

Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Локтионова Оксана Геннадьевна
Должность: проректор по учебной работе
Дата подписания: 18.11.2024 00:46:10
Уникальный программный ключ:
0b817ca911e6668abb13a5d426d39e5f1c11eabbf73e943df4a4851fda56d089

МИНОБРАЗОВАНИЯ РОССИИ
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Юго-Западный государственный университет»
(ЮЗГУ)

Кафедра машиностроительных технологий и оборудования



УТВЕРЖДАЮ:

Проректор по учебной работе

О.Г. Локтионова

03 2023 г.

**РАСЧЕТНЫЕ СХЕМЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОК,
ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ШПИНДЕЛЬНЫЙ УЗЕЛ**

Методические рекомендации по выполнению практической работы
для студентов направления Машиностроение

Курск 2023

УДК 621.(076.1)

Составитель: Е.И.Яцун

Рецензент

Кандидат технических наук, доцент *А.Н.Гречухин*

Расчетные схемы и определение нагрузок, действующих на шпиндельный узел: методические рекомендации по выполнению практической работы / Юго-Зап. гос. ун-т; сост.: Е.И.Яцун. – Курск, 2023. – 17 с.:– Библиогр.: с. 17.

Приведены расчетные схемы и нагрузки, действующие на шпиндельный узел и расчетные схемы шпиндельного узла при расчете на жесткость. Дан пример расчета.

Предназначены для студентов направления Машиностроение дневной и заочной форм обучения.

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать . Формат 60x84 1/16.

Усл.печ. л. [кол-во стр.: 16 x 0,93]. Уч.-изд. л. [кол-во стр.:19]. Тираж 100 экз.

Заказ . Бесплатно.

Юго-Западный государственный университет.

305040, г. Курск, ул. 50 лет Октября, 94.

Цель работы.

- 1) Составление расчетной схемы для определения нагрузок, действующих на шпиндельный узел.
- 2) Определение нагрузок, действующих на шпиндельный узел.
- 3) Составление расчетной схемы шпиндельного узла для расчета на жесткость

Исходные данные.

- 1) 3D модель шпинделя.
- 2) Чертеж шпиндельного узла.
- 3) Диапазон частот вращения шпинделя.
- 4) Мощность привода главного движения.

Задание.

- 4) Составить расчетную схему для определения нагрузок, действующих на шпиндельный узел.
- 5) Определить нагрузки, действующие на шпиндельный узел.
- 6) Составить расчетную схему шпиндельного узла для расчета на жесткость.

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
Цель работы	3
Задание	3
Введение	5
1 РАСЧЕТНЫЕ СХЕМЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОК, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ШПИНДЕЛЬНЫЙ УЗЕЛ	6
2 РАСЧЕТНЫЕ СХЕМЫ ШПИНДЕЛЬНОГО УЗЛА ПРИ РАСЧЕТЕ НА ЖЕСТКОСТЬ	8
3 РАСЧЕТ ШПИНДЕЛЬНЫХ ОПОР	11
ПРИМЕР составления расчетных схем для расчета шпиндельного узла сверлильно- фрезерно-расточного станка на жесткость	13
Заключение	16
Библиографический список	17

ВВЕДЕНИЕ

Шпиндельные узлы являются наиболее ответственными механизмами станков. От совершенства конструкции, а также от качества изготовления и сборки шпиндельного узла во многом зависит точность обработки.

В последние годы в практике станкостроения наметилась тенденция к созданию жестких конструкций шпинделей относительно небольшой длины. Повышение жесткости шпинделей достигается за счет увеличения диаметра или площади поперечного сечения, применения дополнительных опор, повышения жесткости опор качения за счет создания предварительного натяга и т.д.

