по жесткости, температурному режиму, демпфирующей способности, износу и пр.) натяге и вводится в расчет головки. Для этого проводится нагружение головки по середине пролета  $L$  (фиг. 2) и замеряется смещение под силой, тем самым определяется необходимый коэффициент влияния. Затем по формуле, полученной в работе, пересчетом находим величину  $a$ .

Для иллюстрации практического применения расчетных уравнений в работе детально изложен пример численного расчета величины  $\Delta_2 + \Delta_3$  для головки первого типоразмера ОЗРС. Результаты для четырех типоразмеров головок приведены в таблице.

Таблица

Типоразмер головки	Статическое смещение ( $\Delta_2 + \Delta_3$ ) см/кг
AP - 15	$(16,05 + 2,575 l_2 + 0,3225 l_2^2) \cdot 10^{-6}$
AP - 23	$(14,12 + 1,376 l_2 + 0,1167 l_2^2) \cdot 10^{-6}$
AP - 36	$(11,64 + 0,8639 l_2 + 0,05051 l_2^2) \cdot 10^{-6}$
AP - 45	$(9,851 + 0,5894 l_2 + 0,01906 l_2^2) \cdot 10^{-6}$

В работе наглядно показано, что учет угловой податливости подшипника оказывается существенно необходимым. В диссертации получены формулы, позволяющие рассчитывать величину  $\Delta_1$  для ступенчатых борштанг. Для случая борштанги постоянного сечения с вылетом до реза  $l$  построена номограмма  $\Delta_1 = \Delta_1(l, d_r)$ , где  $d_r$  — диаметр борштанги. На основе графиков зависимостей  $\Delta_2 + \Delta_3 = f(l_2)$  и номограммы инженер-конструктор может решать задачу выбора консольной наладки нужной ему податливости.

Конструктору иногда требуется быстро произвести расчет, чтобы сделать оценку и отдать предпочтение той или иной консольной наладке. Поэтому представляется, что проведенные

расчеты для серийных шпиндельных головок, полученные формулы для расчета  $\Delta$ , в случае ступенчатых борштанг и построенная номограмма будут выполнять вышеуказанное назначение.

При выборе расчетной схемы пришлось пренебречь многими факторами, значение которых, как правило, заранее оценить трудно. Поэтому были проведены экспериментальные исследования и сопоставление расчетных данных с опытными.

Податливость у резца из опыта и расчетом была определена для 25 борштанг (различных диаметров и вылетов), которые устанавливались на различные шпиндельные головки.

Расчет и эксперимент показали, что при использовании гибких и коротких борштанг, доля участия шпиндельного узла в общей податливости будет меньше, чем при работе с длинными и жесткими борштангами.

На основе этих результатов можно заключить, что расхождение теории с опытом составляет не более 15%. Очевидно, к большей точности и не следует стремиться, т.к. при серийном производстве шпиндельных узлов всегда наблюдается разброс характеристик элементов и всей конструкции в целом, что объясняется особенностями монтажа и пр.

На основании проведенных теоретических и экспериментальных исследований податливости системы шпиндельный узел — консольная борштанга можно сделать следующие выводы.

1. Изгибная податливость у резца зависит как от размеров борштанга, так и от типоразмера шпиндельного узла, на котором она установлена. Выражение для податливости дается в виде суммы двух независимых решений, одно из которых характеризует головку, а другое — борштангу. Расчеты и опыт показывают, что учет податливости шпиндельного узла во многих практически важных случаях приводит к совершенно неверным результатам.

2. Для определения статической податливости упругой системы шпиндель-борштанга следует учитывать не только линейную податливость опор, но и угловую.

3. Расчетные значения податливости достаточно хорошо

согласуются с данными опытов.

4. При расчетах головок не следует излишне усложнять задачу выбором многоопорных расчетных схем; это приводит лишь к заметному увеличению вычислительной работы.

5. Результаты расчетов и экспериментов наглядно подтверждают целесообразность применения в инженерной практике данной методики расчета статической податливости системы шпиндель-борштанга у резца.

## Г Л А В А III

### Расчет частоты основного тона собственных колебаний системы борштанга-шпиндельный узел

Всякая задача динамики металлорежущего станка требует в первую очередь разрешения вопроса о частоте собственных колебаний его упругой системы. Необходимость оценки частот собственных колебаний возникает как при проектировании новых станков, так и при расширении технологических возможностей существующих. Поэтому создание достаточно удобного, достаточно точного и надежного метода вычисления частоты колебаний упругой системы шпиндельный узел — консоль может считаться предпосылкой для практического расчета на виброустойчивость при резании.

