



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

**Белорусский национальный
технический университет**



**Кафедра «Металлорежущие станки
и инструменты»**

Л. А. Колесников

**ИССЛЕДОВАНИЕ СТАТИЧЕСКИХ
И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК
ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ СТАНКОВ
ПРИ АВТОМАТИЗИРОВАННОМ
ПРОЕКТИРОВАНИИ**

Учебно-методическое пособие

**Минск
БНТУ
2017**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Металлорежущие станки и инструменты»

Л. А. Колесников

ИССЛЕДОВАНИЕ СТАТИЧЕСКИХ
И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК
ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ СТАНКОВ
ПРИ АВТОМАТИЗИРОВАННОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ

Учебно-методическое пособие
для студентов специальности 1-36 01 03
«Технологическое оборудование
машиностроительного производства»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением по образованию
в области машиностроительного оборудования и технологий*

Минск
БНТУ
2017

УДК 621.9.06-233.1(075.8)

ББК 34.63-5я7

К60

Р е ц е н з е н т ы:

заместитель директора, начальник СКБ ОАО «МЗАЛ им. П. М. Машерова»

А. А. Сметанко;

заместитель Главного Конструктора по новому проектированию

ОАО «МЗОР», управляющей компании холдинга «Белстанкоинструмент»

И. И. Шумский

Колесников, Л. А.

К60 Исследование статических и динамических характеристик шпиндельных узлов станков при автоматизированном проектировании : учебно-методическое пособие для студентов специальности 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства» / Л. А. Колесников. – Минск : БНТУ, 2017. – 55 с.

ISBN 978-985-550-585-4.

Изучаются методы моделирования шпиндельных узлов станков при автоматизированном проектировании с использованием программы SPINCH, которая обеспечивает исследование статических (линейные перемещения и углы поворота сечений, нагруженность опор) и динамических (собственные частоты, АЧХ, АФЧХ) характеристик пространственных механических систем, в частности системы «шпиндель–приспособление–инструмент (заготовка)» металлорежущих станков.

Предназначено студентам машиностроительных специальностей высших учебных заведений.

УДК 621.9.06-233.1(075.8)

ББК 34.63-5я7

ISBN 978-985-550-585-4

© Колесников Л. А., 2017

© Белорусский национальный
технический университет, 2017

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О МОДЕЛИРОВАНИИ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ	4
2. МЕТОДИКА ПОДГОТОВКИ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ	6
2.1. Принципы разбиения шпинделя на конечные элементы	8
2.2. Определение жесткости упругих элементов	10
2.2.1. Определение жесткости подшипниковых опор	10
2.2.2. Определение жесткости зон контакта элементов	17
2.2.3. Определение жесткости радиального зазора в мотор-шпинделе	20
2.3. Определение масс и моментов инерции элементов, представляемых в виде сосредоточенных масс	21
3. ПОРЯДОК ПРОВЕДЕНИЯ РАСЧЕТА	22
4. ПРИМЕР ПОДГОТОВКИ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ	24
4.1. Ввод исходных данных	24
4.1.1. Общие сведения	24
4.1.2. Соединения и параметры стержней	25
4.1.3. Соединения и параметры пружин	27
4.1.4. Инерционные характеристики	28
4.1.5. Статическая нагрузка	29
4.1.6. Динамическая нагрузка	31
4.1.7. Координаты точек	31
4.2. Управление расчетом	32
5. АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТА	43
КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ	50
ЛИТЕРАТУРА	52
ПРИЛОЖЕНИЯ	53
Приложение 1. Использование электронной базы данных для определения упругих свойств подшипниковых опор	53
Приложение 2. Рекомендации по работе с программой для захвата изображения HyperSnap	55

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О МОДЕЛИРОВАНИИ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ

Для математического моделирования шпиндельных узлов (ШУ) новых станков и улучшения характеристик уже существующих в МГТУ «СТАНКИН» создана программа SPINCH «Расчет шпиндельных узлов» (разработчики Хомяков В. С., Досько С. И., Брадис И. В.), которая предназначена для расчета статических и динамических характеристик пространственных механических систем. Такой системой является система «шпиндель–приспособление–инструмент (заготовка)». При проектировании шпиндельных узлов станков программа чаще всего используется для решения следующих задач:

- 1) сравнительный анализ нескольких вариантов конструкции. В качестве критериев используются статическая и динамическая жесткость ШУ, значения собственных частот, линейные перемещения и углы поворота сечений шпинделя, нагруженность опор и др.;
- 2) анализ работоспособности при изменении условий работы ШУ;
- 3) анализ чувствительности системы к изменению ее параметров;
- 4) оценка эффективности выбранной системы балансировки, в том числе нормировка дисбалансов и настройка динамического виброгасителя;
- 5) определение параметров упругих элементов (опор и контактных зон) по результатам экспериментальных исследований и выявление на этой основе причин возникновения тех или иных погрешностей при обработке.

Работа программы SPINCH основана на использовании метода конечных элементов и теоретического модального анализа. Суть метода конечных элементов состоит в том, что сложная по форме система разбивается на совокупность простейших (конечных) элементов. Между собой элементы соединяются только в вершинах (правильнее, узлах). Затем вместо решения одной сложной задачи для всей системы в целом решают простую задачу для каждого простого элемента и суммируют результаты.

При моделировании шпинделя используются три вида конечных элементов:

- 1) **«стержень»**: используется для моделирования цилиндрических участков шпинделя постоянного сечения (либо принимаемых таковыми). Представляет собой отрезок упругой балки в виде прямой

трубы. Параметры стержня задаются наружным и внутренним диаметрами, а также его длиной. Материал стержня определяется через модуль упругости, плотность и коэффициент рассеяния энергии;

2) **«пружина»**: используется для моделирования подшипниковых опор или стыка между конструктивными элементами (например, между конусом 7 : 24 переднего конца шпинделя и оправкой). Представляет собой невесомый линейный упругодиссипативный элемент. Характеризуется упругими и демпфирующими свойствами.

Упругие свойства пружины задаются радиальной, осевой и угловой жесткостями. Предполагается, что моделируемая конструкция симметрична относительно оси X (оси шпинделя). Поэтому жесткости пружин в радиальных направлениях – по осям Z (вниз) и Y (в сторону) – равны между собой.

Демпфирующие свойства пружин определяет степень рассеяния энергии колебаний и характеризует коэффициент демпфирования. Чем больше коэффициент демпфирования, тем эффективней пружина гасит колебания;

3) **«сосредоточенная масса»**: используется для моделирования элементов конструкции, влиянием которых на деформацию шпинделя можно пренебречь, а масса и момент инерции существенны по сравнению с другими элементами. Обычно это установленные на шпинделе крупные детали (приводная шестерня, шкив, ротор мотор-шпинделя и т. д.), которые характеризуются массой и моментом инерции.

Таким образом, при конечно-элементном моделировании само тело шпинделя заменяется набором соединенных между собой элементами «стержень» разных диаметров. Такими же стержнями моделируется, например, корпус инструмента, установленного в шпиндель или патрон.

Подшипниковые опоры заменяются элементами «пружина», соединяющими между собой концы некоторых стержней и основание (станину). Участки с повышенной податливостью, например сопряжение «оправка–конус 7 : 24», тоже заменяются элементами «пружина», но в этом случае они соединяют концы стержней, моделирующих оправку и собственно шпиндель.

На концах некоторых стержней дополнительно могут быть добавлены элементы «сосредоточенная масса», заменяющие массивные детали.

Весь набор элементов в сумме представляет собой упрощенную конечно-элементную модель реального шпинделя. Остается прило-

жить к ней действующие нагрузки и провести расчет. Получившаяся модель линейна, т. е. при увеличении внешней нагрузки, например, в два раза, деформация шпинделя тоже увеличится в два раза.

Общий порядок моделирования характеристик шпиндельного узла включает в себя следующие шаги:

- подготовка исходных данных – разбиение ШУ на конечные элементы, определение характеристик пружин и сосредоточенных масс, расчет сил и моментов, действующих на шпиндель;
- расчет статических и динамических характеристик ШУ;
- выполнение копий экрана с таблицами исходных данных и результатами расчета в виде таблиц и графиков:
 - статическая деформация шпинделя;
 - динамическая податливость по нагрузке и дисбалансу, в том числе графики АЧХ и АФЧХ;
 - формы колебаний;
 - баланс демпфирования;
- анализ результатов:
 - определение статической жесткости переднего конца шпинделя, линейных перемещений и углов поворота шпинделя в передней опоре, под приводным зубчатым колесом и сравнение их с нормированными значениями;
 - оценка статической нагруженности подшипниковых опор;
 - определение допустимых скоростных режимов обработки из результатов динамического анализа;
- при необходимости выполняется корректировка конструкции шпинделя для достижения приемлемых характеристик ШУ и расчет повторяется.

2. МЕТОДИКА ПОДГОТОВКИ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ

Необходимой информацией для моделирования шпинделя являются:

- сборочный чертеж или конструктивная схема с основными геометрическими размерами элементов шпиндельного узла;
- жесткости и коэффициенты рассеяния энергии колебаний для элементов, представляемых в виде пружин (подшипниковых опор и зон контакта);
- массы и моменты инерции для элементов, представляемых в виде сосредоточенных масс;

- места приложения, направление и величина внешних нагрузок (для динамической нагрузки – частота и фаза приложенной нагрузки). Как правило, это сила резания, к которой в большинстве случаев добавляются сила натяжения приводного ремня или силы в зубчатом зацеплении.

Модель шпиндельного узла представляется в виде расчетной схемы. С расчетной схемой связана правая прямоугольная система координат. Ее начало «О» расположено в первой узловой точке, ось «OX» направлена вдоль оси шпинделя, а ось «OZ» – вниз. На расчетной схеме конструктивные элементы представляются в виде типовых конечных элементов (стержней, пружин, масс). Пример расчетной схемы шпинделя фрезерного станка приведен на рис. 2.1.

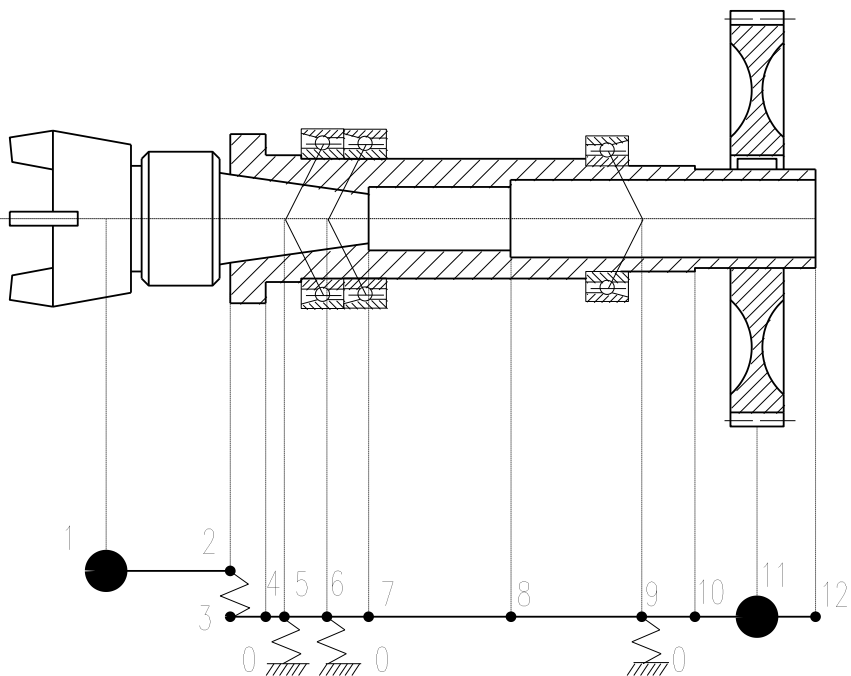


Рис. 2.1. Пример разбиения шпинделя на конечные элементы

2.1. Принципы разбиения шпинделя на конечные элементы

На расчетной схеме участки шпинделя представляются в виде *стержней*. Цилиндрические и конические элементы шпинделя разбиваются на участки примерно постоянного сечения (что соответствует постоянной жесткости на изгиб). Разностью диаметров в 3–5 % или, например, узкими канавками можно пренебречь. Конический элемент может представляться цилиндрическим, с диаметром, равным среднему диаметру шпинделя на моделируемом участке.

Разбиение шпинделя на стержни определяется не только изменением площади сечения. Какие-то стержни дополнительно разбиваются на два, для того чтобы на концах этих специально созданных стержней можно было разместить сосредоточенную массу, пружину или приложенную нагрузку, а также при необходимости определения перемещения в определенной точке (например, при оценке возможности заклинивания элементов конструкции, размещенных внутри шпинделя).