При проектировании шпиндельных узлов обычно принимают во внимание следующие проектные решения:

- 1) ограничение биения на конце шпинделя в радиальном направлении, т.к. эта характеристика значительно сказывается на суммарной погрешности обработки;
- 2) ограничение амплитуды колебаний переднего оконца шпинделя во всем рабочем диапазоне частот вращения, особенно при чистовой обработке;
- 3) ограничение упругой деформации переднего конца шпинделя от действия сил резания;
- 4) ограничение тепловыделения и температурных деформаций шпиндельного узла;
- 5) быстродействия и надежности автоматического закрепления инструмента или обрабатываемой детали в шпинделе станка;
- 6) минимизация затрат на изготовление, сборку и эксплуатацию шпиндельного узла.

1 РАСЧЕТНЫЕ СХЕМЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОК, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ШПИНДЕЛЬНЫЙ УЗЕЛ

Основными расчетами шпиндельного узла являются расчет на жесткость для шпинделей всех типов и расчет на виброустойчивость.

Для расчета нагрузок, действующих на шпиндель, составляется пространственная расчетная схема.

Ниже приведены примеры расчетных схем нагрузок на шпиндель от составляющих силы резания и действующих сил от приводного элемента:

а) для токарного горизонтального станка с приводом шпинделя зубчатым колесом, с действующими окружной F_t и радиальной F_r силами зубчатого зацепления и радиальной P_y и тангенциальной P_z составляющими силами резания (рис. 1.1, а);

б) для фрезерного и многооперационного станка с приводом шпинделя зубчатым колесом, с действующими окружной F_t и радиальной F_r силами зубчатого зацепления и составляющими силами резания: параллельной P_h и перпендикулярной P_{\perp} подаче при поступном фрезеровании (рис. 1.1, б);

в) для токарного станка с наклонной станиной с приводом шпинделя ременной передачей, с действующей радиальной силой F натяжения ремня ременной передачи, радиальной P_y и тангенциальной P_z составляющими силами резания и с наклонной системой координат $Y-Z$ для удобства проектирования сил (рис. 1.1, в);

г) для фрезерного или многооперационного станка с приводом шпинделя зубчатой муфтой, шлицевым соединением или шкивом на разгрузочном устройстве, с действующим крутящим моментом T от приводного элемента и составляющими силами резания: параллельной P_h и перпендикулярной P_{\perp} подаче при встречном фрезеровании (рис. 1.1, г).

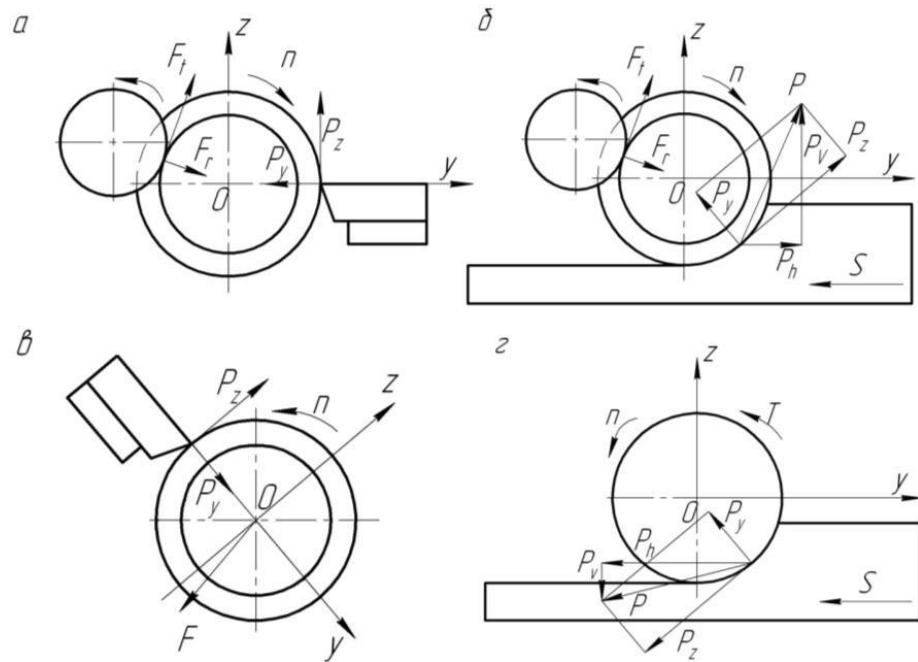


Рис. 1.1. Расчетные схемы нагрузок на шпиндель от сил резания и приводного элемента в виде зубчатого колеса (а, б), шкива ременной передачи (в) и зубчатой муфты, шлицевого соединения или шкива на разгрузочном устройстве (г)