В главе предложена расчетная схема и метод построения частотного уравнения, из которого достаточно просто находятся первые три частоты рассматриваемой упругой системы. При этом частотное уравнение строится однажды для определенного типа головки и оказывается зависящим лишь от параметров, характеризующих борштангу, которую устанавливают на головку.

Выбрана расчетная схема, представляющая собой несомую балку с тремя сосредоточенными массами; для пролета  $L$  коэффициент приведения массы равен 0,5; массу консольной части головки сводили к массе фланца с коэффициентом 0,3. Использована теорема об общем виде уравнения частоты собственных колебаний для вала с  $n$  степенями сво-

боды (Е.Б. Лунц, О поперечных колебаниях валов, ОНТИ, 1935). Частотное уравнение в такой форме дало возможность применить результаты решения статической задачи для получения частотной формулы.

Окончательно после ряда преобразований частотная формула принимает вид:

$$\{A_1 \Delta_1 + A_2 - A_3 \ell_g + A_4 \ell_g^2\} Q_3 X^3 - \{A_1 + (B_1 \Delta_1 + B_2 - B_3 \ell_g + B_4 \ell_g^2) Q_3\} X^2 + \{B_1 + (C_1 + C_2 \ell_g + C_3 \ell_g^2 + \Delta_1) Q_3\} X - 1 = 0, \quad (2)$$

где  $A_1 \div A_4, B_1 \div B_4, C_1 \div C_3$  — постоянные коэффициенты, характеризующие типоразмер шпиндельной головки;

$\ell_g$  — длина (см. фиг. 2);

$\Delta_1$  — податливость борштанги у реза, как балки жестко заделанной на фланце;

$Q_3$  — приведенный к резу вес борштанги (без учета шпинделя).

Собственная частота в герцах определяется через корни кубического уравнения (2):

$$f_i = 5000 \sqrt{X_i}, \quad i = 1, 2, 3.$$

Следовательно, для расчета трех частот системы шпиндель — консоль следует найти для борштанги  $Q_3, \ell_g$  и  $\Delta_1$ ; подставив эти три параметра в частотную формулу, получаем кубическое уравнение, которое дает три корня. Частотная формула гарантирует получение частоты основного тона; высшие частоты определяются менее точно.

В работе дан подробный порядок вычислений, связанных с получением частотной формулы для головки второго типоразмера ОЗРС. Аналогичные выкладки проведены для других типоразмеров головок упомянутого завода. Соответствующие частотные формулы приведены в работе.

На численных примерах показано, что полученные частотные формулы просты и удобны для практического использования. Осуществлен расчет частот системы шпиндель — консоль для большой серии борштанг, установленных на различные головки.

С целью подтверждения полученных теоретических выводов было проведено экспериментальное определение основной частоты. Свободные колебания возбуждались ударами по борштанге, процесс затухания записывался в виде виброграммы на пленке осциллографа МПО-2 с помощью индуктивных датчиков и усилителя к ним. Применялось также определение собственных частот по вынужденным колебаниям (с помощью электродинамического вибратора). Во всех опытах (если не было гасителя) доминировала основная частота собственных колебаний. Опыты дали основание утверждать, что эта частота согласуется с расчетом в пределах погрешности эксперимента.

Расчет первой частоты по формуле для консоли с жесткой заделкой приводит к значениям, намного превышающим экспериментальные (до трех раз). Более или менее приемлемые результаты в указанном случае получаются лишь для довольно податливых борштанг.

Таким образом, как в статике, так и в динамике, учет влияния шпиндельного узла оказывается существенно необходимым.

Очень удобно использовать для расчета собственных частот ЭЦВМ „Промінь“, которая серийно выпускается отечественной промышленностью и все более широко применяется проектными организациями. Нами была составлена и отлажена стандартная программа для упомянутой машины. Порядок составления программы и сама программа с контрольной задачей приведены в приложении. Алгоритм составлен так, что с пульта управления ЭЦВМ вводятся коэффициенты, характеризующие головку и величины  $Q_3, \ell_g$  и  $\Delta_1$ . Машина в течение примерно 20 сек последовательно подсчитывает три частоты (в гц). Составленная программа позволяет значительно сократить время, затрачиваемое на проведение расчета.

На основе расчетов и опытов по определению частоты основного тона системы шпиндель — консоль можно сделать за-

ключенки.