На схеме начало и конец упругого элемента (стержень, пружина) отмечаются *узловыми точками (узлами)*. Узловые точки на расчетной схеме нумеруют. Нумерация точек начала и конца стержня позволяет указать, как стержни связаны между собой, т. е. определить структуру модели. Нумерация узлов должна проводиться последовательно, обычно от инструмента или заготовки к заднему концу шпинделя. Количество узловых точек и стержней не должно превышать 15. Пример разбиения ШУ на конечные элементы представлен на рис. 2.1.

В данной расчетной схеме ШУ учитываются как шпиндель с подшипниковыми опорами, так и оправка с инструментом. В узловой точке 1 расположена сосредоточенная масса, моделирующая инерционные свойства инструмента (например, насадной фрезы). Сама оправка моделируется стержнем между узлами 1 и 2. Повышенная податливость стыка хвостовика оправки с конусом шпинделя моделируется пружиной между узлами 2 и 3.

Само тело шпинделя разбито на девять упругих элементов, с 3-го по 12-й узел. Узловые точки находятся в местах изменения диаметра шпинделя. В узлах 4 и 10 изменяется наружный диаметр, в узлах 7 и 8 – диаметр внутреннего отверстия шпинделя.

В 11-м узле расположена сосредоточенная масса, которая моделирует инерционные свойства приводного зубчатого колеса. Поэтому участок шпинделя между узлами 10 и 12 разбит на два элемента, хотя их свойства (диаметры шпинделя на этом участке) остаются одинаковыми.

Подшипниковые опоры представляют *пружинами* (узлы 5, 6, 9). При этом начальные узловые точки такой пружины располагают на осевой линии шпинделя, а конечный узел присоединяется к жесткой заделке («станине»), и ее номер всегда равен нулю.

Для радиальных и упорных подшипников узел крепления пружины размещается на осевой линии шпинделя посередине опоры, а для радиально-упорных подшипников узел должен размещаться в точке пересечения вектора реакции опоры и осевой линии шпинделя (жирная точка на рис. 2.2). Значение угла контакта α берется из справочника по подшипникам (например, 12, 15° и т. д.).

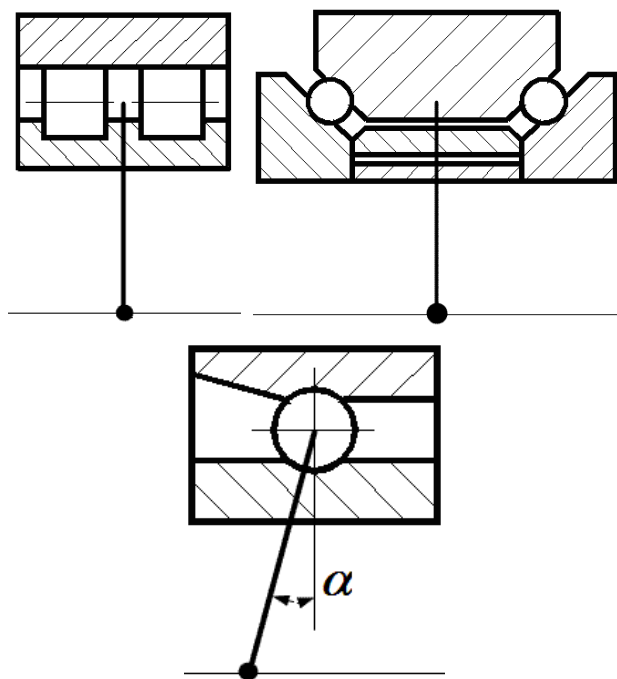


Рис. 2.2. Определение точки размещения узла для различных подшипников

Представление конструктивного элемента на расчетной схеме зависит от решаемой задачи, степени влияния характеристик данного элемента на результаты расчета и т. д. Например, патрон токарного станка чаще всего моделируется как стержень. Обычно за счет развитого контакта патрона с фланцем шпинделя жесткость соединения патрона со шпинделем значительно больше жесткости шпинделя. В этом случае патрон можно считать продолжением шпинделя, жестко соединенного с ним.

Тем не менее в некоторых случаях, например для небольших станков или при идентификации экспериментальных данных, нельзя пренебречь повышенной податливостью соединения патрона со шпинделем. Тогда его приходится моделировать пружиной между стержнями патрона и шпинделя (аналогично стыку хвостовика оправки с конусом шпинделя 7 : 24).

Если решается задача о влиянии жесткости соединения, например динамического виброгасителя, на динамические характеристики шпиндельного узла, то сосредоточенную массу виброгасителя на расчетной схеме соединяют со шпинделем с помощью пружины.

2.2. Определение жесткости упругих элементов

2.2.1. Определение жесткости подшипниковых опор

Пружины характеризуются радиальной, осевой и угловой жесткостью. Для подшипниковых опор шпиндельных узлов значения этих параметров берутся из электронного справочника «САДКО». Порядок работы с электронным справочником описан в прил. 1. При отсутствии необходимых данных параметры пружин рассчитываются по рекомендациям [1, с. 124–127; 2, с. 173–177] или, в первом приближении, принимаются по графику на рис. 2.3.

Комплексные опоры из нескольких подшипников моделируются одной или двумя пружинами. Рекомендуемые схемы моделирования подшипниковых опор пружинами приведены ниже.

При моделировании комплексной подшипниковой опоры двумя пружинами значение осевой жесткости задается только для пружины, моделирующей подшипник, воспринимающий осевую нагрузку. Для второй пружины значение осевой жесткости принимается равным нулю.

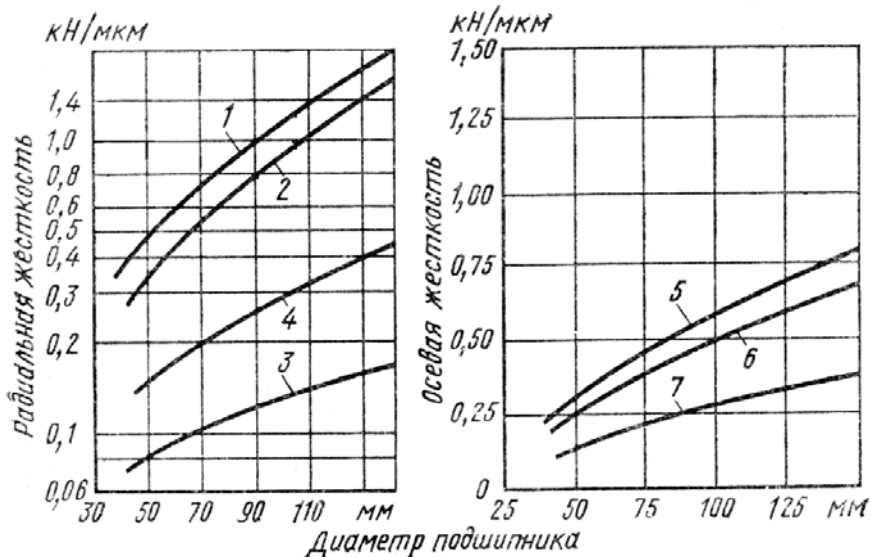


Рис. 2.3. Зависимость жесткости подшипника от диаметра:
 1– двухрядные роликоподшипники; 2– конические роликоподшипники;
 3– шарикоподшипники; 4– гидростатические опоры (при $P = 2$ МПа);
 5– упорные шарикоподшипники; 6– упорно-радиальные шарикоподшипники; 7–
 радиально-упорные шарикоподшипники

В программе SPINCH действуют ограничения на число узловых точек расчетной модели. В частности, количество узловых точек не должно превышать 15, а пружин должно быть не больше 10. Поэтому иногда приходится моделировать комплексную подшипниковую опору не двумя, а одной пружиной. При этом радиальную жесткость эквивалентной пружины можно принимать равной сумме радиальных жесткостей отдельных пружин. Значение угловой жесткости эквивалентной пружины в первом приближении допустимо принимать равным 70 % от суммы угловых жесткостей отдельных пружин.

Коэффициент относительного рассеяния энергии колебаний в опоре качения зависит от типа подшипника, параметров соединения подшипника со шпинделем, схемы опоры. Для подшипников,

установленных по одному, коэффициент относительного рассеяния энергии колебаний принимается:

- для радиальных шариковых – 0,22;
- радиально-упорных шариковых – 0,29;
- роликовых конических и цилиндрических однорядных – 0,36;
- роликовых цилиндрических двухрядных – 0,4.

Для шариковых подшипников, установленных в опоре по два, коэффициент относительного рассеяния энергии колебаний равен 0,25–0,35, а в опоре, состоящей из шарикового радиального и упорного подшипника, 0,5–0,6.

Рекомендуемые схемы моделирования подшипниковых опор

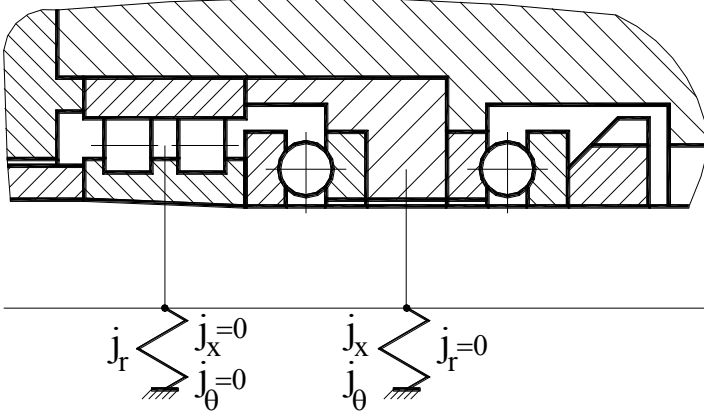
j_x – осевая жесткость; j_r – радиальная жесткость;

j_θ – угловая жесткость

1	<p><i>Радиальный двухрядный роликовый и двухрядный упорно-радиальный</i></p>
<p>Опору моделируют две пружины, установленные по центрам подшипников. Первая пружина моделирует только радиальную жесткость опоры j_r; ее осевая j_x и угловая j_θ жесткости равны нулю. Вторая пружина моделирует осевую j_x и угловую j_θ жесткости опоры; ее радиальная жесткость j_r равна нулю.</p>	

2

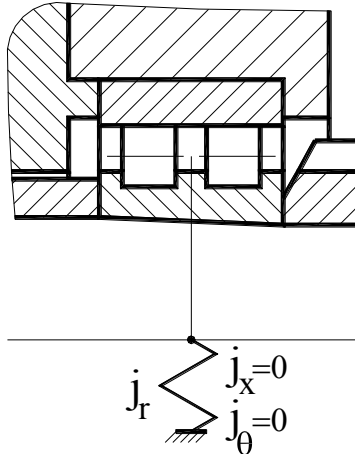
Радиальный двухрядный роликовый и упорный шариковый



Опору моделируют две пружины, установленные по центрам подшипников. Первая пружина моделирует только радиальную жесткость опоры j_r ; ее осевая j_x и угловая j_θ жесткости равны нулю. Вторая пружина моделирует осевую j_x и угловую j_θ жесткости опоры; ее радиальная жесткость j_r равна нулю.

3

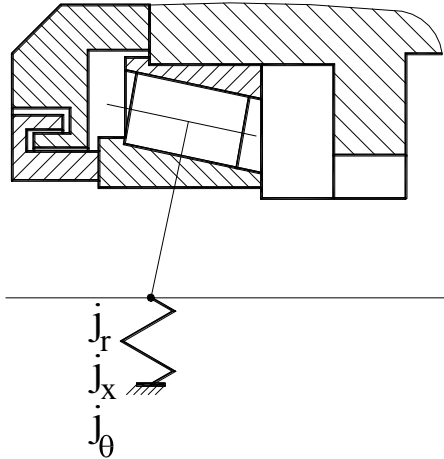
Радиальный двухрядный роликовый с короткими цилиндрическими роликами



Опора моделируется одной пружиной с радиальной жесткостью j_r установленной по центру подшипника. Ее осевая j_x и угловая j_θ жесткости равны нулю.

4

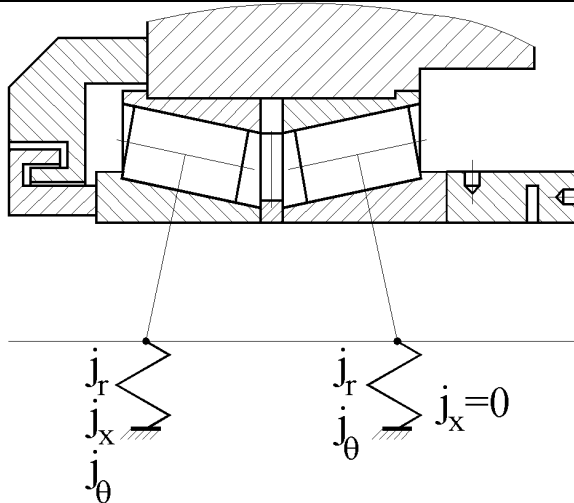
Конический роликовый однорядный



Опора моделируется одной пружиной, установленной в точке пересечения вектора реакции подшипника и осевой линии шпинделя. Пружина имеет радиальную j_r , осевую j_x и угловую j_θ жесткости.