Окружные F_t , радиальные F_r и осевые силы F_a в зацеплениях зубчатых передач, действующие на шпиндель, рассчитываются по формулам:

$$F_t = \frac{2T}{d_w}$$

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta$$

где T – крутящий момент на шпинделе, Н·м;

d_w – диаметр начальной окружности приводного зубчатого колеса, м;

α – угол зацепления зубчатых колес, градус; $\alpha = 20^\circ$;

β – угол наклона зубьев косозубых колес, градус.

Исходной формулой для расчета тангенциальной составляющей сил резания P_z может быть выражение эффективной мощности резания N_0 через расчетную скорость резания v_p :

$$N_v = \frac{P_z \cdot v_p}{6 \cdot 10^4}, \text{ тогда: } P_z = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot N_v}{v_p}$$

Расчетная скорость резания v_p определяется по расчетной частоте вращения шпинделя n_p и максимальному расчетному диаметру D_{\max} обрабатываемой детали или режущего инструмента:

$$v_p = \frac{\pi \cdot D_{\max} \cdot n_p}{1000}$$

Величины остальных составляющих силы резания P , а именно: осевой P_x и радиальной P_y для различных видов обработки, а также составляющих сил резания: параллельной P_h и перпендикулярной P_v подаче, определяются из их соотношения с тангенциальной составляющей силы резания P_z .

Так, например, для процесса фрезерования торцевой или концевой фрезой составляющие силы резания P_x и P_y могут быть определены по формулам:

$$P_x = k_x \cdot P_z = (0,50 \dots 0,55) \cdot P_z,$$

$$P_y = k_y \cdot P_z = (0,3 \dots 0,4) \cdot P_z,$$

а параллельная P_h и перпендикулярная P_v подаче составляющие силы резания определяются в зависимости от вида фрезерования:

а) симметричное

$$P_h = k_h \cdot P_z = (0,3 \dots 0,4) \cdot P_z,$$

$$P_v = k_v \cdot P_z = (0,85 \dots 0,95) \cdot P_z;$$

б) несимметричное встречное:

$$P_h = k_h \cdot P_z = (0,6 \dots 0,8) \cdot P_z,$$

$$P_v = k_v \cdot P_z = (0,85 \dots 0,95) \cdot P_z;$$

в) несимметричное попутное:

$$P_h = k_h \cdot P_z = (0,2 \dots 0,3) \cdot P_z,$$

$$P_v = k_v \cdot P_z = (0,9 \dots 1,0) \cdot P_z.$$

При обработке цилиндрической фрезой расчет составляющих сил резания проводится по формулам в зависимости от вида фрезерования:

а) встречное: $P_h = k_h \cdot P_z = (1,1 \dots 1,2) \cdot P_z$,

$$P_v = k_v \cdot P_z = (0,1 \dots 0,25) \cdot P_z ;$$

б) попутное: $P_h = k_h \cdot P_z = (0,8 \dots 0,9) \cdot P_z$,

$$P_v = k_v \cdot P_z = (0,7 \dots 0,9) \cdot P_z .$$

2 РАСЧЕТНЫЕ СХЕМЫ ШПИНДЕЛЬНОГО УЗЛА ПРИ РАСЧЕТЕ НА ЖЕСТКОСТЬ

При проектных расчетах шпиндельный узел рассматривается как балка на двух опорах. Для расчета шпинделя на жесткость составляются две расчетные схемы в двух взаимно перпендикулярных плоскостях – XOY и XOZ , проходящих через ось шпинделя. На этих схемах указываются суммарные проекции на эти плоскости действующих сил от приводного элемента F_y , F_z и составляющих сил резания P_y , P_z при токарных или P_v , P_h – при фрезерных операциях. Если на шпиндель от приводного элемента действует только крутящий момент T , то расчетная схема может составляться в одной плоскости с приложением общей силы резания P .