1. Основная частота упругой системы зависит как от размеров борштанга, так и от типоразмера шпиндельного узла, на котором она установлена.

2. Полученные частотные формулы могут быть использованы в условиях конструкторского бюро при решении различных задач о колебаниях консольного инструмента алмазнодорожных станков. Очень удобно для расчета собственных частот применять ЭЦВМ.

3. Расчетную схему и метод построения частотной формулы следует рекомендовать для упругих систем других станков, содержащих консольный инструмент (например, шлифовальных).

## Г Л А В А IV

### Демпфирующее действие системы шпиндель-борштанга

Из свойств колебательных систем металлорежущих станков способность поглощать колебания остается наименее изученной как теоретически, так и экспериментально, о чем нередко говорят расхождения между данными расчетов и опытов. В настоящее время над проблемой исследования демпфирующего действия упругих систем работают школы Г. С. Писаренко (гистерезисные потери) и Я. Г. Пановко (конструктивное демпфирование). Применительно к станкам обширная работа проведена Д. Н. Решетовым и З. М. Левиной.

Исследований по демпфирующему действию системы борштанга-шпиндельный узел расточного станка не проводилось, а важность накопления такого рода данных не подлежит сомнению.

Для расчета энергетических потерь упругая система представлена моделью с двумя последовательно связанными „пружинками“, каждая из которых обладает демпфированием и податливостью. Предположив, что в системе преобладают факторы конструктивного демпфирования шпиндельного узла, приходим к формуле, определяющей декремент изгибных колеба-

ний у реза:

$$\lambda = \frac{\lambda_2}{1 + \frac{\Delta_1}{\Delta_2 + \Delta_3}} \quad (3)$$

Здесь  $\lambda_2$  — декремент колебания, приписываемый шпиндельной головке; остальные обозначения — прежние.

В шпиндельном узле имеется большое число стыковых соединений (затянутых и ослабленных). Узел собирается с предварительным натягом, от величины которого существенно зависит демпфирующая способность. Задачу определения  $\lambda_2$  можно решить для данного типоразмера головки экспериментально (при оптимальном натяге). Тогда полученная формула дает возможность рассчитывать декремент колебания у реза консольной наладки по данным решения статической задачи. При выводе были приняты существенные упрощающие предположения, поэтому необходима была тщательная экспериментальная проверка полученного результата.

Декремент колебания  $\lambda_2$  определяется тремя способами — свободных колебаний, резонансным и статическим. При изучении демпфирования различных головок замечено, что особенности конструкции вносят изменения в логарифмический декремент. Практически первые два метода давали одинаковые результаты, а статический метод давал декремент колебания примерно в два раза ниже, чем первые два метода. Установлено, что чем податливее головка, тем она обладает большей демпфирующей способностью. Однако, для исследованных типоразмеров головок  $\lambda_2$  лежит в сравнительно нешироких пределах — 0,18 — 0,35, что дает основание принять и рекомендовать для всех рассмотренных головок среднее значение

$$\lambda_2 = 0,26.$$

Далее была проведена большая серия опытов по экспериментальной проверке полученной формулы. Для большого количества борштанг (разных диаметров и вылетов), установленных на различные головки, методом свободных колебаний определяли декремент изгибных смещений у реза. Всего записано и обработано было около 150 осциллограмм (запись осуществлялась с помощью индуктивных датчиков). Обработка осциллограмм велась с целью определения декремента при различ-

ных амплитудах. Все эксперименты проводились при достаточно низкоамплитудных колебаниях консольного инструмента, характерных для тонкого растачивания; начальное смещение у реза задавалось величиной, равной  $\sim 15$  мк.

Экспериментально установлено, что при  $\frac{\Delta_1}{\Delta_2 + \Delta_3} < 3$  узел колеблется вплоть до полного затухания колебаний у реза; здесь декремент практически не зависит от амплитуды. При  $\frac{\Delta_1}{\Delta_2 + \Delta_3} > 5$  узел прекращает работу раньше, чем колебания у реза затухнут полностью; в этом случае заметна зависимость декремента от амплитуды изгибного смещения, однако, как показывает опыт, среднее значение хорошо соответствует закономерности (3).

На основе исследований демпфирующего действия системы шпindelь-консоль следует сделать следующие выводы.

1. В изучаемой упругой системе преобладает демпфирование в шпindelьном узле. Демпфирование в головке - типичное конструктивное.

2. Декремент колебания у реза практически не зависит от амплитуды изгибного смещения.

