

А.М. Гуртяков

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

*Допущено Учебно-методическим объединением вузов
по образованию в области автоматизированного
машиностроения (УМО АМ) в качестве учебного пособия
для студентов высших учебных заведений,
обучающихся по направлению подготовки
«Конструкторско-технологическое обеспечение
машиностроительных производств» и специальности
«Автоматизация технологических процессов и производств
(машиностроение)» направления «Автоматизированные
технологии и производства»*

Издательство
Томского политехнического университета
2011

УДК 621.9.06.001.24(075.8)

ББК 34.63-5

Г95

Гуртяков А.М.

Г95

Расчет и проектирование металлорежущих станков: учебное пособие / А.М. Гуртяков; Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2011. – 136 с.

ISBN 978-5-98298-875-1

В пособии изложены основы кинематического расчета приводов металлорежущих станков. На примере токарно-винторезного станка подробно рассмотрен кинематический расчет привода главного движения металлорежущего станка. Изложены основы методики расчета шпиндельных узлов, направляющих, тяговых устройств. Даны необходимые методические указания, рекомендации, расчетные формулы, приведены справочные материалы.

Предназначено для студентов старших курсов и начинающих преподавателей.

УДК 621.9.06.001.24(075.8)

ББК 34.63-5

Рецензенты

Доктор технических наук, профессор ТПУ

С.В. Кирсанов

Доктор технических наук, профессор ТУСУРа

Б.А. Люшин

ISBN 978-5-98298-875-1

© ГОУ ВПО НИ ТПУ, 2011

© Гуртяков А.М., 2011

© Оформление. Издательство Томского политехнического университета, 2011

ВВЕДЕНИЕ

В процессе производственной деятельности перед инженером-машиностроителем встает ряд вопросов, связанных с обеспечением прочности, надежности, заданной долговечности станков при их минимальных размерах и металлоемкости.

Эти вопросы становятся особенно актуальны при разработке приводов движения станков, направляющих и тяговых устройств, поскольку их работоспособность и габариты в значительной мере влияют на эксплуатационные показатели технологического оборудования в целом.

В настоящее время данная тема в технической литературе изложена недостаточно полно. К тому же существует дефицит научных трудов, специально посвященных расчету и проектированию металлорежущих станков.

Цель нашей работы – восполнить в некоторой мере информационный пробел в технической литературе. Учебное пособие предназначено оказать помощь студентам в освоении основ расчета и проектирования металлорежущих станков. Пособие состоит из шести глав и приложения.

В первой главе изложены основы кинематического расчета приводов, применяемые в современном станкостроении.

Во второй главе подробно рассматривается методика кинематического расчета привода главного движения на примере токарно-винторезного станка.

Третья глава посвящена вопросам конструктивного оформления деталей, узлов и коробок скоростей металлорежущих станков в целом.

Четвертая глава содержит вопросы, связанные с расчетом и конструированием шпиндельных узлов металлорежущих станков.

Пятая глава посвящена расчету и проектированию направляющих станков.

В шестой главе приведена методика расчета самых распространенных в станкостроении тяговых устройств для перемещения рабочих органов станков – винт-гайка скольжения, винт-гайка качения.

В приложении приведены параметры приводных электродвигателей.

1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

Под приводом понимают совокупность источника движения и механизмов, передающих движение исполнительным органам станка (шпинделям, суппортам, столам и др.).

Целью кинематического расчета является определение оптимального варианта последовательности переключения блоков передач и оптимальных значений передаточных отношений:

- а) частных – между отдельными парами зубчатых колес;
- б) групповых – между парами зубчатых колес в группе передач;
- в) общих – по всей кинематической цепи для каждой ступени ряда частот вращения.

Приводами со ступенчатым регулированием частоты вращения шпинделя оснащают автоматизированные, редко переналаживаемые станки, работающие в массовом производстве, и неавтоматизированные станки с ручным управлением. Такие приводы компактны, просты, имеют высокий КПД, долговечны. Однако они непригодны для станков с ЧПУ, так как не обеспечивают требуемую частоту вращения (регулирование частоты ступенчатое) и не позволяют организовать оптимальное регулирование скоростей резания в процессе выполнения цикла обработки. Для этих целей в станках с ЧПУ широко применяется комбинированное (ступенчато-бесступенчатое) регулирование.

1.1. Основные закономерности кинематического расчета

Частоты вращения могут располагаться по четырем известным законам.

По законам арифметического, логарифмического, гармонического и геометрического рядов.

Академиком А.В. Гадолиным в 1876 г. была доказана целесообразность изменения частот вращения шпинделей в металлорежущих станках по закону геометрической прогрессии, который имеет следующий вид:

$$\begin{aligned} n_1, \\ n_2 = n_1 \varphi, \\ n_3 = n_2 \varphi = n_1 \varphi^2, \\ \dots\dots\dots \\ n_z = n_{z-1} \varphi = n_1 \varphi^{z-1}. \end{aligned}$$

Знаменатель φ геометрического ряда определяется из уравнения (1.1)

$$\varphi = \sqrt[z-1]{\frac{n_z}{n_1}}, \text{ или } \varphi = \sqrt[z-1]{\frac{n_{\max}}{n_{\min}}}, \quad (1.2)$$

или

$$\varphi = \sqrt[z-1]{R_n}, \quad (1.3)$$

где n_1 – наименьшая частота вращения ряда; n_z – наибольшая частота вращения ряда; Z – число ступеней (скоростей) ряда; R_n – диапазон регулирования частот вращения.

Число ступеней частот вращения шпинделя

$$z = \frac{\lg R_n}{\lg \varphi} + 1. \quad (1.4)$$

Из приведенных зависимостей следует, что геометрический ряд частот вращения шпинделя может быть построен, когда известны исходные данные: 1) n_1, φ, Z ; 2) n_1, n_z, Z ; 3) n_1, Z, R_n ; 4) n_1, φ, R_n .

Стандартные знаменатели геометрического ряда: $\varphi = 1,06$ – имеет вспомогательное значение, при проектировании станков применяется редко; $\varphi = 1,12$ – при проектировании тяжелых станков, автоматов, когда требуется точная настройка на заданный режим резания; $\varphi = 1,26$ и $\varphi = 1,41$ – при проектировании универсальных токарных, сверлильных, фрезерных и других станков; $\varphi = 1,58$ и $\varphi = 1,78$ – при проектировании станков, обработка на которых не требует точной настройки на режим резания из-за большого вспомогательного времени; $\varphi = 2$ – имеет вспомогательное значение.