Ниже приведены примеры расчетных схем шпиндельных узлов на жесткость при действии сил резания и нагрузок от приводного элемента:

а) расчетные схемы шпиндельного узла с приводным зубчатым колесом, расположенным на межопорной части шпинделя (рис. 1.2, а), и с приложенными суммарными проекциями F_y и F_z действующих сил F_r , F_t от зубчатой передачи и составляющих сил резания P_y , P_z (рис. 1.2, а) или P_v и P_h (рис. 1.2, б);

б) расчетные схемы шпиндельного узла с приводным шкивом ременной передачи, расположенным на консольной задней части шпинделя (рис. 1.2, б), и с приложенными проекциями F_y и F_z действующей силы F от ременной передачи и составляющих сил резания P_y , P_z (рис. 1.2, в);

в) расчетная схема шпиндельного узла со шпинделем, разгруженным от действия сил приводного элемента (рис. 1.2, в) и с приложенными крутящим моментом T от приводной передачи и составляющими силами резания P_v и P_h или общей силой резания P .

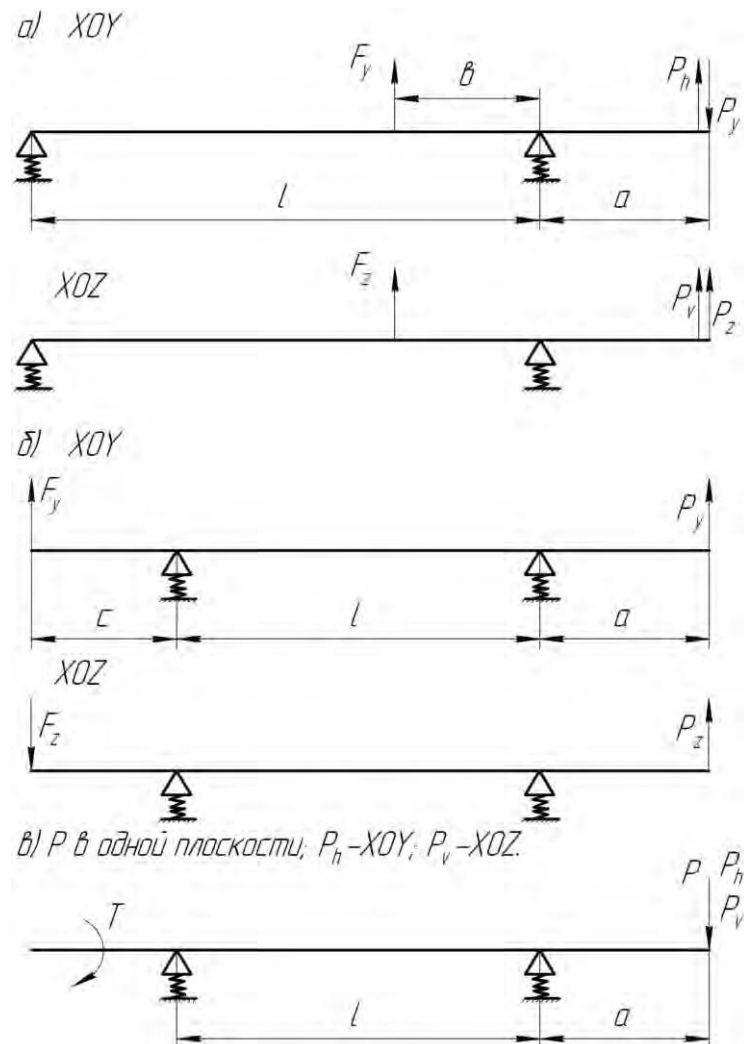


Рис. 1.2. Расчетные схемы шпиндельных узлов на жесткость:

а – с приводным колесом, расположенным на межопорной части шпинделя;

б – с приводным шкивом, расположенным на консольной задней части шпинделя;

в – с разгруженным шпинделем от действия сил приводного элемента

К консольной части шпинделя на расстоянии a от передней опоры прикладываются суммарные проекции составляющих сил резания P_y и P_z или P_v и P_h в зависимости от вида обработки или общая сила резания P ,

если составляется одна расчетная схема в одной плоскости (см. рис. 1.2, *а*, *б* и *в*):

$$P = \sqrt{P_y^2 + P_z^2}$$

Место приложения суммарных проекций сил приводного элемента F_y и F_z зависит от его расположения на шпинделе и может быть:

- а) на межопорной части на расстоянии b от передней опоры (см. рис. 1.2, *а*);
- б) консольной части на расстоянии c от задней опоры (см. рис. 1.2, *б*);
- в) со стороны задней опоры в виде крутящего момента T (см. рис. 1.2, *в*).

Если в передней опоре шпинделя расположено несколько подшипников качения, то в передней опоре появляется защемляющий момент, который учитывается соответствующим коэффициентом защемления ε , зависящим от кинематической схемы шпиндельного узла и вида подшипников в опорах:

- а) $\varepsilon = 0,45 \dots 0,65$, радиальные двухрядные роликовые подшипники в передней и задней опорах и упорные шариковые – в передней опоре;
- б) $\varepsilon = 0,30 \dots 0,45$, радиально-упорные конические роликовые двухрядные подшипники в передней и однорядные – в задней опоре;
- в) $\varepsilon = 0,30 \dots 0,45$, радиальные роликовые подшипники в передней и задней опоре и упорно-радиальные шариковые – в задней опоре;
- г) $\varepsilon = 0,20 \dots 0,30$, комплекты триплекс радиально-упорных шариковых подшипников в передней и дуплекс – в задней опоре;
- д) $\varepsilon = 0,15 \dots 0,20$, комплекты дуплекс радиально-упорных шариковых подшипников в передней и задней опоре.

3 РАСЧЕТ ШПИНДЕЛЬНЫХ ОПОР

Вначале расчета выбираются тип и класс точности подшипников и с использованием расчетной схемы шпинделя определяются величины и направление сил, действующих на опоры. Затем рассчитываются

эквивалентные динамические нагрузки и по каталогу устанавливается динамическая грузоподъемность для выбранного типоразмера подшипников, на основании которой определяется их расчетная долговечность. Расчет подшипников шпиндельных опор имеет особенности, связанные с их работой при переменных режимах нагружения и частотах вращения, а также с необходимостью учета дополнительных нагрузок на подшипники от предварительного натяга и динамических усилий, возникающих в процессе резания. Поэтому долговечность подшипников рассчитывается по приведенной эквивалентной нагрузке, которая определяется на основании эквивалентных нагрузок для различных режимов нагружения. Полученная расчетная долговечность сравнивается с заданной и если оказывается меньше ее, то выбирается подшипник с большей динамической

4 ПРИМЕР составления расчетных схем для расчета шпиндельного узла сверлильно-фрезерно-расточного станка на жесткость

4.1 Расчетная схема и определение нагрузок на шпиндель

Для многооперационного сверлильно-фрезерно-расточного станка с автономным шпиндельным узлом передача крутящего момента T на шпиндельный узел, выполняется посредством шлицевой муфты. Действующие составляющие сил резания: параллельная P_h и перпендикулярная P_v подаче при встречном фрезеровании. Расчетная схема имеет вид (рис. 4.1).