3. Опыты показывают, что декремент увеличивается с ростом жесткости борштанги и собственной частоты системы.

4. Полученную формулу для расчета декремента колебания следует рекомендовать для других станков, содержащих шпindelь-консоль.

Виброустойчивость системы борштанга-шпindelьный узел можно значительно повысить путем применения динамического гасителя колебаний с затуханием. При создании гасителя для консольной наладки помимо данных о статических и динамических характеристиках системы шпindelь-борштанга в распоряжении конструктора должны иметься материалы о демпфирующих свойствах подвесок гасителей (в литературе совершенно недостаточно освещен вопрос о демпфирующих свойствах прокладок для гасителей консольных борштанг). В работе экспериментально определены декременты колебания для ряда материалов, которые применяются и могут применяться для

прокладок гасителей. Из рассмотренных высокодемпфирующих материалов наибольшей способностью поглощать энергию обладает гидропласт ( $\lambda = 0,8$ ). Помимо гидропласта исследованию подвергались сукно, резина, фетр, паралон. Гаситель представлял собой полый стальной цилиндр длиной 90 мм; внешний диаметр - 50 мм, внутренний - 30 мм, толщина слоя прокладок - 2,5 мм.

Полученные данные использованы при построении амплитудно-фазовой частотной характеристики упругой системы.

## Г Л А В А У

### Построение амплитудно-фазовой частотной характеристики упругой системы шпindelь-борштанга и суждение об устойчивости

Во II, III и IV главах подготовлены все необходимые данные, которые позволяют теоретически строить амплитудно-фазовую частотную характеристику (афчх) упругой системы. Рассмотрение взаимодействия эквивалентной упругой системы (ЭУС) с процессом резания (главный контур связи „ЭУС-процесс резания“) дает результаты, необходимые для суждения об устойчивости при резании.

При отсутствии виброгасителя ЭУС описывается линейным колебательным звеном второго порядка. Приведенные к резу масса, коэффициент демпфирования и изгибная жесткость поддаются расчету на основе формул, полученных в предыдущих главах. Постановка виброгасителя добавляет еще одну степень свободы.

Рассмотрена линейная система с двумя степенями свободы. Диссипация энергии происходит как в основной системе, так и в системе гасителя. Сила сопротивления принята пропорциональной первой степени скорости. Указанная модель представлена в терминах теории автоматического регулирования. Наличие гасителя приводит к возникновению в упругой системе отрицательной обратной связи, которая вызывает уменьшение коэффициента усиления, имеющего здесь смысл

динамической податливости у реза. Получены передаточная функция ЭУС, вещественная  $U(\omega)$  и мнимая  $V(\omega)$  части амплитудно-фазовой частотной характеристики.

Вычисление  $U(\omega)$  и  $V(\omega)$  на основе полученных зависимостей весьма эффективно выполняется при помощи ЭЦВМ. Составлена и отлажена программа для вычисления  $U(\omega)$  и  $V(\omega)$ . С помощью ЭЦВМ были рассчитаны афч для ряда консольных наладок с гасителем и без него. Постановка гасителя приводит к тому, что афч стягивается к началу координат, приобретая еще один „виток“, при этом уменьшается динамическая податливость. Кроме того, изменяется сдвиг фаз, который имеет место в случае одной степени свободы. С помощью составленной программы можно конструировать виброгаситель, добиваясь желаемой характеристики упругой системы.

Динамика процесса резания может быть описана динамической характеристикой резания, полученной В.А.Кудиновым, в следующем виде:

$$W_{рез.} = \frac{k_p}{T_c p + 1}, \quad (4)$$

где  $T_c$  — постоянная времени стружкообразования,

$k_p$  — коэффициент резания,

$p$  — операция дифференцирования.

В настоящее время имеется небольшой опыт применения динамической характеристики резания для анализа устойчивости движения в металлорежущих станках (в работах ЭНИМС). При этом получено не только качественное, но и удовлетворительное количественное совпадение теории и опыта. Это дало нам основание применить динамическую характеристику для суждения об устойчивости в случае тонкой расточки.

Для расчета на виброустойчивость необходимо иметь афч упругой системы (размерность — мк/кг) и афч процесса резания (размерность — кг/мк); для оценки устойчивости применен амплитудно-фазовый критерий Михайлова — Найквиста — строится афч разомкнутой системы (шкала получается безразмерной). Операцию перемножения характеристик удобно

производить на ЭЦВМ. Составлена специальная программа: с пульта управления вводятся параметры упругой системы (масса, коэффициент демпфирования, жесткость — всего шесть величин), параметры процесса резания  $k_p$  и  $T_c$  и круговая частота  $\omega$ . Машина подсчитывает вначале  $U_{раз.}(\omega)$ , затем  $V_{раз.}(\omega)$ .