Стандартный ряд (ГОСТ 8032–56):

1 – 1,06 – 1,12 – 1,18 – 1,25 – 1,32 – 1,4 – 1,5 – 1,6 – 1,7 – 1,8 – 1,9 – 2,0 – 2,12 – 2,24 – 2,36 – 2,5 – 2,65 – 2,8 – 3,0 – 3,15 – 3,35 – 3,55 – 3,75 – 4,0 – 4,25 – 4,5 – 4,75 – 5 – 5,3 – 5,6 – 6,0 – 6,3 – 6,7 – 7,1 – 7,5 – 8,0 – 8,5 – 9 – 9,5 – 10 – 10,6...

В результате того, что знаменатели ряда выбраны не произвольно, а в определенной связи друг с другом и с числом 10 и 2, необходимо использовать числа ряда кратные 10 и 2. Например: 2,8; 28; 280; 2800; 2; 4; 8; 16 и т. д. Стандартный ряд может быть задействован для построения рядов частот вращения с различными знаменателями.

Для $\varphi = 1,12 = 1,06^2$ из ряда выписывается каждый 2-й член.

Например: 10 – 11,2 – 12,5 – 14 и т. д.

Для $\varphi = 1,26 = 1,06^4$ из ряда выписывается каждый 4-й член.

Например: 10 – 12,5 – 16 – 20 и т. д.

Для $\varphi = 1,41 = 1,06^6$ из ряда выписывается каждый 6-й член.

Например: 10 – 14 – 20 – 28 и т. д.

Для $\varphi = 1,58 = 1,06^8$ из ряда выписывается каждый 8-й член.

Например: 10 – 16 – 25 – 40 и т. д.

Наибольшая относительная потеря скорости резания ΔV между двумя соседними числами оборотов n_2 и n_1 определяется из выражения

$$\Delta V = \frac{V_2 - V_1}{V_2} = 1 - \frac{V_1}{V_2} = 1 - \frac{n_1}{n_2} = \frac{\varphi - 1}{\varphi}$$

или в процентах:

$$\Delta V = \frac{(\varphi - 1) \cdot 100 \%}{\varphi}. \quad (1.5)$$

Например, для $\varphi = 1,41$:

$$\Delta V = \frac{1,41 - 1}{1,41} \cdot 100 \% \approx 30 \% .$$

При проектировании привода наибольшая допустимая погрешность частот вращения шпинделя вычисляется по формуле

$$\Delta n \leq \pm 10(\varphi - 1) \% . \quad (1.6)$$

Например: $\varphi = 1,26$; $\Delta = \pm 2,6 \%$.

Сущность кинематического расчета проще и нагляднее рассматривать на примере какой-либо множительной структуры.

Множительной структурой называется структура, состоящая из элементарных двухваловых механизмов, последовательно соединенных между собой в одну или несколько кинематических цепей.

На рис. 1.1 изображена кинематическая схема множительной структуры, состоящей из трех элементарных двухваловых передач: I–II, II–III, III–IV. Между соседними валами располагается группа передач. Группа может содержать от одной до четырех передач.

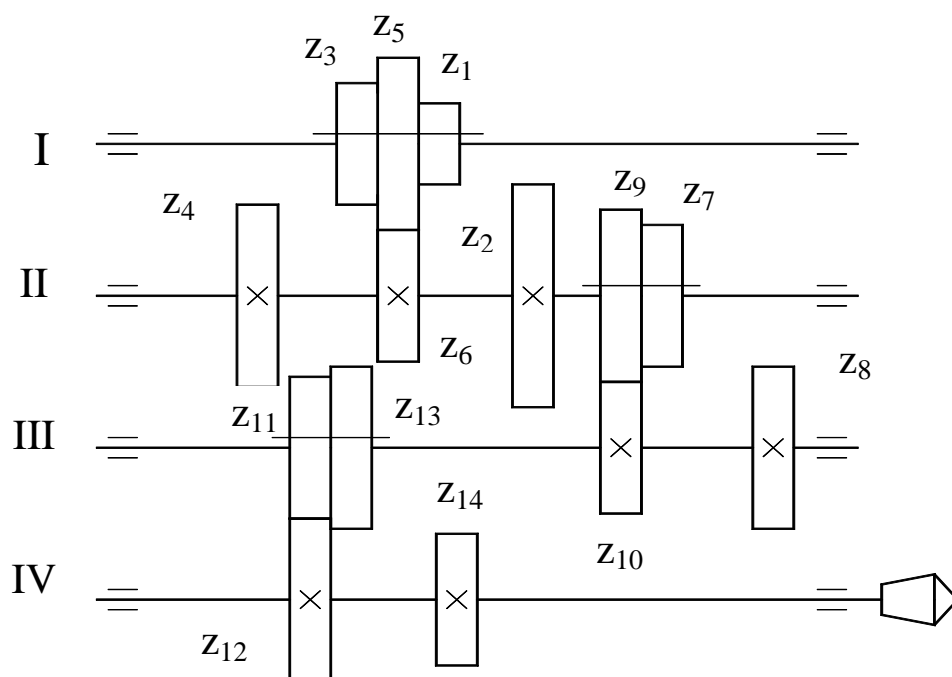


Рис. 1.1. Кинематическая схема множительной структуры

На рис. 1.2 показано упрощенное изображение множительной структуры. Множительная структура состоит из трех групп: a , b , c , при этом группа a состоит из трех передач (Z_1-Z_2 , Z_3-Z_4 и Z_5-Z_6), группа b – из двух передач (Z_7-Z_8 и Z_9-Z_{10}) и группа c из двух передач ($Z_{11}-Z_{12}$ и $Z_{13}-Z_{14}$).