5

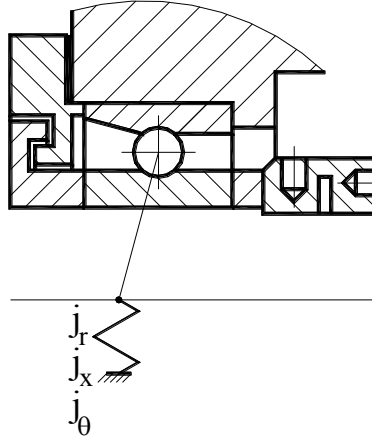
Конический роликовый двухрядный по типу GAME H



Опору моделируют две пружины, установленные в точках пересечения векторов реакции подшипников и осевой линии шпинделя. Обе пружины имеют радиальную j_r и угловую j_θ жесткости. Осевая жесткость первой пружины равна j_x , а второй пружины – нулю.

6

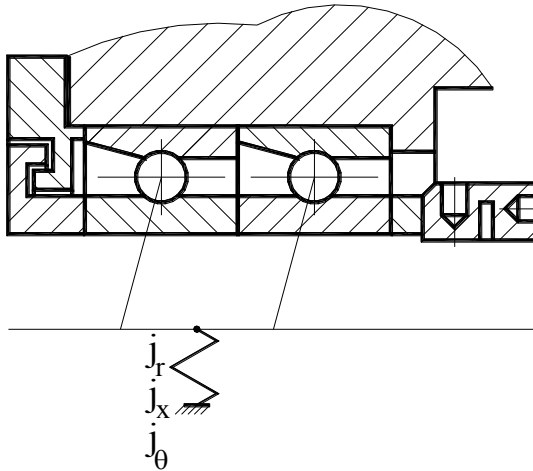
Радиально-упорный шариковый



Опора моделируется одной пружиной, установленной в точке пересечения вектора реакции подшипника и осевой линии шпинделя. Пружина имеет радиальную j_r , осевую j_x и угловую j_θ жесткости.

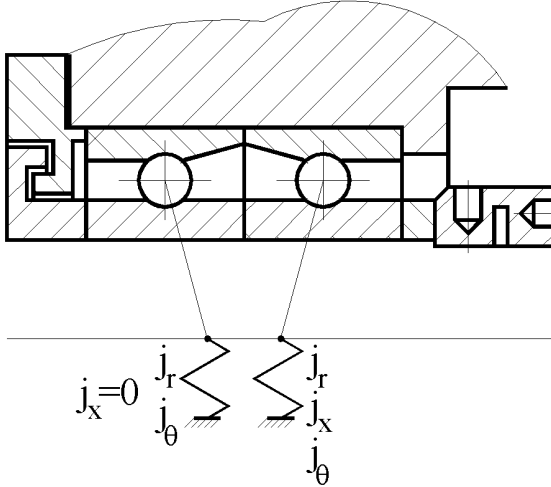
7

Тандем из двух радиально-упорных подшипников

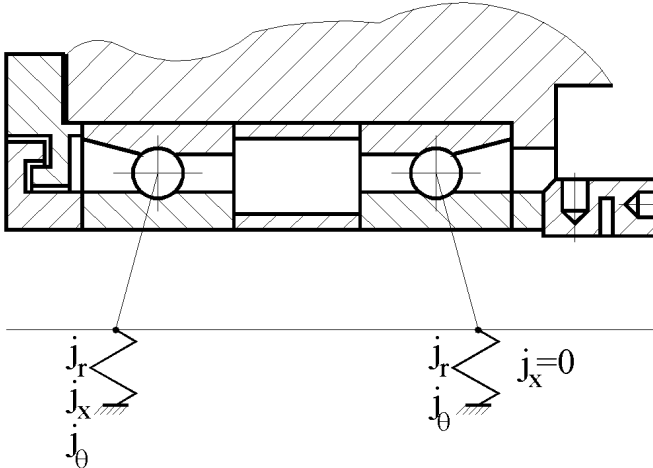


Опора моделируется одной пружиной, установленной посередине между точками пересечения векторов реакции подшипников и осевой линии шпинделя. Пружина имеет радиальную j_r , осевую j_x и угловую j_θ жесткости.

При необходимости допустимо моделировать опору как два отдельных радиально-упорных подшипника.



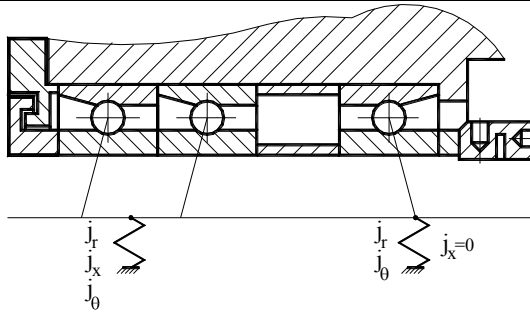
Опору моделируют две пружины, установленные в точках пересечения векторов реакции подшипников и осевой линии шпинделя. Обе пружины имеют радиальную j_r и угловую j_θ жесткости. Осевая жесткость первой опоры равна нулю, осевая жесткость второй опоры равна j_x .



Опору моделируют две пружины, установленные в точках пересечения векторов реакции подшипников и осевой линии шпинделя. Обе пружины имеют радиальную j_r и угловую j_θ жесткости. Осевая жесткость первой опоры равна j_x , осевая жесткость второй опоры равна нулю.

10

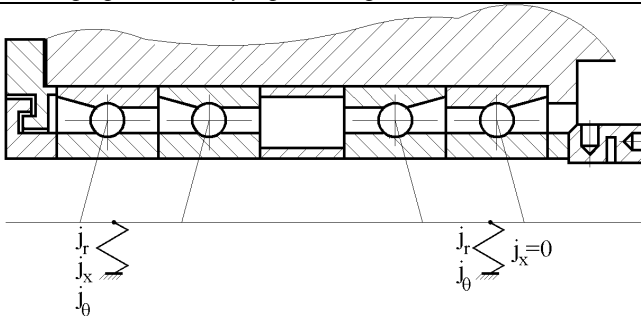
Три радиально-упорных шариковых по схеме тандем «О»



Опору моделируют две пружины. Первая пружина моделирует осевую j_x , радиальную j_r и угловую j_θ жесткости опоры, состоящей из двух подшипников (в базе данных – подшипник 1). Вторая пружина моделирует радиальную j_r и угловую j_θ жесткости одиночного подшипника (в базе данных – подшипник 2); ее осевая j_x жесткость равна нулю.

11

Четыре радиально-упорных шариковых по схеме тандем «О»



Опору моделируют две пружины. Первая пружина моделирует осевую j_x , радиальную j_r и угловую j_θ жесткости первой пары подшипников (в базе данных – подшипник 1). Вторая пружина моделирует только радиальную j_r и угловую j_θ жесткости второй пары подшипников (в базе данных – подшипник 2); ее осевая j_x жесткость равна нулю.

2.2.2. Определение жесткости зон контакта элементов

Жесткости пружин, моделирующих контакт двух конструктивных элементов в коническом соединении, рассчитываются по рекомендациям [3, с. 64–68] согласно расчетной схеме на рис. 2.4.

В программе SPIND используется внесистемная единица силы «дан», примерно равная 1 кг силы: **1 даН = 10 ньютонов**.

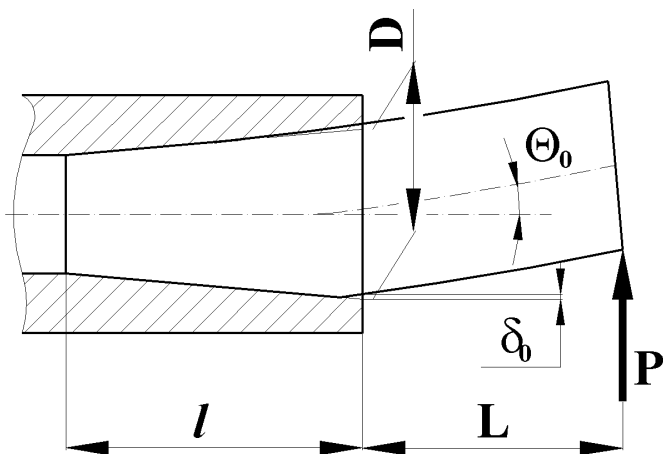


Рис. 2.4. Расчетная схема определения жесткости конического соединения

Например, радиальная j_R и угловая j_M жесткости конического соединения (конуса 7 : 24 или конуса Морзе) определяются по формулам

$$j_R = \frac{B}{2\beta k(\beta L C_1 + C_2)}, \text{ даН/мкм}; \quad (2.1)$$

$$j_M = \frac{BL \cdot 10^2}{2\beta^2 k(2\beta L C_3 + C_4)}, \text{ даН} \cdot \text{м/рад}, \quad (2.2)$$

где B – приведенная ширина стыка, см: $B = 0,5\pi D$; здесь под D понимается диаметр хвостовика в сечении торца шпинделя, см;

k – коэффициент контактной податливости стыка, мкм·см²/кг.

С учетом условий эксплуатации допустимо принимать $k = 0,06$;

L – расстояние от кромки стыка до сечения приложения нагрузки, см;

β – показатель жесткости стыка:

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{B \cdot 10^3}{4EJK}}, \text{ 1/см}, \quad (2.3)$$

где E – модуль упругости, МПа, для стали $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа;
 J – момент инерции сечения хвостовика в начале стыка:

$$J = \frac{\pi D^4}{64}, \text{ см}^4; \quad (2.4)$$

C_1, C_2, C_3, C_4 – поправочные коэффициенты, учитывающие влияние переменного диаметра, табл. 2.1.

Таблица 2.1

Коэффициенты влияния концевое соединения

$\beta /$	C_1		C_2		C_3		C_4	
	Конус Морзе	Конус 7 : 24	Конус Морзе	Конус 7 : 24	Конус Морзе	Конус 7 : 24	Конус Морзе	Конус 7 : 24
1,5	1,36	2,34	1,31	2,06	1,023	1,7	1,36	2,34
2	1,23	2,16	1,2	1,94	1,02	1,35	1,23	2,16
2,5	1,15	1,65	1,12	1,64	1,018	1,17	1,15	1,65
3	1,10	1,45	1,08	1,48	1,015	1,07	1,10	1,45
3,5	1,08	1,34	1,05	1,36	1,012	1,05	1,08	1,34
4	1,06	1,3	1,04	1,34	1,01	1,04	1,06	1,3
5	1,05	1,18	1,03	1,22	1,0	1,02	1,05	1,18

Ориентировочно жесткость конического соединения 7 : 24, приведенную к переднему концу шпинделя, можно оценить по данным табл. 2.2.

Таблица 2.2

Примеры значений жесткости конического соединения

Номер конуса	Радиальная жесткость J_R , даН/мкм			Угловая жесткость J_M , даН/м/радиан		
	При отношении вылета к наибольшему диаметру соединения D					
	1	2	3	1	2	3
30	19	13	9	14000	18000	20000
40	34	21	15	43000	53000	58000
50	73	46	33	240000	280000	300000
60	160	100	73	1000000	1200000	1300000

Осевая жесткость конического стыка $j_X \approx (8-10) j_R$.

Жесткость конического соединения типа HSK ориентировочно можно оценить по данным табл. 2.3.

Таблица 2.3

Жесткость соединения типа HSK

Наименование	Диаметр посадочного отверстия, мм	Осевая жесткость j_X , даН/мкм	Радиальная жесткость j_R , даН/мкм	Угловая жесткость j_M , даН м/радиан
HSK-A 100	75	1470	260	1 660 000
HSK-A 80	60	715	135	830 000
HSK-B 63	48	350	61	390 500
HSK-A 63	48	490	85	351 500
HSK-B 50	38	270	53	185 500
HSK-A 40	30	265	45	87 900

Значение коэффициента рассеяния энергии колебаний для конического соединения можно принимать $\psi = 0,1-0,15$. Подробнее этот вопрос рассмотрен в [3, с. 205–206].

2.2.3. Определение жесткости радиального зазора в мотор-шпинделе

При моделировании мотор-шпинделя необходимо учитывать влияние упругих свойств электромагнитного поля в зазоре между ротором и статором электродвигателя. Это производится путем добавления дополнительной пружины в расчетной схеме, размещаемой в центре ротора. Для современных мотор-шпинделей, в конструкции роторов которых используются постоянные магниты на основе редкоземельных элементов, значения радиальной j_R и угловой жесткости j_Θ допустимо оценивать по следующим зависимостям:

$$j_R = 2,8 \cdot 10^{-4} DL, \text{ даН/мкм};$$

$$j_\Theta = 4,69 \cdot 10^{-5} DL^3, \text{ даН м/радиан},$$

где D и L – соответственно наружный диаметр и длина обмотки ротора, мм.