С помощью машины были произведены расчеты для четырех борштанг (с гасителем и без него), установленных на шпинделе АР-23. Построенные афч дали возможность оценить запас устойчивости при резании и позволили предсказать картину работы этими борштангами на различных глубинах. Постановка демпфера значительно повышает запас виброустойчивости во всех случаях.

После проведения расчетов были произведены экспериментальные исследования по замеру амплитуды колебаний у реза при расточке стали 45 этими же борштангами. Режим резания: глубина  $t = 0,1 - 0,3$  мм, подача  $S = 0,03 - 0,06$  мм/об, скорость резания  $V = 150$  м/мин; резец из твердого сплава  $\varphi = 60^\circ$ , радиус при вершине  $r = 0,3$  мм. Замер амплитуды изгибных колебаний у реза проводился с помощью тензодатчиков, наклеенных у основания борштанги, сигнал от которых через токосъем подавался на усилитель, фильтр, а с него — на стрелочный прибор (милливольтметр); процесс мог наблюдаться и записываться на пленке осциллографа МПО-2.

Из проведенных опытов следует, что расчетный анализ соответствует экспериментальной ситуации. Режимы резания, которые заранее считались лучшими, оказались лучшими и на практике; с другой стороны, неустойчивые режимы по расчету (или близкие к ним) на практике дают резание с амплитудами более 10 мк.

Проведены также аналитические расчеты на виброустойчивость для консольных наладок, с которыми работал другой экспериментатор. В недавно появившейся работе В.Я.Рассохина (Тонкое растачивание алмазными и твердосплавными резцами, Сб. „Прогрессивные технологические процессы в машиностроении“, ЭНИМС. Изд. Машиностроение, М., 1985) содержится экспериментальный материал по замеру изгибных колебаний при тонкой расточке бронзы. Расчет дает вполне удов-

детворительные результаты при оценке на виброустойчивость алмазно-расточных наладок, которые применялись другим автором.

При создании консольной наладки для тонкого растачивания конструктор решает целый ряд вопросов. Если можно, он идет на чрезмерное увеличение жесткости упругой системы и на основе своего опыта дает заключение о работе наладки в динамике. На практике не всегда удается работать с жесткими борштангами, поэтому рано или поздно возникает вопрос об устойчивости процесса тонкого растачивания. В данной работе разработан расчетный метод оценки виброустойчивости консольных наладок расточных станков.

В случае, если упругая система описывается линейным колебательным звеном второго порядка с обратной связью через резание, возможно получить критерий устойчивости в виде одного неравенства, связывающего параметры системы:

$$k_p < \frac{\lambda \cdot \delta}{\pi} \left( T_c \Omega + \frac{1}{T_c \Omega} + \frac{\lambda}{\pi} \right). \quad (5)$$

Здесь  $\delta$  — жесткость,  $\Omega$  — собственная круговая частота колебаний; остальные обозначения — прежние.

Условие  $\frac{dk_p}{dV} = 0$  определяет значение скорости  $V_0$ , когда  $k_p = k_p^{min}$  (постоянная времени зависит от скорости  $V$ ). Окончательно  $k_p^{min} \approx \frac{2 \cdot \lambda \cdot \delta}{\pi}$ . Последнее равенство получено с учетом условия  $\frac{\lambda}{\pi} \ll 2$ . Полученное выражение дает возможность оценить предельное значение податливости, ниже которого будет обеспечено безвибрационное растачивание.

Численные расчеты проведены для стали, бронзы, чугуна и алюминия. Найдена зависимость предельной податливости от глубины резания. Дано сравнение расчетных данных с имеющимся экспериментальным материалом по предельной податливости при работе борштангами с гасителем и без него.

Однако такая оценка дает излишнее занижение предельной податливости; для более точной оценки устойчивости следует пользоваться частотным критерием.

В последнем параграфе работы отмечены вопросы, которые представляются перспективными для алмазно-расточных станков. Важнейшими из них являются: динамическое исследование шпиндельных головок на подшипниках скольжения; динамика параллельно работающих нескольких шпиндельных головок; динамика многолезцовых алмазно-расточных наладок; теоретическое и опытное исследование натяга в шпиндельных головках и др.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Анализ упругой системы шпиндель-борштанга расточного станка позволил отметить ряд характерных черт и использовать их при разработке методики расчета.