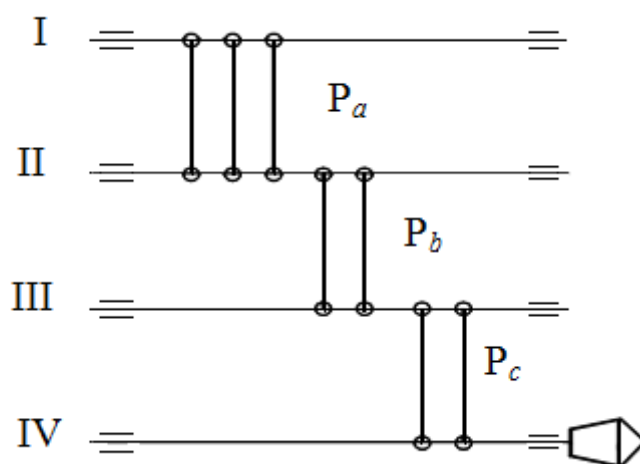


Рис. 1.2. Упрощенная кинематическая схема множительной структуры

Обозначим число передач в группе буквой P , тогда $P_a = 3$, $P_b = 2$ и $P_c = 2$. Число ступеней вращения шпинделя Z определяется как произве-

дение числа передач каждой группы, последовательно расположенных в множительной структуре:

$$Z = P_a \cdot P_b \cdot P_c = 3 \cdot 2 \cdot 2 = 12. \quad (1.7)$$

Эта условная запись, определяющая число групп передач и число передач в каждой группе, называется структурной формулой множительной структуры. Последовательный порядок расположения групп передач в множительной структуре определяет ее конструктивный вариант.

Число конструктивных вариантов для каждой структуры равно числу перестановок « m » групп передач:

$$K_{\text{констр.}} = \frac{m!}{q!}, \quad (1.8)$$

где m – число передач; q – число групп с одинаковым числом передач.

$$\text{Для нашего случая: } K_{\text{констр.}} = \frac{3!}{2!} = \frac{1 \cdot 2 \cdot 3}{1 \cdot 2} = 3.$$

1. $Z = P_a \cdot P_b \cdot P_c = 3 \cdot 2 \cdot 2.$
2. $Z = P_b \cdot P_a \cdot P_c = 2 \cdot 3 \cdot 2.$
3. $Z = P_c \cdot P_b \cdot P_a = 2 \cdot 2 \cdot 3.$

Радиальные размеры каждой группы зависят от варианта переключения при регулировании частот вращения шпинделя. Примем, что группа P_a будет переключаться первой, группа P_b – второй и группа P_c – третьей. Обозначим частные передаточные отношения в каждой группе:

$$i_{1-2} = \frac{z_1}{z_2} < i_{3-4} = \frac{z_3}{z_4} < i_{5-6} = \frac{z_5}{z_6} \quad (\text{группа } P_a),$$

$$i_{7-8} = \frac{z_7}{z_8} < i_{9-10} = \frac{z_9}{z_{10}} \quad (\text{группа } P_b),$$

$$i_{11-12} = \frac{z_{11}}{z_{12}} < i_{13-14} = \frac{z_{13}}{z_{14}} \quad (\text{группа } P_c).$$

Пусть частота вращения вала I будет n_0 , тогда, последовательно переключая группу P_a , при минимальных частных передаточных отношениях в группе P_b и P_c получаем на шпинделе следующие частоты вращения:

$$n_1 = n_0 \cdot i_{1-2} \cdot i_{7-8} \cdot i_{11-12},$$

$$n_2 = n_0 \cdot i_{3-4} \cdot i_{7-8} \cdot i_{11-12},$$

$$n_3 = n_0 \cdot i_{5-6} \cdot i_{7-8} \cdot i_{11-12}.$$

Для получения следующих частот вращения необходимо в соответствии с принятым вариантом переключения в группе P_b включить пару с передаточным отношением i_{9-10} , оставив группу P_c в неизменном положении, и, снова переключая группу P_b , получаем:

$$n_4 = n_0 \cdot i_{1-2} \cdot i_{9-10} \cdot i_{11-12},$$

$$n_5 = n_0 \cdot i_{3-4} \cdot i_{9-10} \cdot i_{11-12},$$

$$n_6 = n_0 \cdot i_{5-6} \cdot i_{9-10} \cdot i_{11-12}.$$

Следующие 6 частот вращения получаются аналогично, только в группе P_c необходимо включить пару с передаточным отношением i_{13-14} :

$$n_7 = n_0 \cdot i_{1-2} \cdot i_{7-8} \cdot i_{13-14},$$

$$n_8 = n_0 \cdot i_{3-4} \cdot i_{7-8} \cdot i_{13-14},$$

$$n_9 = n_0 \cdot i_{5-6} \cdot i_{7-8} \cdot i_{13-14},$$

$$n_{10} = n_0 \cdot i_{1-2} \cdot i_{9-10} \cdot i_{13-14},$$

$$n_{11} = n_0 \cdot i_{3-4} \cdot i_{9-10} \cdot i_{13-14},$$

$$n_{12} = n_0 \cdot i_{5-6} \cdot i_{9-10} \cdot i_{13-14}.$$

Определим отношение передаточных отношений в группах.
Для группы P_a

$$\frac{i_{3-4}}{i_{1-2}} = \frac{i_{5-6}}{i_{3-4}} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{n_3}{n_2} = \frac{n_5}{n_4} = \frac{n_6}{n_5} = \dots = \frac{n_{12}}{n_{11}} = \varphi. \quad (1.9)$$

Для группы P_b

$$\frac{i_{9-10}}{i_{7-8}} = \frac{n_4}{n_1} = \frac{n_5}{n_2} = \frac{n_6}{n_3} = \dots = \frac{n_{12}}{n_9} = \varphi^3. \quad (1.10)$$

Для группы P_c

$$\frac{i_{13-14}}{i_{11-2}} = \frac{n_7}{n_1} = \frac{n_8}{n_2} = \frac{n_9}{n_3} = \dots = \frac{n_{12}}{n_6} = \varphi^6, \quad (1.11)$$

или

для группы P_a	$i_{1-2} : i_{3-4} : i_{5-6} = 1 : \varphi : \varphi^2$	$\varphi^x \quad x = 1,$
для группы P_b	$i_{7-8} : i_{9-10} = 1 : \varphi^3$	$\varphi^x \quad x = 3,$
для группы P_c	$i_{11-12} : i_{13-14} = 1 : \varphi^6$	$\varphi^x \quad x = 3 \cdot 2.$

Таким образом, отношение частных передаточных отношений в каждой группе составляет геометрическую прогрессию со знаменателем φ^x .