Осевую жесткость допустимо принимать равной нулю; значение коэффициента рассеяния энергии колебаний принимать $\psi = 0,5$.

2.3. Определение масс и моментов инерции элементов, представляемых в виде сосредоточенных масс

Установленные на шпинделе массивные элементы (зубчатые колеса, шкивы) обычно можно представить в форме кольца с наружным диаметром D , мм, внутренним диаметром d , мм, и шириной B , мм (рис. 2.5, *a*). Для таких элементов масса M и момент инерции J относительно оси, перпендикулярной к оси элемента, определяют по формулам:

$$M = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} B \rho \cdot 10^{-9}, \text{ кг}; \quad (2.5)$$

$$J = \frac{M(D^2 + d^2)}{8} \cdot 10^{-6}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad (2.6)$$

где ρ – плотность материала; для стали $\rho_{\text{ст}} = 7850 \text{ кг/м}^3$, для алюминиевых сплавов $\rho_{\text{ал}} = 2790 \text{ кг/м}^3$.

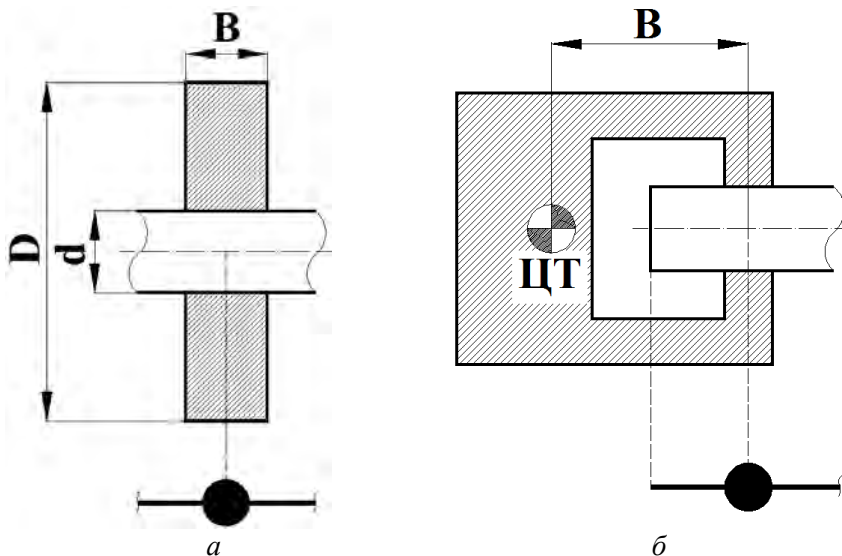


Рис. 2.5. Схема для определения момента инерции сосредоточенных масс

Для зубчатых колес и зубчато-ременной передачи наружный диаметр D допустимо принимать равным делительному диаметру:

$$D = \frac{mz}{1000}, \text{ м,}$$

где m – модуль, мм;
 z – число зубьев.

Ротор встроенного электродвигателя (мотор-шпиндель) тоже обычно моделируется как сосредоточенная масса. Среднюю плотность материала ротора допустимо принимать равной $\rho_{\text{ст}}$.


В некоторых случаях сосредоточенная масса находится за пределами собственно шпинделя (например, вращающийся гидроцилиндр для зажима заготовки). В этом случае


$$J = MB^2 \cdot 10^{-6},$$

где B – расстояние от центра тяжести (ЦТ) сосредоточенной массы до центра посадочного пояса, мм (рис. 2.5, б).

Количество сосредоточенных масс не должно превышать 15.

3. ПОРЯДОК ПРОВЕДЕНИЯ РАСЧЕТА

Перед работой с программой для расчета шпиндельных узлов SPINCH следует запустить программу HyperSnap. Она удобна для комфортного захвата, редактирования и сохранения копий экрана. Ее ярлык  лежит на рабочем столе. Рекомендации по работе с программой приведены в прил. 2.

Затем, нажав на ярлык  на рабочем столе, следует запустить программу VirtualPC. Она создает виртуальную операционную систему MS-DOS, в которой и придется работать со SPINCH. Если после запуска программы появится окно «Virtual PC Console» с надписью «DOS622 Not running», то следует нажать на кнопку «Start» в окне и дождаться окончания загрузки. Для запуска программы SPINCH следует войти в директорию Z:/STANKI/SPIND. Для этого **НЕ СЛЕДУЕТ** использовать мышь, а **ТОЛЬКО** клавиши управления курсором: ←, →, ↑, ↓ и <Enter>. Затем надо подвести

курсор к файлу «Start.bat» и запустить его на выполнение, нажав <Enter>. После загрузки программы в верхней части экрана появится головное меню:

SPINCH			
Данные	Расчет	Графики	Конец

Головное меню имеет следующие разделы:

- **Данные** – ввод, редактирование и просмотр исходных данных;
- **Расчет** – проведение расчетов;
- **Графики** – вывод результатов расчета в графической форме на дисплей;
- **Конец** – конец работы, выход в MS-DOS.

Выбор режима в меню осуществляется с помощью клавиш управления курсором и нажатием клавиши <Enter>. При этом соответствующий пункт меню раскрывается и появляется следующее («выпадающее») меню. Для выхода из любого пункта меню следует нажать клавишу <Esc>.

Порядок ввода исходных данных

Меню **Данные** содержит следующие пункты:

- **Ввод** – ввод исходных данных для нового расчета;
- **Сохранение** – запись введенных данных в текущую директорию. После нажатия клавиши <Enter> появится сообщение «*Введите спецификацию файла*». В текущем поле необходимо удалить все символы и набрать *латинскими буквами* уникальное, но короткое (не более восьми символов) имя сохраняемого файла:

➤ **Считывание** – считывание файла с ранее введенными исходными данными. После нажатия клавиши <Enter> появится окно с заголовком *Введите шаблон имен файлов*, а в текущем поле – стандартный шаблон *.spi*. Лучше всего *.spi* удалить, а вместо него ввести «*» так, чтобы запись в окне ввода выглядела «*.»», затем нажать <Enter>. Появится окно с именами всех файлов, из которых клавишами управления курсора выбирается нужный файл, и нажимается клавиша <Enter>;

- **Редактирование** – редактирование ранее введенных данных;

➤ **Вывод на печать** – вывод на печать таблиц с исходными данными (не используется).

Меню **Ввод** и **Редактирование** имеют следующие пункты:

- **Общие сведения** – общая информация о расчетной схеме;
- **Соединения и пар. стержней** – последовательность соединения стержней и их геометрические характеристики (параметры);
- **Соединения и пар. пружин** – номера узлов присоединения пружин и характеристики (параметры) пружин;
- **Инерционные характеристики** – размещение сосредоточенных масс на расчетной схеме и их характеристики;
- **Статическая нагрузка** – номера узлов приложения статических нагрузок и их составляющие;
- **Динамическая нагрузка** – информация о точке приложения, частоте, величине (амплитуде) и фазе нагрузки, зависящей от угла поворота шпинделя;
- **Координаты точек** – координаты узлов расчетной схемы.

Для ввода исходных данных следует зайти в пункт меню **Ввод** и по очереди заполнить все таблицы исходных данных. Количество узловых точек, стержней и сосредоточенных масс не должно превышать 15; пружин – 10. В программе осуществляется контроль выхода значений параметров за указанные ограничения. В случае превышения появляется предупреждение на красном фоне.

ПРЕДУПРЕЖДЕНИЕ. Пункт меню **Ввод** используется **ТОЛЬКО** при начале ввода новых данных. При любом изменении уже введенных данных необходимо использовать пункт меню **Редактирование**, но **НИ В КОЕМ СЛУЧАЕ** не **Ввод**. В этом случае все данные обнуляются.

4. ПРИМЕР ПОДГОТОВКИ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ

4.1. Ввод исходных данных

4.1.1. Общие сведения

Исходные данные для подготовки расчета методом конечных элементов приведены для шпиндельного узла фрезерного станка, эскиз и схема разбиения которого на конечные элементы представ-

лены на рис. 2.1. Пример задания общих сведений о моделируемом шпиндельном узле приведен в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Общие сведения

Общие сведения	
Количество узловых точек	12
Количество стержней	10
Количество пружин	4
Количество сосредоточенных масс	2
Количество статических сил	2
Количество динамических сил	0
Учет веса стержней (1 - да; 0 - нет)	1
Мин. исследуемая частота [Гц]	0
Мах. исследуемая частота [Гц]	1000
Характеристики материала:	
модуль упругости [даН/см ²]	2.1e6
плотность [г/см ³] материала	7.95e0
коэффициент рассеяния энергии	0.015

Пружины моделируют податливость в зоне контакта конуса 7 : 24 и оправки, а также трех радиально-упорных подшипников, установленных в узлах; всего четырех пружин. Статические силы – от сил резания в узле 1 и от приводного колеса в узле 11, всего – две. Сосредоточенные массы – фреза и приводное колесо, всего – две. Динамические силы в учебных целях не моделируются, поэтому пункт «Количество динамических сил» остается равным нулю. Для большего правдоподобия учитывается вес стержней, поэтому в соответствующем пункте ставится «1». Для первого расчета значения в пунктах «Мин. исследуемая частота», «Мах. исследуемая частота» и пунктах раздела «Характеристики материала» лучше оставить равными по умолчанию.

4.1.2. Соединения и параметры стержней

Табл. 4.2 содержит номера узловых точек, соответствующих концам стержней. Здесь же вводится информация о геометрических характеристиках стержней – внутреннем и наружном диаметре, а также длине стержня.

Таблица 4.2

Соединения и параметры стержневых элементов

Соединения и параметры стержневых элементов					
№	Нач. узел	Кон. узел	наружный диаметр [мм]	внутренний диаметр [мм]	длина [мм]
1	1	2	85	0	50
2	3	4	130	60	15
3	4	5	100	60	10
4	5	6	100	60	34
5	6	7	100	60	35
6	7	8	100	65	105
7	8	9	100	75	100
8	9	10	90	75	40
9	10	11	80	75	45
10	11	12	80	75	40

Число строк таблицы равно количеству стержней, заданному в табл. 4.1. Если последние строки таблицы не видны в окне ввода, используется клавиша управления курсором « \downarrow ». Для быстрого перемещения между столбцами можно использовать клавишу «Tab».

Стержень между узлами 1 и 2, см. рис. 2.1, моделирует оправку, на которую установлена фреза. Его длина принята равной расстоянию от торца шпинделя до центра масс фрезы. Наружный диаметр стержня 1 принят равным среднему от диаметров конуса 7 : 24 на торце шпинделя и посадочному диаметру фрезы. Узловые точки назначены в местах изменения диаметра шпинделя, установки пружин и сосредоточенных масс. Например, участок шпинделя между узлами 10 и 12 разбит на два элемента для установки сосредоточенной массы, хотя диаметры шпинделя на этих участках одинаковы.

Номера узлов, соответствующих началу и концу стержня, не должны быть одинаковыми и не должны превышать максимального количества узлов, заданного для данной расчетной схемы. В случае нарушения этих ограничений появляется соответствующее предупреждение.

На этапе ввода информации нет возможности на 100 % проверить правильность описания структуры расчетной схемы, да и сама расчетная схема может быть составлена неправильно. Лучшим способом

проверки правильности составления расчетной схемы является запуск программы на статический расчет и просмотр результатов в графическом виде (пункты меню **Расчет – Статический расчет**, <Esc>, **Графики – Статическая деформация ШУ**). Изображение шпинделя строится по данным, введенным пользователем, поэтому все ошибки видны очень хорошо. Сплошными линиями показываются наружные поверхности шпинделя, штриховыми – внутреннее отверстие.

Типичные ошибки:

а) элементы соединены в общую схему, но неправильно (например, внедряются друг в друга). Это приводит к неверным результатам расчета или к невозможности его проведения;

б) разрыв расчетной схемы на несвязанные части. В случае если отдельные части соединены с основанием, возможно проведение расчета, но его результаты могут быть либо нелогичными (нагрузка есть, а деформации нет), либо неверными. Если одна из частей не связана с основанием, то либо программа выявляет эту ошибку, либо результаты являются нелогичными (например, очень большие перемещения).

4.1.3. Соединения и параметры пружин

Табл. 4.3 содержит номера узловых точек расчетной схемы, соответствующих началу и концу пружины, значения жесткости и коэффициента рассеяния энергии колебаний пружины. Если конец пружины неподвижен (закреплен в корпусе), то его номер считается равным нулю. Число строк таблицы равно количеству пружин, заданному в пункте меню **Общие сведения**.