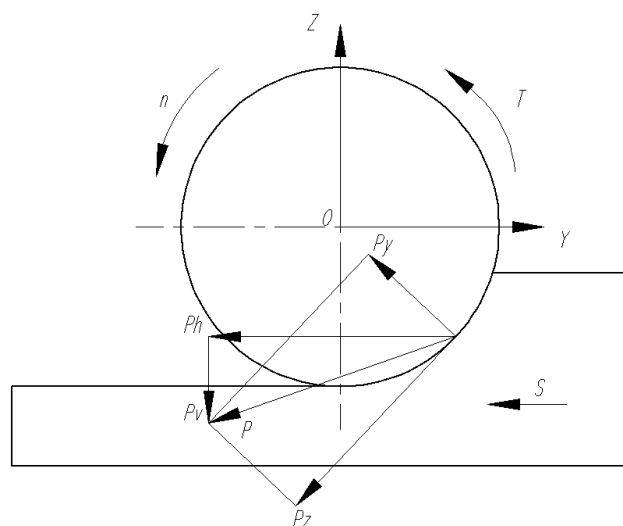


Рис. 4.1 Расчетная схема нагрузок на шпиндель от сил резания и приводного элемента в виде шлицевого соединения

4.2 Определение составляющих сил резания P_y и P_z , P_h и P_v

Тангенциальная составляющая силы резания P_z определяется по формуле:

$$P_z = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot N_v}{V_p},$$

где N_v – эффективная мощность резания, кВт: $N_v = 6 \text{ кВт}$;

V_p – расчетная скорость резания, м/мин:

$$V_p = \frac{\pi \cdot D_{\max} \cdot n_p}{1000},$$

где D_{\max} – максимальный расчетный размер обрабатываемой заготовки, мм:

$$D_{\max} = (8 - 12) \cdot \sqrt{B} = (8 - 12) \cdot 320 = 143,2 - 214,66 \text{ мм}$$

принимаем $D_{\max} = 200 \text{ мм}$;

n_p – расчетная частота вращения шпинделя, об/мин: $n_p = 355 \text{ об/мин}$.

$$V_p = \frac{3,14 \cdot 200 \cdot 355}{1000} = 222,94 \text{ м/мин}$$

отсюда $P_z = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot 6}{222,94} = 1614,78 \text{ Н}$

Радиальная составляющая силы резания P_y для процесса фрезерования концевой фрезой определяется по формуле:

$$P_y = k_x \cdot P_z = (0,3 - 0,5) \cdot P_z$$

где P_z – тангенциальная составляющая силы резания, Н: $P_z = 1614,78 \text{ Н}$.

$$P_v = 0,4 \cdot 1614,78 = 645,912 \text{ Н}$$

Составляющие силы резания P_h и P_v при несимметричном встречном фрезеровании концевой фрезой определяются по формулам:

$$P_h = K_h \cdot P_z = (0,6 - 0,8) \cdot P_z$$

где P_z – тангенциальная составляющая силы резания, Н: $P_z = 1614,78 \text{ Н}$.

$$P_h = (0,6 - 0,8) \cdot 1614,78 = 968,868 - 1291,824 \text{ Н}$$

Принимаем $P_h = 1291 \text{ Н}$.

$$P_v = K_v \cdot P_z = (0,85 - 0,95) \cdot P_z,$$

где P_z – тангенциальная составляющая силы резания, Н: $P_z = 1614,78 \text{ Н}$.

$$P_v = (0,85 - 0,95) \cdot 1614,78 = 1372,563 - 1534,041 \text{ Н}$$

Принимаем $P_v = 1534 \text{ Н}$.

4.3 Схема для расчета шпиндельного узла на жесткость

Для многооперационного сверлильно-фрезерно-расточного станка расчетная схема состоит из шпиндельного узла, разгруженного от действия сил приводного элемента (рис. 2), приложенного крутящего момента T , от приводной передачи и составляющих сил резания: параллельной P_h и перпендикулярной P_v подаче.

В консольной части шпинделя на расстоянии a от передней опоры прикладываются суммарные проекции составляющих сил резания P_h и P_v или результирующая сила резания P . Для автономного шпиндельного узла сверлильно-фрезерно-расточного станка место приложения крутящего момента T от приводного элемента выбрано со стороны задней опоры.