Показатель степени при φ называется характеристикой группы. Для группы $P_a x = 1$. Эта группа называется основной. Она переключается первой и постоянна при изменении частот вращения. Для группы $P_b x = 3$, для группы $P_c x = 6$. Группа P_b называется первой переборной, группа P_c – второй переборной. Значение характеристики группы связано с принятым вариантом переключения. В нашем случае $x_a = 1$, $x_b = 3$; $x_c = P_a P_b = 3 \cdot 2 = 6$, т. е. характеристика переборных групп определяется как произведение числа передач в группах, кинематически предшествующих рассматриваемой группе. В общем случае:

$$x_m = P_a \cdot P_b \cdot \dots \cdot P_{m-1}. \quad (1.12)$$

Характеристика группы в структурных формулах записывается в виде индекса к обозначению групп передач:

$$Z = P_{xa} \cdot P_{xb} \cdot P_{xc} \cdot \dots \cdot P_{xm}. \quad (1.13)$$

В нашем случае: $Z = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_6$.

Для принятого конструктивного варианта может быть несколько кинематических вариантов:

$$K_{\text{кин.}} = m!, \quad (1.14)$$

$$K_{\text{кин.}} = 1 \cdot 2 \cdot 3 = 6;$$

$$1. Z = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_6.$$

$$4. Z = 3_2 \cdot 2_6 \cdot 2_1.$$

$$2. Z = 3_1 \cdot 2_6 \cdot 2_3.$$

$$5. Z = 3_4 \cdot 2_2 \cdot 2_1.$$

$$3. Z = 3_2 \cdot 2_1 \cdot 2_6.$$

$$6. Z = 3_4 \cdot 2_1 \cdot 2_2.$$

Общее число вариантов для любой множительной структуры:

$$K = K_{\text{кин.}} \cdot K_{\text{констр.}} \quad (1.15)$$

Для рассматриваемого примера $K = 6 \cdot 3 = 18$.

При кинематических расчетах используют величину, называемую диапазоном регулирования передаточных отношений группы R . Это отношение максимального передаточного отношения в группе к минимальному:

$$R = \frac{i_{\max}}{i_{\min}}. \quad (1.16)$$

Для основной группы P_a

$$R = \frac{i_{5-6}}{i_{1-2}} = \varphi^2.$$

Для первой переборной группы P_b

$$R = \frac{i_{9-10}}{i_{7-8}} = \varphi^3.$$

Для второй переборной группы P_c

$$\frac{i_{13-14}}{i_{11-2}} = \varphi^6.$$

В общем случае диапазон регулирования, определяющий радиальные размеры группы, рассчитывают по формуле

$$R_i = \varphi^{(P_i-1)P_a P_b P_c \dots} = \varphi^{(P_i-1)x_i}, \quad (1.17)$$

где P_i – число передач в рассматриваемой группе; x_i – характеристика рассматриваемой группы.

В четвертом кинематическом варианте величина $\frac{i_{\max}}{i_{\min}}$ в разных

группах передач имеет следующие значения:

- основная группа $R = \varphi^{(2-1)} = \varphi^1$;
- первая переборная группа $R = \varphi^{(3-1) \cdot 2} = \varphi^4$;
- вторая переборная группа $R = \varphi^{(2-1) \cdot 3 \cdot 2} = \varphi^6$.

Практикой проектирования станков установлено, что коробки скоростей удачно komponуются (конструируются), если частотные передаточные отношения в группах передач удовлетворяют нижеуказанным предельным значениям:

для коробок привода главного движения:

$$i_{\max} \leq 2; \quad i_{\min} \geq \frac{1}{4} \quad \text{и} \quad \left(\frac{i_{\max}}{i_{\min}} \right)_{\max} \leq \frac{2}{1} : \frac{1}{4} \leq 8,$$

для коробок привода подач:

$$i_{\max} \leq 2,8; \quad i_{\min} \geq \frac{1}{5} \quad \text{и} \quad \left(\frac{i_{\max}}{i_{\min}} \right)_{\max} \leq \frac{2,8}{1} : \frac{1}{5} \leq 14.$$

Учитывая, что наибольшие габариты всегда имеет последняя переборная группа, которая лимитирует конструируемость коробок скоростей и подач в целом, проверку на конструируемость целесообразно проводить только для этой группы по формуле

$$R_{\max} = \left(\frac{i_{\max}}{i_{\min}} \right)_{\max} \leq \varphi^{x_{\max}} \leq K, \quad (1.18)$$

где $K \leq 8$ или 14 .

Пусть в нашем примере $\varphi = 1,41$, тогда:

- в первом варианте переключения $R_{\max} = \varphi^{(2-1) \cdot 3 \cdot 2} = 1,41^6 = 8$,
- во втором — $R_{\max} = \varphi^6 = 8$,
- в третьем — $R_{\max} = \varphi^6 = 8$,
- в четвертом — $R_{\max} = \varphi^6 = 8$,
- в пятом — $R_{\max} = \varphi^{(3-1) \cdot 2 \cdot 2} = \varphi^8 = 1,41^8 = 16 > 8$,
- в шестом — $R_{\max} = \varphi^{(3-1) \cdot 2 \cdot 2} = \varphi^8 = 1,41^8 = 16 > 8$.

Таким образом, варианты пять и шесть не удовлетворяют условию свертываемости, так как последние переборные группы имеют чрезмерно большие габариты. Во избежание таких случаев в последней переборной группе не рекомендуется иметь более двух передач.

Для выбранного варианта переключения по формуле (1.18) можно определить значение φ_{\max} , при котором этот вариант возможен:

$$\varphi_{\max} \leq \sqrt[x_{\max}] K. \quad (1.19)$$

Пример. Пусть дана структурная формула коробки скоростей

$$Z_v = 4_1 \cdot 2_4 \cdot 2_8 = 16.$$

Определить φ_{\max} , с которым может быть сконструирована коробка скоростей при заданном варианте переключения:

$$\varphi_{\max} = {}^{(2-1) \cdot 4 \cdot 2} \sqrt[8]{8} = \sqrt[8]{8} = 1,29.$$

Принимаем ближайшее стандартное значение $\varphi = 1,26$.