Таблица 4.3

Соединения и параметры пружин

Соединения и параметры пружин						
N [»]	Нач. узел	Кон. узел	Жестк. осевая [даН/мкм]	Жестк. радиал. [даН/мкм]	Жестк. угловая [даН×м/рад]	Коэф. рас. энергии
1	2	3	1502	166.9	234 595	0.15
2	5	0	11	62.2	21 300	0.25
3	6	0	11	62.2	21 300	0.25
4	9	0	0	51.6	15 200	0.25

Например, стык хвостовика оправки с конусом шпинделя № 50 моделируется пружиной между узлами 2 и 3. Рассчитаем ее радиальную j_R и угловую жесткость j_M по формулам (2.1)–(2.4):

$$B = 0,5\pi D = 0,5 \cdot 3,14159 \cdot 6,985 = 10,972 \text{ см};$$

$$J = \frac{\pi D^4}{64} = \frac{3,14159 \cdot 6,985^4}{64} = 116,852 \text{ см}^4;$$

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{B \cdot 10^3}{4EJK}} = \sqrt[4]{\frac{10,972 \cdot 10^3}{4 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 116,852 \cdot 0,025}} = 0,2586 \text{ 1/см};$$

$$\beta L = 0,2586 \cdot 5 = 1,293;$$

$$j_R = \frac{10,972}{2 \cdot 0,2586 \cdot 0,025 \cdot (0,2586 \cdot 5 \cdot 2,34 + 2,06)} = 166,9 \text{ даН/мкм};$$

$$j_M = \frac{10,972 \cdot 0,05 \cdot 10^2}{2 \cdot 0,2586^2 \cdot 0,025 \cdot (2 \cdot 0,2586 \cdot 5 \cdot 1,7 + 2,34)} = 243595 \text{ даН} \cdot \text{м/рад}.$$

Для осевой жесткости j_x принимаем

$$j_x \approx j_R \cdot 9 = 166,9 \cdot 9 = 1502 \text{ даН/мкм}.$$

Радиальные, угловые и осевые жесткости подшипников передней опоры 36220k и задней опоры 36218k взяты из электронного справочника. При этом осевая жесткость подшипника в задней опоре шпинделя принята равной нулю. Объясняется это тем, что обычно задняя опора шпинделя выполняется плавающей, поэтому подшипник в узле 9 осевую силу не воспринимает.

4.1.4. Инерционные характеристики

В табл. 4.4 указываются номера узлов расположения масс, величины масс и момента инерции. Число строк таблицы равно количеству сосредоточенных масс, указанному в пункте **Общие сведения**.

Таблица 4.4

Инерционные характеристики

Инерционные характеристики			
N''	Узел N''	масса [кг]	Момент инерции [кг*м*2]
1	1	3.767	0.014
2	11	6.412	0.031

Размеры фрезы, установленной в узле 1: $D = 150$ мм, $d = 85$ мм, $B = 40$ мм. В соответствии с формулами (2.5)–(2.6) ее масса M_1 и осевой момент инерции J_1

$$M_1 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} B\rho = \frac{3,14159 \cdot (150^2 - 85^2)}{4} \cdot 40 \cdot 7850 \cdot 10^{-9} = 3,767 \text{ кг};$$

$$J_1 = \frac{M(D^2 + d^2)}{8} = \frac{3,767 \cdot (150^2 + 85^2)}{8} \cdot 10^{-6} = 0,014 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Параметры зубчатого колеса, установленного в узле 11: $m = 3$ мм, $z = 60$, $d' = 80$ мм, $B = 40$ мм. В соответствии с формулами (2.5)–(2.6) его масса M_{11} и осевой момент инерции J_{11}

$$D = mz = 3 \cdot 60 = 180 \text{ мм};$$

$$M_{11} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \cdot B\rho = \frac{3,14159 \cdot (0,18^2 - 0,08^2)}{4} \cdot 0,04 \cdot 7850 = 6,412 \text{ кг};$$

$$J_{11} = \frac{M(D^2 + d^2)}{8} = \frac{6,412 \cdot (0,18^2 + 0,08^2)}{8} = 0,031 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

4.1.5. Статическая нагрузка

Табл. 4.5 содержит номера узловых точек приложения нагрузки, составляющие нагрузки по осям $X - P(x)$, $Y - P(y)$, $Z - P(z)$ и изги-

бающие моменты относительно осей Y – $M(y)$ и Z – $M(z)$. Число строк таблицы равно количеству статических сил, указанных в табл. 4.5 пункте **Общие сведения**.

Под *статической* понимается нагрузка, принимаемая постоянной по величине и направлению. Например, это может быть сила резания или сила в зубчатом зацеплении приводного элемента. Дополнительный изгибающий момент $M(y)$ и/или $M(z)$ появляется, если сила F_x приложена параллельно оси X на некотором расстоянии R от нее (рис. 4.1). Дополнительный изгибающий момент равен $F_x R$. Например, в данном случае момент осевой составляющей силы резания $M(y)$ относительно оси Y равен произведению $P(x)$ на радиус фрезы $D/2$:

$$M(y) = P(x) \frac{D}{2} = 40 \cdot \frac{0,15}{2} = 3 \text{ даН} \cdot \text{м}.$$

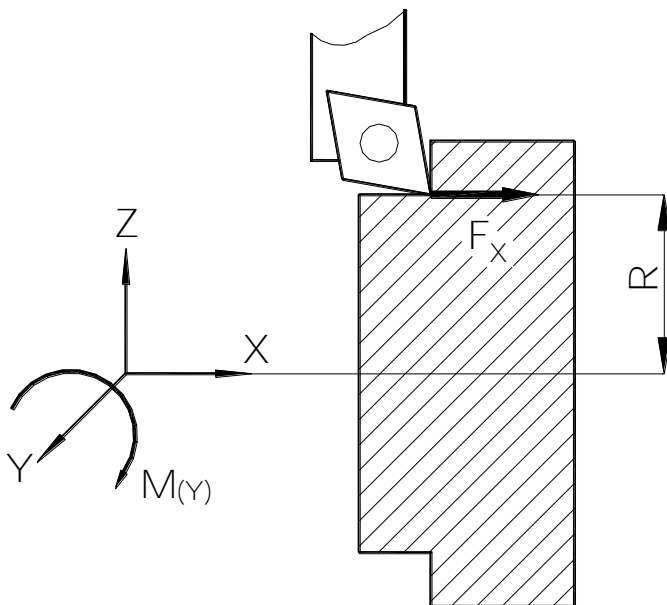


Рис. 4.1. Схема определения изгибающих моментов

Статическая нагрузка

—————Статическая нагрузка—————						
№	Узел №	$P(x)$ [даН]	$P(y)$ [даН]	$P(z)$ [даН]	$M(y)$ [даН*м]	$M(z)$ [даН*м]
1	1	40	60	100	3	0
2	11	0	0	-30	0	0

Силы резания рассчитываются для конкретной обрабатываемой детали.

Силы реакции в зацеплении прямозубого зубчатого колеса рассчитываются по стандартным методикам. Знак « \leftarrow » означает, что проекция реакции в зацеплении направлена в отрицательном направлении по оси Z . Для приведенной модели это соответствует расположению сопряженного приводного колеса сверху шпинделя, а сила резания $P(z)$ направлена снизу вверх.

4.1.6. Динамическая нагрузка

В таблицу «Динамическая нагрузка» можно вводить частотные составляющие сложного силового воздействия, приложенного в одном узле, либо отдельные гармонические воздействия, приложенные в разных узловых точках. Кинематическое воздействие приводится к силовому умножением амплитуд перемещения на жесткость соответствующей пружины. Эта таблица заполняется только по указанию преподавателя.

4.1.7. Координаты точек

В табл. 4.6 указываются номера и координаты узловых точек по оси OX с учетом того, что начало системы координат находится в первой точке. Число строк таблицы равно количеству узловых точек, указанных в пункте «Общие сведения». Отсчет координат обычно производят от 1-го узла; его координата по X равна нулю.

Таблица 4.6

Координаты точек

Узел N ^o	Координата по оси X [мм]
1	0
2	50
3	50
4	65
5	75
6	119
7	154
8	259
9	359
10	399
11	444
12	484

По окончании ввода данных необходимо выйти в пункт меню **Данные – Сохранение** и **ОБЯЗАТЕЛЬНО** записать введенные данные в файл.

4.2. Управление расчетом

Пункт головного меню **Расчет** содержит подменю **Статический** и **Динамический**. Для запуска расчета необходимо выбрать его вид и нажать на клавишу <Enter>. При статическом расчете определяются деформации в узловых точках и реакции в пружинах. После окончания расчета появляются соответствующие таблицы, табл. 4.7.

В колонках X , Y , Z приведены значения деформации шпинделя по осям, соответственно X , Y , Z в каждом узле. В колонках $F1[Z]$, $F1(Y)$ – угол наклона оси шпинделя, соответственно, в плоскостях $X-Z$ и $X-Y$ в каждом узлах. Следует проверить, чтобы деформации во всех узлах имели разумные значения. Если деформации чрезмерно велики, высока вероятность ошибки в исходных данных.

Таблица 4.7

Деформация в узловых точках					
№ Узла	X [мкм]	Y [мкм]	Z [мкм]	FI(Z) [рад]	FI(Y) [рад]
1	1.89	4.17	4.91	.459E-04	.4271E-04
2	1.87	1.86	2.72	.405E-04	.398E-04
3	1.83	1.29	1.79	.150E-04	.187E-04
4	1.83	1.07	1.51	.146E-04	.184E-04
5	1.82	.923	1.33	.138E-04	.176E-04
6	1.81	.501	.774	.111E-04	.149E-04
7	1.81	.159	.298	.852E-05	.123E-04
8	1.81	-.410	-.707	.296E-05	.761E-05
9	1.81	-.567	-1.45	.869E-06	.812E-05
10	1.81	-.602	-1.82	.869E-06	.104E-04
11	1.81	-.641	-2.39	.869E-06	.136E-04
12	1.81	-.676	-2.93	.869E-06	.136E-04

В колонках R_X , R_Y , R_Z даны значения реакции в каждой пружине, соответственно по осям X , Y , Z . В колонках M_Z , M_Y – изгибающие моменты в каждой пружине, табл. 4.8. Следует проверить, чтобы составляющие реакций в пружинах не были одновременно равны нулю. Это признак ошибки в исходных данных.

Таблица 4.8

Реакции в пружинах					
№ Пруж.	R_X [даН]	R_Y [даН]	R_Z [даН]	M_Z [даН*м]	M_Y [даН*м]
1	-40.0	-60.0	-98.0	-6.00	-4.95
2	-40.0	-57.8	-82.5	-.295	-.375
3	-20.0	-31.4	-48.1	-.236	-.317
4	.000	29.3	74.7	-.132E-01	-.124

Сразу после проведения статического расчета целесообразно просмотреть график статической деформации оси шпинделя, рис. 4.2.

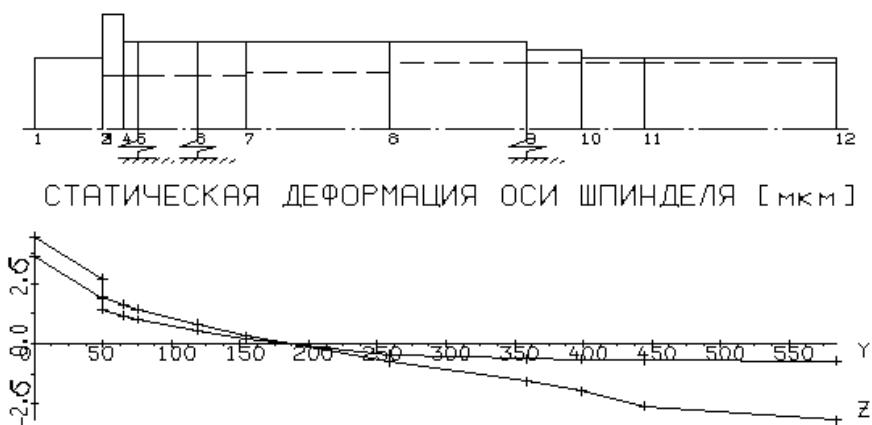


Рис. 4.2. График статической деформация ШУ

Сплошные линии соответствуют наружной поверхности шпинделя, пунктирные – внутренним отверстиям. Изображение шпинделя строится по введенным исходным данным. Поэтому разрывы, пунктирные линии снаружи или сплошные линии внутри шпинделя свидетельствуют об ошибках в исходных данных. Как правило, линия деформации оси шпинделя плавная. Если линия имеет резкие пики и впадины, высока вероятность ошибки в исходных данных.

При запуске на выполнение динамического расчета через некоторое время появляется меню выбора видов расчета:

- 1 Собственные характеристики;
- 2 Баланс демпфирования;
- 3 Динамическая податливость;
- 4 Выходной спектр.

Следует по очереди запустить все виды расчета, **ЗА ИСКЛЮЧЕНИЕМ** пункта 4 Выходной спектр. Если время счета превышает 3–4 секунды или в окошке проведения расчета появляются какие-нибудь надписи, необходимо обратиться к преподавателю. Результаты расчетов непосредственно после выполнения выводятся в табличной форме на дисплей.