2. Основным результатом работы является разработка программы расчета на виброустойчивость алмазно-расточных станков с консольным инструментом. Применение ЭЦВМ обеспечивает большую скорость расчета и делает возможным использовать данную методику в стадии проектирования станков в конструкторских бюро.

3. Предложена расчетная схема для статического расчета упругой системы. В отличие от имеющихся решений учтена податливость на поворот спаренного подшипника (как следствие предварительного натяга). Удобным также является выделение податливости у резца, которая возникает в силу деформации шпинделя. Численные расчеты проведены для четырех типоразмеров шпиндельных головок, которые серийно выпускает ОЗРС, устанавливая их на станки различных моделей. Поэтому этими результатами можно пользоваться конструкторам и технологам. Эксперименты показывают, что расчет податливости дает ошибку не более 15%.

4. Предложена расчетная схема и метод построения частотного уравнения, гарантирующего получение частоты основного тона. Численные расчеты проведены для четырех типоразмеров головок ОЗРС. Частотную формулу можно использовать

для самых разнообразных задач динамического расчета. На основе этой формулы составлена и отлажена стандартная программа для ЭЦВМ. Расчет частоты дает ошибку не более 5%.

5. Проведено исследование демпфирующего действия системы шпиндель-борштанга. Установлено, что декремент колебания у резца существенно зависит от соотношения податливостей  $\frac{\Delta_1}{\Delta_2 + \Delta_3}$ . Получена простая формула для расчета декремента колебания. Полученная зависимость подтверждена достаточно большим числом опытов.

6. Проведены экспериментальные исследования характеристик виброгасителя, как изолированной системы. Эксперименты в основном проводились с целью определения демпфирующих свойств различных материалов, применяющихся в качестве прокладок для гасителей (гидропласт, резина, фетр, паралон и др.).

7. Показано, что введение в одномассовую демпфированную систему виброгасителя с затуханием приводит к возникновению отрицательной обратной связи, передаточная функция которой целиком определяется характеристиками виброгасителя, как изолированной системы. Получены выражения  $U(\omega)$  и  $V(\omega)$ , необходимые для построения афч. Составлена программа для расчета афч на ЭЦВМ.

8. Проведен расчет динамической характеристики резания в случае тонкой (чистовой) обработки. В расчете учтено наличие на резце радиуса закругления.

9. Дан расчет на виброустойчивость ряда консольных

узла расточного станка. Республиканский межведомственный сборник „Металлорежущие станки“, выпуск III, издательство Харьковского университета, 1966.

6. Рассеяние энергии при колебаниях системы шпиндель-борштанга расточного станка. Республиканский межведомственный сборник „Металлорежущие станки“, выпуск IУ, издательство Харьковского университета (в печати).

7. Расчет податливости и частоты основного тона колебаний системы шпиндель-борштанга алмазно-расточного станка. Сборник трудов аспирантов ЭНИМС, НИИМАШ (в печати).

8. Пути повышения жесткости системы борштанга-шпиндельный узел алмазно-расточных станков и устранения вибраций при расточке. Труды научно-технической конференции „Проблемы производства высокоточных шпиндельных узлов металлорежущих станков“, НИИМАШ (в печати).

9. Динамический расчет системы шпиндель-борштанга. Глава в отчете „Исследование системы СПИД алмазно-расточных станков“, ОТИ имени М.В. Ломоносова, декабрь 1964.

10. Расчетно-экспериментальный анализ жесткости и устойчивости алмазно-расточного станка (по типу модели ОС-880) с двухопорной борштангой. Глава в отчете „Исследование системы СПИД алмазно-расточных станков“, ОТИ имени М.В. Ломоносова, июль 1965.

11. Исследование шпиндельных узлов алмазно-расточных станков. Глава в отчете „Исследование влияния различных элементов СПИД на точность обработки при алмазном растачивании“, ОТИ имени М.В. Ломоносова, декабрь 1966.

По теме диссертации были сделаны сообщения:

- на республиканском съезде молодых ученых Украины (г. Киев, 11-14 мая 1965 г.), секция технических наук;
- на XXУII научной конференции Одесского технологического института имени М.В. Ломоносова (г. Одесса, 8-14 апреля 1965 г.), общетехническая секция;
- на XXУIII научной конференции Одесского технологического института имени М.В. Ломоносова (г. Одесса, март 1966 г.), общетехническая секция (два доклада).