Из конструктивных соображений иногда отступают от установленных предельных частотных передаточных отношений. Так, в приводе кулисного механизма поперечно-строгального станка $i_{\min} \leq \frac{1}{5} \div \frac{1}{7}$, в приводе планшайбы карусельного станка $i_{\min} \leq \frac{1}{20}$.

Для определения передаточных отношений множительной структуры используется графоаналитический метод, в основе которого лежит последовательное построение структурных сеток и графиков частот вращения.

1.2. Построение структурных сеток

Для построения структурной сетки прежде всего изображается исходная сетка, которая имеет:

- 1) столько горизонтальных линий, сколько валов во множительной структуре;
- 2) столько вертикальных линий, сколько частот вращения имеет шпиндель станка.

Горизонтальные линии сетки располагаются на равном расстоянии (без масштаба, на простой шкале) и обозначаются теми же знаками, что и валы на кинематической схеме множительной структуры (коробки скоростей).

Вертикальные линии сетки, обозначающие частоты вращения, также располагаются на равных расстояниях, но по логарифмической шкале. Для наглядности на шкале частот вращения записываются не $\ln n$, а абсолютные значения n .

Построение структурной сетки рассмотрим на примере:

$$Z = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_6 = 12.$$

Для облегчения построения справа от исходной сетки, в пространстве между валами, проставляем количество передач соответствующей группы P_i с характеристикой данной группы x_i (рис. 1.3).

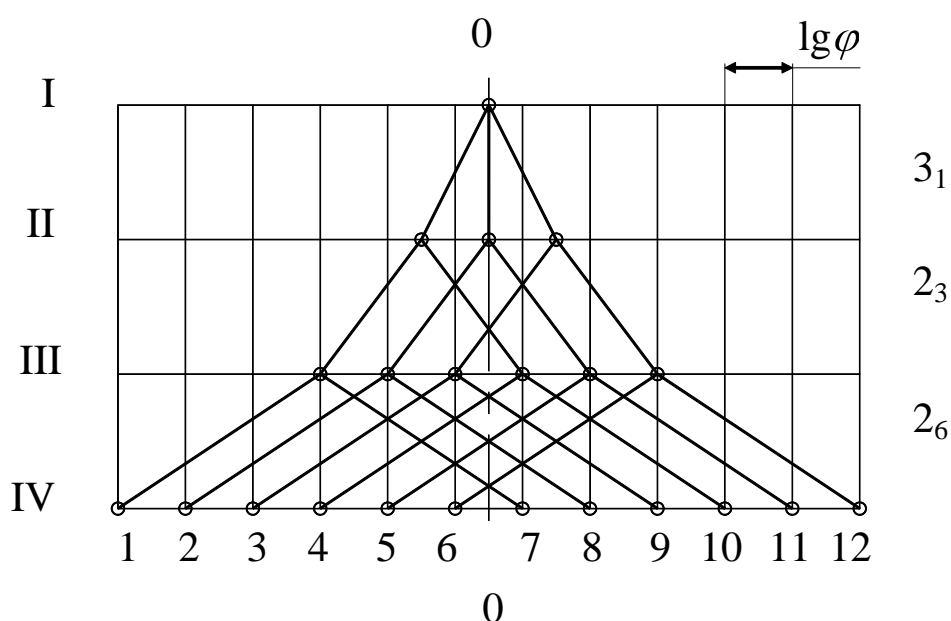


Рис. 1.3. Структурная сетка

Вал II имеет 3 частоты вращения, поэтому из полученной точки проводим 3 луча симметрично так, чтобы расстояние между их концами было равно логарифму характеристики группы, расположенной между валами I и II. Каждый луч обозначает конкретную передачу. Затем из каждой точки вала II проводим по 2 луча так, чтобы концы их отстояли друг от друга на валу III на расстоянии равном $3 \lg \varphi$, так как характеристика данной группы $x = 3$. На валу III получим 6 частот вращения. Параллельные лучи обозначают одни и те же передачи.

Последняя переборная группа строится аналогично предыдущим.

Структурная сетка позволяет графическим путем найти наилучший вариант переключения передач, соответствующий их минимальным га-

баритам, а также является вспомогательным инструментом для построения графика частот вращения. На рис. 1.4 изображена структурная сетка для множительной структуры $Z = 3_4 \cdot 2_2 \cdot 2_1$.

В представленной структуре изменен порядок переключения групп передач.

Это обстоятельство сказалось на изменении отношений передаточных отношений, причем в сторону их ухудшения.

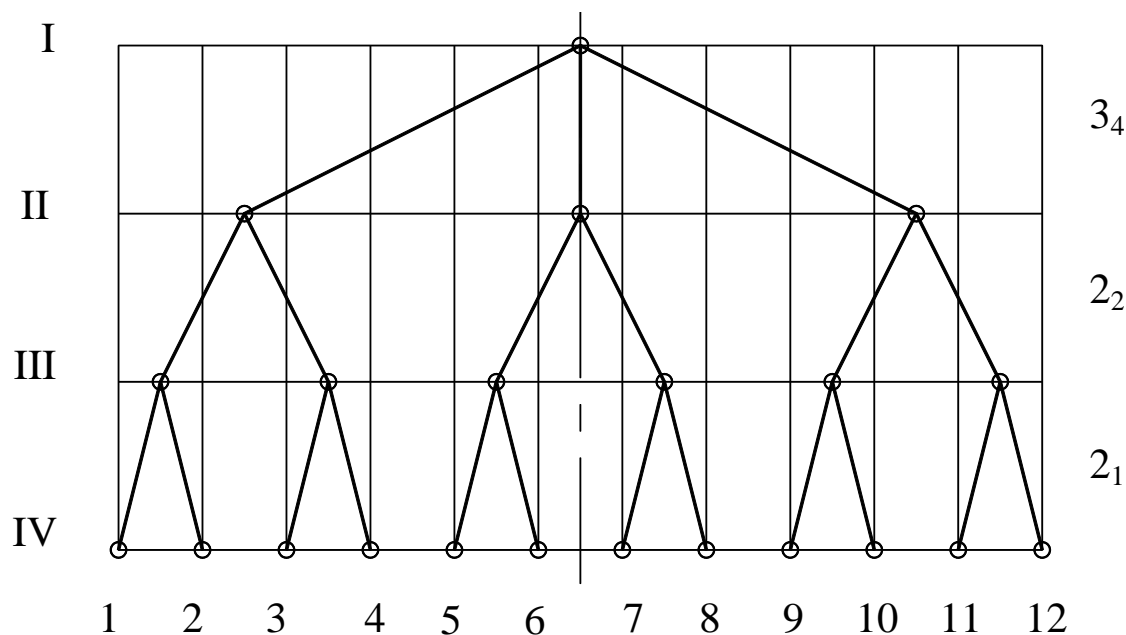


Рис. 1.4. Структурная сетка

Между I и II валами теперь располагается группа с отношением передаточных отношений $\left(\frac{i_{\max}}{i_{\min}} \right)_{\max} = \varphi^8$, в предыдущем варианте переключения $\frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \varphi^2$. Габариты этой группы существенно увеличились.