Собственные характеристики – собственная частота, модальный коэффициент демпфирования и формы колебаний – выво-

дятся на экран в таблице. Исследуемые частоты обычно несколько превышают максимальную частоту, указанную в пункте **Общие сведения**.

В колонках X , Z показаны перемещение, а в колонке $FI(Y)$ – угол поворота соответствующих узлов ШУ при той или иной частоте собственных колебаний, табл. 4.9. Например, при колебаниях на частоте 476,32 Гц шпиндель колеблется только в осевом направлении (деформация по Z равна нулю). С другой стороны, при частоте 820,25 Гц с наибольшей амплитудой по Z будет колебаться задний конец шпинделя, а при частоте 887,82 – фреза. По данным этой таблицы автоматически строится график форм колебаний, представленный на рис. 4.3.

Таблица 4.9

ФОРМЫ КОЛЕБАНИЙ									
Собств. част. Гц	476.32			820.25			887.82		
Кэф. демпф.	.0194			.0094			.0149		
Узел N°	X	Z	FI(Y)	X	Z	FI(Y)	X	Z	FI(Y)
1	6.36	.00	.00	.00	3.53	.38	.00	11.90	.95
2	6.34	.00	.00	.00	1.71	.34	.00	7.24	.90
3	6.29	.00	.00	.00	.93	.08	.00	5.03	.45
4	6.28	.00	.00	.00	.80	.08	.00	4.36	.44
5	6.28	.00	.00	.00	.73	.07	.00	3.93	.43
6	6.29	.00	.00	.00	.54	.04	.00	2.57	.37
7	6.32	.00	.00	.00	.49	-.01	.00	1.40	.31
8	6.53	.00	.00	.00	1.40	-.17	.00	-1.08	-.17
9	6.64	.00	.00	.00	4.33	-.42	.00	-2.43	-.12
10	6.65	.00	.00	.00	6.42	-.61	.00	-2.90	-.12
11	6.63	.00	.00	.00	10.15	-.98	.00	-3.40	-.09
12	6.63	.00	.00	.00	14.09	-.98	.00	-3.76	-.09

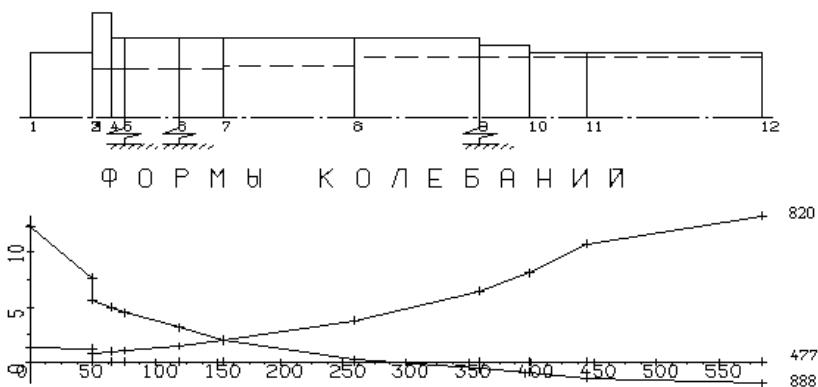


Рис. 4.3. График форм колебаний

График показывает, какую форму примет ось шпинделя при колебаниях на собственных частотах, равных 477, 820 и 888 Гц соответственно. Например, при 477 Гц ось колеблющегося шпинделя совпадает с осью X .

Баланс демпфирования показывает вклад элемента расчетной схемы (соответственно, и конструктивного элемента) в модальное демпфирование на данной частоте. Нумерация элементов такова, что сначала идут номера стержней, а потом пружин, т. е. согласно порядку ввода исходных данных. Например, в табл. 4.10 элементы № 1–10 – стержни, элемент № 11 – пружина, моделирующая соединение «оправка–передний конец шпинделя», элементы № 12, 13 – пружины, моделирующие переднюю опору шпинделя, а элемент № 14 – пружина, моделирующая заднюю опору шпинделя.

Как показывает таблица, наибольший вклад в демпфирование (гашение) колебаний на первой собственной частоте 476,3 Гц оказывают подшипники (пружины) передней опоры (соответственно 49,77 и 49,9 % от общего демпфирования). На частоте 820,3 Гц наибольший вклад вносят задняя опора (79,36 %) и стык «оправка – передний конец шпинделя» (9,75 %) и т. д.

Таблица 4.10

БАЛАНС ДЕМПФИРОВАНИЯ ПО ЭЛЕМЕНТАМ		
Собств. част./демф.	№ элемента	%
476.3 .0194	1	.01
	2	.00
	3	.00
	4	.00
	5	.02
	6	.07
	7	.03
	8	.01
	9	.03
	10	.00
	11	.16
	12	49.77
	13	49.90
	14	.00
820.3 .0094	1	.07
	2	.01
	3	.03
	4	.16
	5	.24
	6	1.08
	7	2.09
	8	1.47
	9	1.57
	10	.00
	11	9.75
	12	2.71
	13	1.46
	14	79.36
887.8 .0149	1	.08
	2	.02
	3	.06
	4	.25
	5	.22
	6	0.38
	7	0.08
	8	0.00
	9	0.01
	10	.00
	11	24.16
	12	42.74
	13	18.89
	14	13.11

Табл. 4.10 соответствует диаграмма на рис. 4.4:

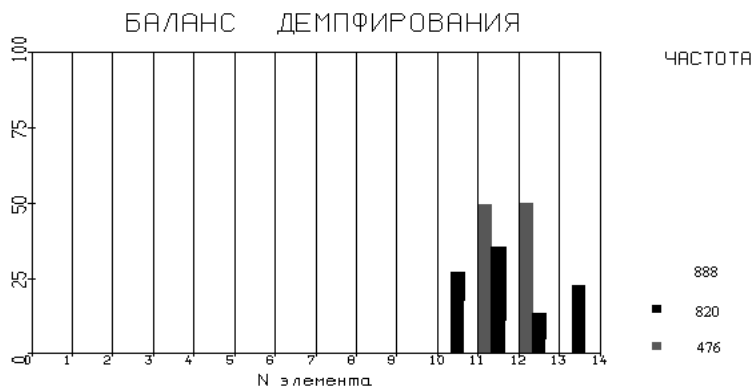


Рис. 4.4. Диаграмма баланса демпфирования по элементам

Пункт меню **3 Динамическая податливость**, в свою очередь, имеет два подпункта: **По нагрузке** и **По дисбалансу**. Динамическая податливость по нагрузке определяется в заданной узловой точке по одной из осей от произвольно приложенной силы. Для расчета необходимо ввести в таблицу номер узла, в котором определяется перемещение и номер оси координат, вдоль которой происходит перемещение. Обычно наиболее важно определение динамических характеристик шпинделя в зоне резания. В этом случае выбирается узел, в котором приложена сила резания.

Например, для узла № 1 по оси Z:

Номер узла определения перемещения	1
Координата (X – 1, Y – 2, Z – 3)	3

В появившейся таблице (табл. 4.11) необходимо ввести компоненты силы, действующей в выбранной точке. Например, в узле 1 действует сила резания:

Таблица 4.11

№	Узел №	P(x) [даН]	P(y) [даН]	P(z) [даН]
1	1	40	60	100

Также можно определять динамическую нагруженность подшипниковой опоры. Для определения динамической нагруженности опоры на данной частоте достаточно умножить значение динамической податливости в соответствующей узловой точке на жесткость опоры. Таким образом может быть получено значение частотной характеристики выбранной опоры.

Результатом расчета является таблица (табл. 4.12), в которой указано, чему равна податливость (величина, обратная жесткости) при той или иной частоте возмущающей силы. Например, при частоте возмущающей силы 20 Гц податливость равна 0.040671 мкм/даН (запись № 2), а при частоте возмущающей силы 887 Гц податливость почти в 30 раз больше и равна 1,2214 мкм/даН (запись № 65). По данным таблицы строятся графики амплитудно-частотной (АЧХ) и амплитудно-фазочастотной характеристик АФЧХ, рис. 4.5 и 4.6.

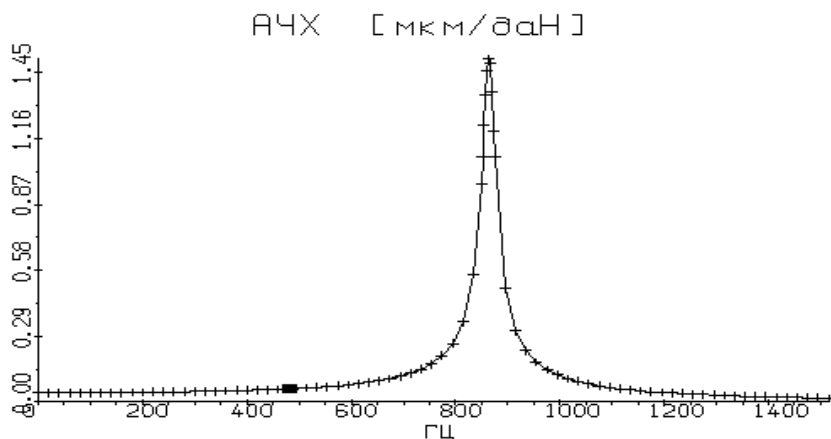


Рис. 4.5. График амплитудно-частотной характеристики ШУ

Таблица 4.12

НОМЕР УЗЛА ПРИЛОЖЕНИЯ НАГР. = 1 НОМЕР УЗЛА ОПР. ПЕРЕМЕЩЕНИЯ= 1 КООРДИНАТА (X-1, Y-2, Z-3) = 3								
№	Частота [Гц]	Податливость [мкм/даН]	№	Частота [Гц]	Подат- ливость [мкм/даН]	№	Частота [Гц]	Податливость [мкм/даН]
1	0	.40650E-01	35	528.0	.63241E-01	69	899.0	.93682
2	20.0	.40671E-01	36	548.0	.66093E-01	70	919.0	.48125
3	40.0	.40733E-01	37	568.0	.69342E-01	71	939.0	.30807
4	60.0	.40838E-01	38	588.0	.73067E-01	72	959.0	.22401
5	80.0	.40985E-01	39	608.0	.77375E-01	73	979.0	.17496
6	100.0	.41175E-01	40	628.0	.82406E-01	74	999.0	.14294
7	120.0	.41411E-01	41	648.0	.88352E-01	75	1019.0	.12041
8	140.0	.41693E-01	42	668.0	.95482E-01	76	1039.0	.10371
9	160.0	.42023E-01	43	688.0	.10418	77	1059.0	.90847E-01
10	180.0	.42403E-01	44	708.0	.11504	78	1079.0	.80635E-01
11	200.0	.42837E-01	45	728.0	.12901	79	1099.0	.72335E-01
12	220.0	.43327E-01	46	748.0	.14774	80	1119.0	.65457E-01
13	240.0	.43876E-01	47	768.0	.17457	81	1139.0	.59666E-01
14	260.0	.44490E-01	48	788.0	.21799	82	1159.0	.54725E-01
15	280.0	.45173E-01	49	808.0	.31158	83	1179.0	.50459E-01
16	300.0	.45930E-01	50	812.0	.34315	84	1199.0	.46739E-01
17	320.0	.46768E-01	51	814.0	.35818	85	1219.0	.43467E-01
18	340.0	.47695E-01	52	816.0	.36811	86	1239.0	.40566E-01
19	360.0	.48719E-01	53	818.0	.36637	87	1259.0	.37975E-01
20	380.0	.49852E-01	54	820.0	.34701	88	1279.0	.35646E-01
21	400.0	.51105E-01	55	822.0	.31233	89	1299.0	.33540E-01
22	420.0	.52493E-01	56	824.0	.27445	90	1319.0	.31624E-01
23	440.0	.54033E-01	57	826.0	.24554	91	1339.0	.29870E-01
24	460.0	.55745E-01	58	828.0	.23014	92	1359.0	.28254E-01
25	464.0	.56111E-01	59	848.0	.35328	93	1379.0	.26754E-01
26	467.0	.56390E-01	60	868.0	.66669	94	1399.0	.25349E-01
27	470.0	.56674E-01	61	875.0	.87197	95	1419.0	.24017E-01
28	473.0	.56936E-01	62	878.0	.97822	96	1439.0	.22730E-01
29	476.0	.57256E-01	63	881.0	1.0854	97	1459.0	.21451E-01
30	479.0	.57555E-01	64	884.0	1.1749	98	1479.0	.20120E-01
31	482.0	.57858E-01	65	887.0	1.2214	99	1499.0	.18690E-01
32	485.0	.58167E-01	66	890.0	1.2077	100	1519.0	.18058E-01
33	488.0	.58481E-01	67	893.0	1.1402	100	1519.0	.18058E-01
34	508.0	.60720E-01	68	896.0	1.0422	100	1519.0	.18058E-01

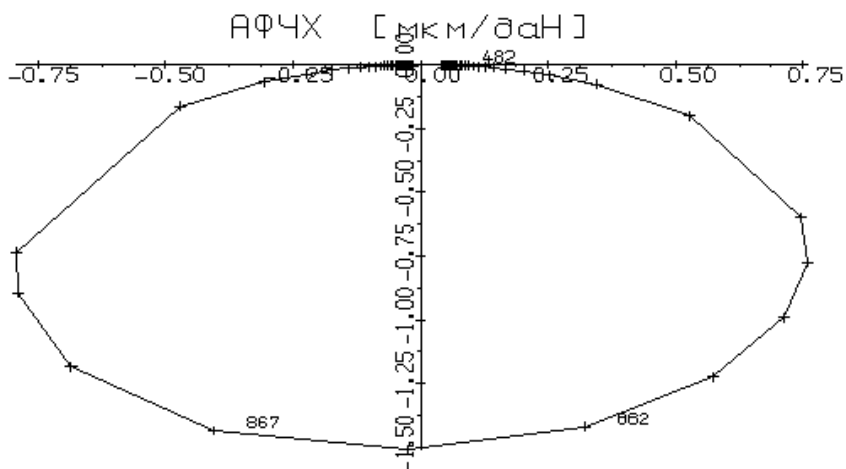


Рис.4.6. График амплитудно-фазочастотной характеристики ШУ

Расчет из пункта меню **По дисбалансу** позволяет определить дополнительный прогиб шпинделя, вызванный центробежной силой, действующей на несбалансированную фрезу, колесо или заготовку. Динамическая податливость по дисбалансу представляет собой отношение перемещения, мкм, в заданной точке по оси OZ (или OY) к величине дисбаланса расположения массы $m r$, кг · см. Расчет проводится в диапазоне частот вращения от минимального до максимального значения, об/мин. Например, для оценки влияния дисбаланса фрезы, размещенной в узле 1, следует заполнить табл. 4.13.