Так как в передней опоре автономного шпиндельного узла расположено два шариковых радиально-упорных подшипника, то в передней опоре

появляется заземляющий момент, который учитывается коэффициентом заземления ε , зависящим от кинематической схемы шпиндельного узла и вида подшипников в опорах. Для автономного шпиндельного узла с комплектом радиально-упорных шариковых подшипников установленных вращающую по схеме дуплекс тандем, коэффициент заземления $\varepsilon = 0,15 \dots 0,20$. Коэффициент заземления ε принимается равным $\varepsilon = 0,20$.

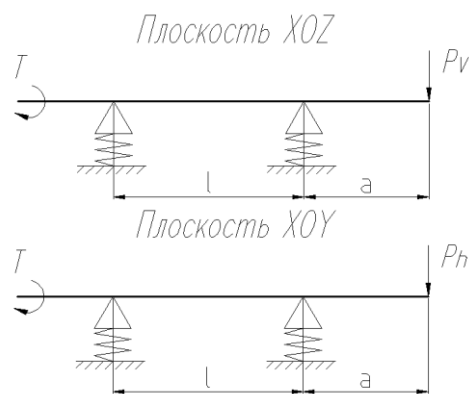


Рис. 4.2 Расчетные схемы шпиндельного узла на жесткость с разгруженным шпинделем от действия сил приводного элемента

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Шпиндельный узел включает в себя непосредственно шпиндель, приводную передачу (ременную или зубчатую), шпиндельные опоры. Шпиндель станка обычно рассчитывают на жесткость. Для тяжелонагруженных шпинделей проводится расчет на прочность, а для высокоскоростных - на виброустойчивость. Последние два вида расчетов дополняют расчет шпиндельного узла на жесткость.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Давыдова М.В., Михалев А.М., Моисеев Ю.И. Технические характеристики металлообрабатывающих станков с ЧПУ: Справочное пособие. – Курган: Изд-во Курганского гос. ун-та, 2010. – 128 с.

2. Глубокий, В. И. Конструирование и расчет станков. Проектирование главных приводов: методическое пособие для практических занятий студентов машиностроительных специальностей / В. И. Глубокий, В. И. Туромша. – Минск: БНТУ, 2013. – 120 с.
3. Глубокий, В. И. Расчет главных приводов станков с ЧПУ /
4. В. И. Глубокий, В. И. Туромша. – Минск : БНТУ, 2011. – 176 с.
5. Дунаев, П. В. Конструирование узлов и деталей машин / П. В. Дунаев, О.П. Леликов. – М.: Высшая школа, 1985. – 416 с.
6. Металлорежущие станки / под ред. В. Э. Пуша. – М. : Машиностроение, 1986. – 575 с.
7. Металлорежущие станки и автоматы / под ред. А. С. Проникова. – М.: Машиностроение, 1981. – 479 с.
8. Металлорежущие станки / Н. С. Колев [и др.]. – М.: Машиностроение, 1980. – 500 с.
9. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: в 3 т. / А. С. Проников [и др.]; под ред. А. С. Проникова. – М. : МГТУ, 1994. – Т. 1. – 444 с.; 1995. – Т. 2, ч. 1. – 368 с.; Т. 2, ч. 2. – 319 с.
10. Роботизированные технологические комплексы и гибкие производственные системы в машиностроении / под ред. Ю. М. Соломенцева. – М. : Машиностроение, 1989. – 190 с.
11. Справочник технолога-машиностроителя: в 2 т. / под ред. Е. Я. Косиловой, Р. К. Мещерякова. – М.: Машиностроение, 1986. –Т. 2. – 655 с.
12. Станочное оборудование автоматизированного производств: в 2 т. / под ред. В. В. Бушуева. – М. : Станкин, 1994. – Т. 1. – 580 с.; Т. 2. – 656 с.