Реализация рассматриваемого варианта переключения привела бы к созданию коробки скоростей неприемлемых размеров. Благоприятным вариантом переключения с точки зрения габаритов передач следует считать тот, что представлен на рис. 1.3.

По структурной сетке можно определить:

1. Число частот вращения на каждом валу множительной структуры (коробки скоростей).
2. Число групп передач в структуре и порядок их конструктивного расположения.
3. Число передач в каждой группе.

4. Характеристики групп передач.
5. Диапазон регулирования передаточных отношений в каждой группе передач.

Например, в основной группе (рис. 1.3) $\lg R = 2\lg \varphi$, или $R = \varphi^2$; в первой переборной группе $\lg R = 3\lg \varphi$, или $R = \varphi^3$; во второй переборной группе $\lg R = 6\lg \varphi$, или $R = \varphi^6$.

Диапазон регулирования частот вращения шпинделя определяется как расстояние между крайними точками на последнем валу коробки скоростей.

Для нашего случая $\lg R_n = 11 \cdot \lg \varphi$, или $R_n = \varphi^{11}$.

1.3. Построение графика частот вращения

График частот вращения служит для определения частных и общих передаточных отношений. Для его построения должны быть известны:

- 1) знаменатель геометрического ряда частот вращения φ ;
- 2) частоты вращения шпинделя от $n_1 = n_{\min}$ до $n_z = n_{\max}$;
- 3) частота вращения приводного электродвигателя n_3 ;
- 4) кинематическая схема коробки скоростей, включая одиночные передачи (зубчатые, ременные передачи).

В качестве примера для построения графика частоты вращения возьмем вариант (рис. 1.3) $Z = 1 \cdot 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_6$, добавив гибкую связь (ременную передачу) между электродвигателем и валом I.

Порядок построения графика частот вращения:

1. Строят исходную сетку графика так же, как и исходную сетку для структурной сетки, однако количество вертикальных линий может быть больше числа частот вращения шпинделя. Это необходимо, чтобы частота вращения электродвигателя располагалась в пределах исходной сетки (рис. 1.5).
Перед валом I изображают «О» вал электродвигателя.
2. Наносят значения частот вращения на последний вал (на шпинделе) коробки скоростей, выбранные по ГОСТ 8032–56 «Предпочтительные ряды частот вращения». Допустим, в примере задано: $n_{\min} = n_1 = 14 \text{ мин}^{-1}$; $n_{\max} = n_{12} = 630 \text{ мин}^{-1}$; $\varphi = 1,41$; $n_3 = 750 \text{ мин}^{-1}$.
3. На линию вала электродвигателя наносят значения частот вращения приводного электродвигателя.

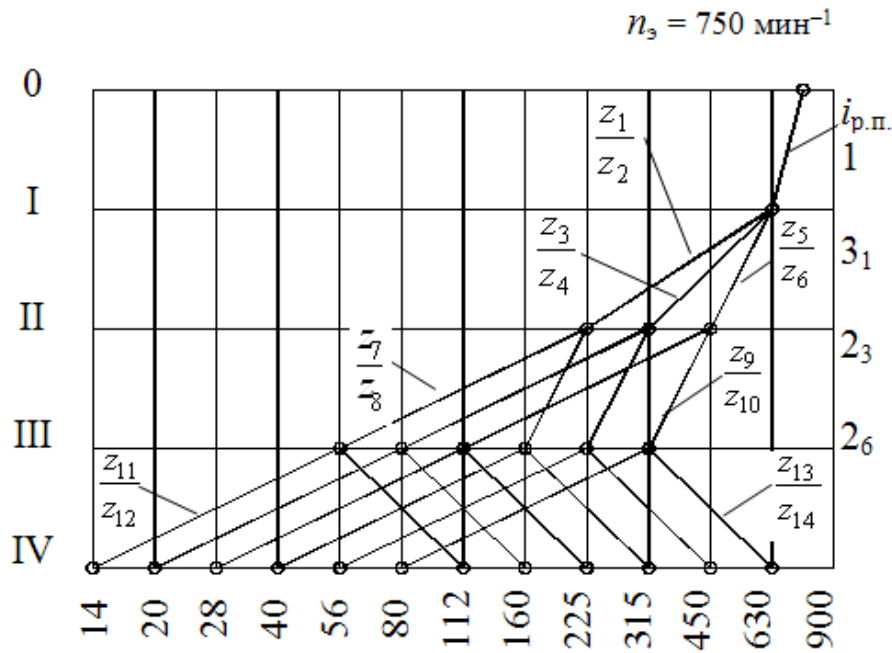


Рис. 1.5. График частот вращения

4. Ременной (во фрезерных, сверлильных и др. станках – зубчатой) передачей «вписывают» частоту вращения электродвигателя в ряд частот вращения шпинделя. В нашем случае это точка в пересечении вала I и частоты $n = 630 \text{ мин}^{-1}$.
5. Определяют общее минимальное передаточное отношение коробки скоростей \mathfrak{Z}_{\min} , выразив его через знаменатель геометрической прогрессии φ :

$$\mathfrak{Z}_{\min} = \frac{1}{\varphi^{11}}.$$

6. Общее минимальное передаточное отношение \mathfrak{Z}_{\min} разбивают на частные минимальные отношения i_{\min} каждой группы передач, помня при этом, что $i_{\min} \geq \frac{1}{4}$, а также, что частные минимальные передаточные отношения от вала I к последнему валу должны уменьшаться:

$$\mathfrak{Z}_{\min} = \frac{1}{\varphi^{11}} = \frac{1}{\varphi^3} \cdot \frac{1}{\varphi^4} \cdot \frac{1}{\varphi^4}.$$

На графике частот вращения частные минимальные передаточные отношения изображаются в виде лучей, проходящих через 3 и 4 клетки влево (понижающие передаточные отношения).