Таблица 4.13

Номер узла расположения массы	1
Номер узла определения перемещения	1
Мин. частота вращения [об/мин]	12
Макс. частота вращения [об/мин]	4500

Результатом расчета является табл. 4.14:

Таблица 4.14

НОМЕР УЗЛА ПРИЛОЖЕНИЯ НАГР. = 1 НОМЕР УЗЛА ОПР. ПЕРЕМЕЩЕНИЯ= 1 КООРДИНАТА (X-1, Y-2, Z-3) = 2								
N''	Частота [Гц]	Податливость [мкм/кг*см]	N''	Частота [Гц]	Податливость [мкм/кг*см]	N''	Частота [Гц]	Податливость [мкм/кг*см]
1	0	.00000	7	30.0	18.056	13	60.0	72.476
2	5.0	.50101	8	35.0	24.587	14	65.0	85.126
3	10.0	2.0042	9	40.0	32.129	15	70.0	98.812
4	15.0	4.5102	10	45.0	40.685	16	75.0	113.54
5	20.0	8.0200	11	50.0	50.260	16	75.0	113.54
6	25.0	12.535	12	55.0	60.855	16	75.0	113.54

По данным табл. 4.14 строятся графики динамической податливости по дисбалансу, рис. 4.7.

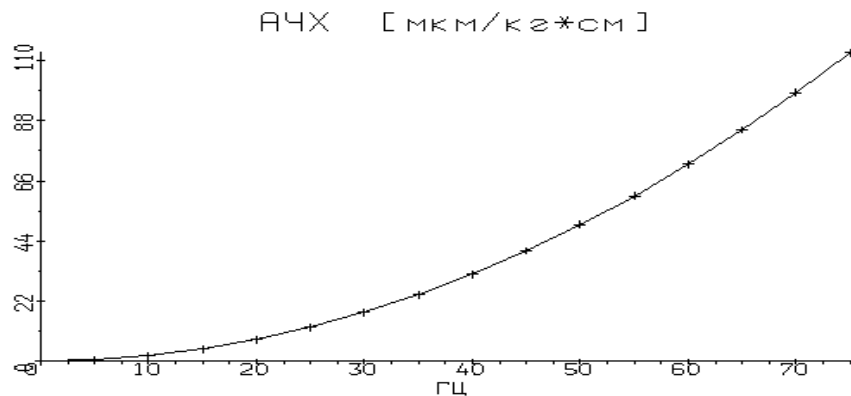


Рис. 4.7. График АЧХ динамической податливости по дисбалансу

Выходной спектр – спектр реакции системы в заданной точке по оси OZ (или OY), мкм, на приложенные динамические силы. Как правило, в учебных целях этот расчет не выполняется.

Пункт головного меню **Графики** содержит следующий перечень графиков зависимостей:

- Статическая деформация ШУ;
- Формы колебаний;
- Баланс демпфирования;
- Динамическая податливость по нагрузке АЧХ;
- Динамическая податливость по нагрузке АФЧХ;
- Динамическая податливость по дисбалансу;
- Выходной спектр.

График создается по результатам соответствующего расчета. Если расчет не был произведен в текущий сеанс работы, то машина выходит в DOS. Чтобы увидеть график, следует подвести курсор к соответствующему пункту меню и нажать <Enter>.

При нажатии на пункт головного меню **Выход** происходит окончание работы с программой. Если при работе не были сохранены данные, то появляется сообщение: *Вы не сохранили исходные данные с позициями Закончить работу и Продолжить работу.* Для сохранения данных нужно выбрать позицию *Продолжить работу* и вернуться в меню **Данные, Сохранить**.

5. АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТА

Статические характеристики шпиндельного узла включают в себя радиальные и осевые деформации от приложенных нагрузок, углы поворота сечений в узловых точках и реакции в опорах и стыках.

Важнейшая характеристика – статическая жесткость переднего конца ШУ (в радиальном направлении) – определяется как

$$j = F/\delta,$$

где F – сила, приложенная к переднему концу шпинделя, Н;

δ – деформация переднего конца шпинделя в радиальном направлении, мкм.

На расчетной схеме передний конец шпинделя обычно соответствует узлу контакта шпинделя с оправкой.

Единых норм для назначения жесткости ШУ не существует. Для станков нормального класса точности рекомендуемое значение

жесткости переднего конца шпинделя не ниже 200 Н/мкм, для прецизионных станков, в том числе станков с ЧПУ, – не менее 400 Н/мкм.

В первом приближении под F можно принимать составляющую силы резания в радиальном направлении (рис. 5.1), а под δ – перемещение переднего конца шпинделя, тоже в радиальном направлении:

$$F = \sqrt{P(y)^2 + P(z)^2};$$

$$\delta = \sqrt{\delta(y)^2 + \delta(z)^2}.$$

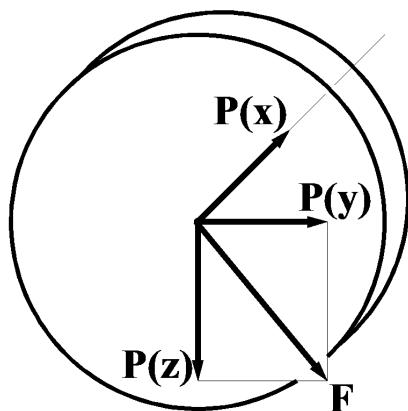


Рис. 5.1. Определение радиальной составляющей силы

В рассматриваемом примере жесткость j переднего конца шпинделя (узел № 3):

$$F = \sqrt{600^2 + 1000^2} = 1166 \text{ Н};$$

$$\delta_3 = \sqrt{1,29^2 + 1,79^2} = 2,206 \text{ мкм};$$

$$j = \frac{F}{\delta} = \frac{1166}{2,206} = 528,6 \frac{\text{Н}}{\text{мкм}}.$$

Но если оценка допустимой жесткости шпинделя проводится именно по критерию нормативной жесткости, то для корректной ее

оценки желательно создать вспомогательную модель ШУ. Ее единственное отличие от основной будет заключаться в условиях нагружения. В отличие от основной модели ШУ во вспомогательной не будут учитываться силы от приводных элементов и момент M от силы резания. Таким образом, во вспомогательной модели ШУ следует приложить только одну радиальную силу с произвольным значением (например, $F(z) = 1000$ Н, $F(y) = 0$) в узле, расположенном именно в переднем конце шпинделя, а не в зоне резания.

Допустимая жесткость может также определяться исходя из требований к точности обработки. В этом случае сила определяется из выбранных режимов резания, а радиальное смещение δ в зоне обработки принимают из соотношения

$$\delta \leq \Sigma \delta_{и} / 3,$$

где $\Sigma \delta_{и}$ – сумма допусков на изделие.

Например, в рассматриваемом примере радиальная деформация в зоне обработки (узел № 1)

$$\delta_1 = \sqrt{4,17^2 + 4,91^2} = 6,442 \text{ мкм.}$$

Тогда допустимая сумма допусков на изделие

$$\Sigma \delta_{и} = 6,442 \cdot 3 = 19,325 \text{ мкм.}$$

Угол поворота оси шпинделя под подшипниками в передней опоре не должен превышать $0,0001$ – $0,00015$ рад. Угол поворота шпинделя под приводным зубчатым колесом не должен быть более $0,00008$ – $0,0001$ рад, а прогиб в этом месте не должен превышать $0,01m$, где m – модуль зубчатого колеса.

Суммарный угол поворота Ψ определяется из выражения

$$\Psi = \sqrt{F_I(Z)^2 + F_I(Y)^2},$$

где $F_I(Z)$ и $F_I(Y)$ – угол поворота оси шпинделя соответственно в плоскостях X – Y и X – Z .

Превышение угла поворота сверх нормативного приводит к перекосу тел качения, резкому возрастанию температуры подшипника и в итоге – быстрому выходу его из строя.

В рассматриваемом примере угол поворота под передним подшипником (узел № 5)

$$\Psi_5 = \sqrt{(0,138 \cdot 10^{-4})^2 + (0,176 \cdot 10^{-4})^2} = 0,224 \cdot 10^{-4} \text{ рад,}$$

что почти в четыре раза меньше предельно допустимого значения 0,0001 рад.

Нагрузка N , действующая на подшипники, определяется как сумма сил, действующих на опоры в радиальном направлении, по данным табл. 4.8 статического расчета «Реакции в пружинах»:

$$N = \sqrt{RY^2 + RZ^2}.$$

Расчетная нагрузка не должна превышать рекомендуемой величины динамической грузоподъемности для моделируемого подшипника. В рассматриваемом примере нагрузка, например на подшипник в задней опоре (пружина № 4):

$$N_4 = \sqrt{29,3^2 + 74,7^2} = 80,24 \text{ даН} = 802,4 \text{ Н}.$$

Если к ШУ приложены не только силы резания, но и силы от привода, следует проанализировать влияние направления этих сил на деформацию переднего конца шпинделя. Изменив компоновку узла привода шпинделя токарного станка (например, направив радиальные составляющие сил резания и сил в зубчатом зацеплении привода навстречу друг другу), можно заметно уменьшить деформацию переднего конца шпинделя.

Динамические характеристики для оценки качества ШУ включают в себя частоты и формы собственных колебаний, коэффициенты демпфирования (или декременты затухания), АЧХ, АФЧХ, динамическую жесткость. Эти характеристики, являясь показателями

динамического качества ШУ, особенно наглядны при сравнении вариантов конструкций.

Низшие собственные частоты колебаний — важнейшие характеристики ШУ, поскольку определяют условия наступления резонанса. Резонанс наступает, когда частота возмущающей силы близка к собственной частоте шпинделя f_c , на которой податливость максимальна или значительно превышает значение при статическом нагружении (0 Гц). Чаще всего это первая собственная частота, но может быть вторая или даже третья. Например, на рис. 4.5 приведен график АЧХ, где наибольшая податливость наблюдается на третьей собственной частоте.

Работа в резонансной зоне практически невозможна из-за сильных вибраций. Поэтому следует избегать ситуации, когда частота возмущающей силы находится в диапазоне $\pm 20\% f_c$. Например, на рис. 4.5 собственная частота f_c равна примерно 900 Гц (точное значение определяется по максимальному значению податливости из таблицы АЧХ по нагрузке). При этих условиях допустимая частота возмущающей силы может находиться в диапазоне от 0 до 720 Гц и выше 1080 Гц.

Частота возмущающей силы зависит от частоты вращения шпинделя. Например, при обработке заготовки фрезой с числом зубьев $z = 8$ на частоте вращения $n = 2400$ об/мин частота возмущающей силы

$$v = z n / 60 = 8 \cdot 2400 / 60 = 320 \text{ Гц.}$$

Аналогично, при обточке шестигранника на частоте вращения 1800 об/мин частота возмущающей силы

$$v = z n / 60 = 6 \cdot 1800 / 60 = 180 \text{ Гц.}$$

Считается, что ШУ имеет хорошие динамические характеристики, если его первая резонансная частота f_1 превышает величину 500–600 Гц. Большинство ШУ работает в дорезонансной зоне (с частотой возмущающей силы меньшей, чем первая собственная частота). Некоторые высокоскоростные ШУ работают в зоне за резонансом, при этом необходимо применение специальных

устройств для безопасного перехода через резонансную зону при разгоне и торможении.

Формы колебаний позволяют наглядно представить характер деформирования ШУ во время колебаний на различных собственных частотах. Их анализ позволяет выявить, какие именно участки шпинделя колеблются с максимальной амплитудой на той или иной частоте. Например, на частоте 820 Гц (см. рис. 4.3) с максимальной амплитудой колеблется задний конец шпинделя, что вряд ли окажет заметное влияние на точность обработки. И, наоборот, на близкой к 820 Гц частоте 888 Гц максимальная амплитуда наблюдается в зоне обработки, что может быть опасно.

Формы колебаний также дают представление о характере колебаний по всей длине шпинделя, что важно, в частности, для корректировки размещения масс (приводных колес, ротора встроенного электродвигателя и т. д.) на шпинделе.

Баланс демпфирования (см. рис. 4.4 и табл. 4.10) позволяет оценить, какой именно элемент ШУ сильнее всего демпфирует (ослабляет) колебания на каждой собственной частоте. Обычно сильнее всего гасят колебания пружины (подшипники). Регулируя демпфирующую способность того подшипника, который сильнее всего гасит колебания на самой опасной собственной частоте, можно снизить вибрации шпинделя. Добиться этого можно, например, изменяя натяг или тип смазки.

АФЧХ служит для оценки устойчивости динамической системы ШУ. Если график (годограф) АФЧХ включает в себя точку с координатами $-1, j0$, то по критерию Найквиста система неустойчива. Например, на рис. 4.6 показана АФЧХ устойчивого ШУ. При резании «по следу», что характерно для большинства видов механообработки, график АФЧХ должен пересекать вещественную (горизонтальную) ось не далее чем до точки $-0,5, j0$.

В случае неустойчивости ШУ весьма вероятно возникновение вибраций при резании. В этом случае имеет смысл несколько увеличить жесткость подшипников, уменьшить присоединенные массы или изменить их расположение.

Таблица и график АЧХ динамической податливости по дисбалансу e_D позволяет определить дополнительный прогиб заданной точки ШУ, например, переднего конца шпинделя Δ , мкм, вызванный его дисбалансом D , кг·см, во всем диапазоне частот вращения:

$$\Delta = D e_D.$$

Если задано обусловленное дисбалансом допустимое перемещение $[\Delta]$ в заданной точке, то из АЧХ по дисбалансу определяют величину допустимого дисбаланса какой-либо массы:

$$[D] = [\Delta]/e_D.$$

Максимально допустимый остаточный дисбаланс D для вала массой M , кг, вращающегося со скоростью n , об/мин:

$$D = 0,1 \frac{GM}{\frac{2\pi n}{60}}, \text{ кг} \cdot \text{см},$$

где G для металлорежущих станков в целом равно 0,63 см/с; для приводов (шпинделей) станков общего назначения – 0,25 см/с; для приводов шлифовальных станков – 0,1 см/с.

Например, пусть масса фрезы равна 3,767 кг, а ее дисбаланс $5 \cdot 10^{-4}$ кг · см. Тогда дополнительное отклонение в зоне резания (узел № 1), вызванное ее дисбалансом, на частоте вращения 4500 об/мин (75 Гц)

$$\Delta = 0,0005 \cdot 113,54 \approx 0,06 \text{ мкм}.$$

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Каким образом можно использовать программу для моделирования статических и динамических характеристик шпиндельных узлов?
2. В чем суть метода конечных элементов?
3. Какие конечные элементы используются для моделирования шпиндельного узла и какие типовые элементы конструкции привода они моделируют?
4. Какими параметрами характеризуется элемент типа «стержень»?
5. Какими параметрами характеризуется элемент типа «пружина»?
6. Какие детали привода моделируются элементами типа «сосредоточенная масса»?
7. Чему равна внесистемная единица силы «дан»?
8. Как определить диаметр обрабатываемой детали, исходя из значения дополнительного изгибающего момента от силы резания?
9. Чему равна деформация шпинделя под первым подшипником передней опоры по оси Y и чему равна суммарная деформация в радиальном направлении в этом узле?
10. Чему равна жесткость переднего конца шпинделя и каковы рекомендуемые значения этой величины?
11. Сумма допусков на обрабатываемый размер равна 30 микрон. Оцените соответствие моделируемого ШУ этим требованиям.
12. Чему равна деформация ШУ вдоль оси в зоне резания?
13. Чему равен угол наклона оси шпинделя под первым подшипником передней опоры в плоскости $X-Y$?
14. Чему равна радиальная сила, действующая на последний подшипник в задней опоре?
15. Какие элементы конструкции ШУ совершают свободные колебания с максимальной амплитудой на первой, второй и третьей собственной частоте?
16. Какой конструктивный элемент максимально ускоряет затухание колебаний ШУ на первой, второй и третьей собственной частоте?
17. Чему равна динамическая податливость ШУ по нагрузке на первой, второй и третьей собственной частоте?

18. Чему равна динамическая податливость ШУ по нагрузке при частоте возмущающей силы 50 Гц?
19. Как рассчитать динамическую нагруженность подшипниковой опоры при заданной частоте возмущающей силы?
20. Во сколько раз динамическая податливость ШУ на первой, второй и третьей собственной частоте выше, чем при статическом нагружении?
21. Каковы допустимые диапазоны частот вращения шпинделя (об/мин) при токарной обработке n -гранной заготовки (n задает преподаватель)?
22. Каковы допустимые диапазоны частот вращения шпинделя (об/мин) при чистовой токарной обработке?
23. Каковы допустимые диапазоны частот вращения шпинделя (об/мин) при высокоскоростной обработке трехзубой фрезой?
24. Оцените устойчивость динамической системы ШУ.
25. Определите величину динамического дисбаланса ШУ при допустимом перемещении в зоне обработки от неуравновешенных масс 5 мкм.
26. На какой частоте вращения шпинделя (об/мин), если амплитуда колебания фрезы массой $M = 100$ кг, установленной с эксцентриситетом $e = 0,05$ мм, отклонение в зоне резания достигнет величины $\Delta = 1$ мкм?

ЛИТЕРАТУРА

1. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: справочник-учебник: в 3 т. / под общ. ред. А. С. Проникова. – М.: Машиностроение, 1995. – Т.2. Ч.1: Расчет и конструирование узлов и элементов станков. – 371 с.: ил.
2. Кочергин, А. И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование: учебное пособие для вузов / А. И. Кочергин. – Минск: Высшая школа, 1991. – 382 с.: ил.
3. Левина, З. М. Контактная жесткость машин / З. М. Левина, Д. Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1971. – 264 с.
4. Металлорежущие станки: учебник: в 2 т. / под ред. В. В. Бушуева. – М.: Машиностроение, 2011. – Т. 1. – 608 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Использование электронной базы данных для определения характеристик подшипниковых опор

Наиболее удобно характеристики подшипниковых опор выбирать, используя электронный справочник САДКО. Справочник позволяет определить характеристики как отдельных подшипников, так и подшипниковых опор, наиболее широко используемых в станкостроении. Для запуска электронного справочника (базы данных, БД) следует войти в директорию Z:\STANKI\BASA, подвести курсор к файлу «Start.bat» и нажать <Enter>.

После загрузки программы появится меню, в котором надо выбрать первый пункт: **1. ПОИСК ИНФОРМАЦИИ В БАЗЕ ДАННЫХ** (выбран по умолчанию), и нажать <Enter>. В верхней части экрана появится меню, из которого надо выбрать пункт **1. Тип опоры**. На экране появится таблица выбора типа подшипниковых опор:

1	Радиальный двухрядный роликовый и двухрядный упорно-радиальный
2	Радиальный двухрядный роликовый и упорный шариковый
3	Радиальный двухрядный с короткими цилиндрическими роликами
4	Конический роликовый однорядный
5	Конический роликовый двухрядный по типу GAME H
6	Радиально-упорный шариковый
7	Тандем из двух радиально-упорных подшипников
8	Радиально-упорные шариковые по схеме «X»
9	Радиально-упорные шариковые по схеме «O»
10	Три радиально-упорных шариковые по схеме тандем «O»
11	Четыре радиально-упорных шариковые по схеме тандем «O»

Выбрав клавишами управления курсором необходимый тип опоры, следует нажать клавишу <Enter>. Перед этим **ОБЯЗАТЕЛЬНО** удостовериться по таблице «Рекомендуемые схемы моделирования подшипниковых опор», что название и соответствующий ему тип опоры понято правильно!

Далее с помощью клавиш управления курсором необходимо перейти вправо на пункт **2. Внутренний диаметр** и нажать <Enter>.

В появившемся окошке следует ввести значение внутреннего диаметра подшипника, нажать <Enter>, затем перевести курсор на пункт 3. **Поиск** и нажать <Enter>. Через несколько секунд на экране появится таблица с характеристиками выбранной подшипниковой опоры (рис. П.1).

Посадочные диаметры, мм:	
Внутренний: 100	Наружный: 150
Максимальные частоты вращения подшипников, 1/min:	
Консистентная смазка: 7000	Жидкая смазка: 12000
Ширина кольца подшипника,	мм: 24
Динамическая грузоподъемность опоры,	даН: 5850
Радиальная жесткость опоры,	даН/мм: 51.00
Угловая жесткость опоры,	даН*м/рад: 12800
Осевая жесткость опоры,	даН/мм: 8
Максимальная осевая нагрузка,	даН: 369
Сила предварительного натяга,	даН: 123


Рис. П.1. Таблица с характеристиками подшипниковых опор

Необходимо обращать внимание на число найденных вариантов опор (записей), которое отображается в поле **Найдено записей:...** в левой верхней части экрана. Для того чтобы просмотреть все варианты, следует нажать на клавишу управления курсором <→>. В поле в правой верхней части экрана вместо **Вернуться** появится надпись **Следующая запись** (при еще одном нажатии на <→> появится надпись **Предыдущая запись**). Если нажать на <Enter>, в окне появятся характеристики следующего подшипника с тем же внутренним диаметром. При этом соответственно изменится значение в поле **Текущая запись:...** Для того чтобы повторить поиск для иного типа подшипниковой опоры, следует нажать клавишу <Esc> и вернуться в пункт меню **1. Тип опоры**.

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Рекомендации по работе с программой для захвата изображения HyperSnap

Работа с программой осуществляется в следующем порядке:

1. Запустить HyperSnap, нажав на иконку  на рабочем столе.
2. После ввода исходных данных и проведения расчетов следует проверить корректность этих расчетов. Например, деформация ШУ должна быть порядка микронов, на ее графике не должно быть острых выступов, на АЧХ должен быть ярко выраженный максимум и т. д.

3. Далее следует по очереди зайти в режим редактирования, провести статический и динамический расчеты и для каждой таблицы и графика как исходных данных, так и результатов одновременно нажать клавиши <Ctrl>–<Shift>–<R> (снимок выбранного региона на экране). Необходимо контролировать, чтобы в этот момент курсор находился внутри окна «DOS622 – Microsoft Virtual PC» (например, в верхней его части).

На экране появится перекрестие. Щёлкнув левой клавишей мыши, задают, например, верхний левый угол будущего рисунка. Перемещая курсор, выбирают противоположный угол, опять щелкают левой клавишей мыши. После этого происходит автоматический переход в программу HyperSnap, где уже находится выбранный участок экрана.

4. Далее следует сохранить рисунок под значащим именем, например, «Деформация_Таблица» или «Деформация_График». Желательно формат (расширение) рисунка выбрать *.gif, поскольку в таком виде он занимает меньше всего места.

5. Желательно, а для дипломного расчета – обязательно подготовить рисунок для печати. Для этого следует преобразовать цветной рисунок в черно-белый. Проще всего, будучи в HyperSnap, выбрать пункт меню **Цвет**, в нем раздел **Черное и белое...** и нажать «ОК». В некоторых случаях могут получиться белые буквы или график на черном фоне. Чтобы преобразовать их к нормальному виду, следует в том же пункте меню **Цвет** выбрать раздел **Черно-белая инверсия**. Буквы или график станут черными на белом фоне.

Учебное издание

КОЛЕСНИКОВ Леонид Александрович

**ИССЛЕДОВАНИЕ СТАТИЧЕСКИХ
И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК
ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ СТАНКОВ
ПРИ АВТОМАТИЗИРОВАННОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ**

Учебно-методическое пособие
для студентов специальности 1-36 01 03
«Технологическое оборудование
машиностроительного производства»

Редактор *Т. Н. Микулик*
Компьютерная верстка *А. Е. Дарвиной*

Подписано в печать 23.03.2017. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 3,25. Уч.-изд. л. 2,54. Тираж 100. Заказ 752.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя печатных
изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.