7. В соответствии со структурной сеткой (рис. 1.3) производят окончательное построение графика частот вращения.
8. По графику (рис. 1.5) определяют все передаточные отношения:

$$i_{\text{п.п.}} = \frac{630}{750};$$

в основной группе P_a :

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{\varphi^3} = \frac{1}{1,41^3} = \frac{1}{2,82} = \frac{5}{14}; \quad \frac{z_3}{z_4} = \varphi \frac{1}{\varphi^2} = \frac{1}{1,41^2} = \frac{1}{2}; \quad \frac{z_5}{z_6} = \frac{1}{\varphi^1} = \frac{1}{1,41} = \frac{5}{7};$$

в первой переборной группе P_b :

$$\frac{z_7}{z_8} = \frac{1}{\varphi^4} = \frac{1}{1,41^4} = \frac{1}{4}; \quad \frac{z_9}{z_{10}} = \frac{1}{\varphi^1} = \frac{1}{1,41} = \frac{5}{7};$$

во второй переборной группе P_c :

$$\frac{z_{11}}{z_{12}} = \frac{1}{\varphi^4} = \frac{1}{1,41^4} = \frac{1}{4}; \quad \frac{z_{13}}{z_{14}} = \frac{\varphi^2}{1} = \frac{1,41^2}{1} = \frac{2}{1}.$$

Общее максимальное передаточное отношение коробки скоростей

$$\mathfrak{I}_{\text{max}} = \frac{z_5}{z_6} \cdot \frac{z_9}{z_{10}} \cdot \frac{z_{13}}{z_{14}} = \frac{1}{\varphi^1} \cdot \frac{1}{\varphi^1} \cdot \frac{\varphi^2}{1} = \frac{1,41^2}{1,41^2} = 1.$$

Вариант построенного графика частот вращения не является единственным с точки зрения радиальных размеров коробки скоростей. Хотя на стадии кинематического расчета невозможно найти наилучший кинематический и конструктивный вариант, но отказаться от большинства как непригодных можно, если руководствоваться следующими рекомендациями:

1. Размеры зубчатых колес и привода в целом будут минимальными, если разница в числе зубьев колес в группах будет наименьшей. Этому требованию удовлетворяет основная группа, в которой число зубьев в паре колес отличается в φ^1 раз. Поэтому целесообразно выбирать конструктивный вариант, в котором бы основная группа имела наибольшее число передач, т. е.

$$P_a > P_b > P_c \dots$$

2. Однако в случае установки на первом валу коробки скоростей дополнительных механизмов в виде муфт реверса или тормозных устройств на нем не следует располагать более двух зубчатых ко-

лес, так как при этом существенно возрастают осевые размеры коробки (например, вместо $Z = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_6$ надо принять $Z = 2_1 \cdot 3_2 \cdot 2_6$).

3. Конструктивный вариант привода должен соответствовать кинематическому, т. е. характеристики групп передач должны возрастать от первого вала к шпинделю ($X_a < X_b < X_c < \dots < X_m$).
4. Минимальные частные передаточные отношения в группах должны уменьшаться по мере приближения к шпинделю, достигая предельной величины в последней переборной группе:

$$i_{a \min} > i_{b \min} > i_{c \min} \dots > i_{m \min} \geq |i_{\min}|.$$

Выполнение этого условия позволяет поднять уровень минимальных частот вращения промежуточных валов в область более высоких частот вращения, тем самым уменьшить величины передаваемых крутящих моментов, это будет способствовать уменьшению радиальных размеров валов и зубчатых колес.

Чем выше частота вращения вала n_i , тем меньше крутящий момент $M_{кр.i}$, диаметр вала (из условий прочности) и модуль зубчатых колес, расположенных на этом валу.

5. На шпинделе станка не рекомендуется устанавливать более двух зубчатых колес, так как это приводит к излишней деформации шпинделя. С этой же целью зубчатые колеса на шпинделе необходимо устанавливать ближе к его передней опоре.
6. Для уменьшения номенклатуры зубчатых колес необходимо стремиться к симметричному расположению лучей на графике частот вращения хотя бы для одной группы ($i_{\min} \cdot i_{\max} = 1$). Чем «симметричнее» группа, тем меньше ее размеры.
7. Необходимо избегать повышающих передач в группе, передающей вращение на шпиндель, так как в этом случае ведомое колесо нужно иметь как можно больших размеров из-за большого диаметра шпинделя, который рассчитывается не из условия прочности, а жесткости. Ведущее колесо может получиться неприемлемых размеров.

1.4. Множительные структуры с наложением частот вращения

При проектировании коробок скоростей на $Z = 16$ и более ступеней в последней переборной группе передач получаются недопустимо большие значения $\left(\frac{i_{\max}}{i_{\min}} \right)_{\max}$, при которых коробка не конструируется.

Современные универсальные станки для широкого диапазона использо-

вания должны иметь развитые коробки скоростей. Например, токарно-винторезный станок модели 16К20 имеет $Z = 22$.

Для того чтобы проектируемая коробка могла осуществить заданное число (Z) ступеней, применяют метод улучшения кинематики за счет частичного совпадения (наложения) некоторой части частот вращения шпинделя.

Пусть поставлена задача спроектировать коробку на $Z = 3 \cdot 3 \cdot 2 = 18$ с $\varphi = 1,41$. Даже для лучшего варианта переключения $Z = 3_1 \cdot 3_3 \cdot 2_9$ в последней переборной группе $\left(\frac{i_{\max}}{i_{\min}} \right)_{\max} = \varphi^9 = 1,41^9 = 22,4 > 8$, что значительно больше допустимого. Однако путем искусственного уменьшения характеристик групп передач можно создать желаемую структуру, если ее разработать на число ступеней Z' , большее, чем Z , на некоторую величину наложенных ступеней ΔZ :

$$Z' = Z + \Delta Z, \text{ и тогда } Z = Z' - \Delta Z.$$

Наложение частот вращения обычно делают в последней переборной группе.

Характеристика группы, в которой происходит наложение частот вращения, рассчитывается по формуле:

$$X = P_a \cdot P_b \cdot P_c \dots - \Delta Z. \quad (1.20)$$

Диапазон регулирования в этой группе

$$R = \varphi^{(P_z - 1) \cdot P_a \cdot P_b \cdot P_c \dots - \Delta Z} \leq |R|, \quad (1.21)$$

где P_z – число передач в последней переборной группе.

При разработке коробок скоростей с наложением частот вращения необходимо иметь минимальное число передач в последней переборной группе ($P_z=2$) и стремиться к минимальному числу наложенных частот вращения.

Для нашего случая характеристика последней переборной группы $x = 3 \cdot 2 \cdot 2 - 6 = 6$, а диапазон регулирования

$$R = \varphi^{(2-1) \cdot 3 \cdot 2 \cdot 2 - 6} = \varphi^6 = 1,41^6 = 8 = |R|.$$

Разработанная коробка скоростей по габаритам укладывается в допустимые пределы.

Структурная сетка для структурной формулы

$$Z = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_6 \cdot 2_6 - 6 = 18$$

показана на рис. 1.6.

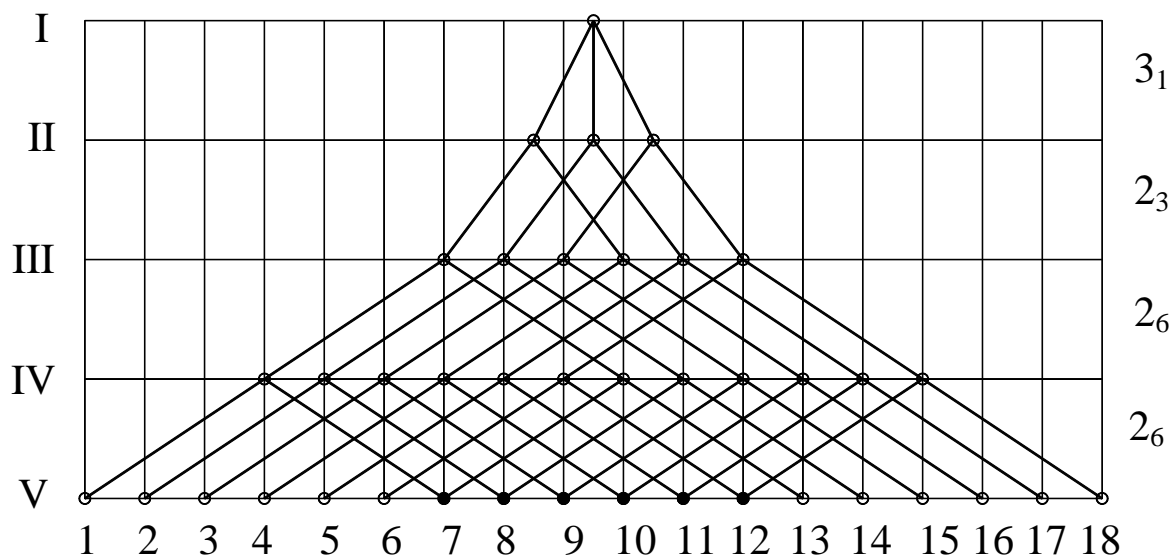


Рис. 1.6. Структурная сетка

График частот вращения строится по аналогии с графиком обычной множительной структуры.

1.5. Улучшение кинематики использованием сложных структур

Современные металлорежущие станки имеют широкий диапазон регулирования частот вращения шпинделя. С повышением частот вращения всех звеньев кинематики неизбежно возрастают энергетические потери на трение, возникают вибрации, резко падает КПД станка и т. д.

В практике станкостроения для устранения этих явлений, хотя бы частично, применяют сложные структуры.

Сложной называется структура многоскоростного привода, состоящая из двух и более кинематических цепей, каждая из которых является обычной множительной структурой.

Одна из этих цепей предназначена для получения высоких частот вращения и является короткой, а вторая, более длинная, – для получения низких частот вращения.

Сложенные структуры состоят обычно из двух кинематических цепей (токарно-винторезный станок модели 16К20, токарно-револьверный станок модели 1П365, токарно-карусельный станок модели 1531М и др.). Общее число ступеней для структуры, состоящей из двух цепей, $Z = Z_1 + Z_2$ (Z_1 и Z_2 – число ступеней первой и второй кинематических цепей).

Предположим, что необходимо создать множительную структуру с $\varphi = 1,41$ и диапазоном регулирования частот вращения $R_n = 400$.

Число ступеней этой структуры будет

$$Z = \frac{\lg R_n}{\lg \phi} + 1 = \frac{\lg 400}{\lg 1,41} + 1 = 18,3.$$

Принимаем $Z = 18$.

Этому соответствует множительная структура $Z = 3 \cdot 3 \cdot 2 = 18$.

Но даже для лучшего варианта переключения $Z = 3_1 \cdot 3_3 \cdot 2_9$ диапазон регулирования передаточных отношений в последней переборной группе $R = \varphi^9 = 1,41^9$, что значительно больше допустимого $|R|$.

Можно воспользоваться структурой с наложением частот вращения $Z = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_6 \cdot 2_6 - 6 = 18$, которая позволяет решить эту задачу, но приводит к получению длинной кинематической цепи с повышенной потерей мощности на высоких частотах вращения.

В качестве примера построения структурной сетки и графика частот вращения для сложенных структур примем один из вариантов множительной структуры со структурной формулой

$$Z = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 1 + 3_1 \cdot 2_3 \cdot 1 \cdot 2_6 \cdot 1 = 18.$$

Упрощенная кинематическая схема для этой структуры показана на рис. 1.7.

Структурная формула расписана по отдельным кинематическим узлам для облегчения построения структурной сетки. Длинная кинематическая цепь с характеристиками групп передач в ней

$$Z_2 = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 1 \cdot 2_6 \cdot 1 = 12.$$

Так как данная цепь обеспечивает 12 ступеней, то для нее выделяем на структурной сетке 12 вертикальных линий (отсчет производится, начиная с первой ступени) и в обычном порядке проводим построение всех лучей групп передач этой структуры.

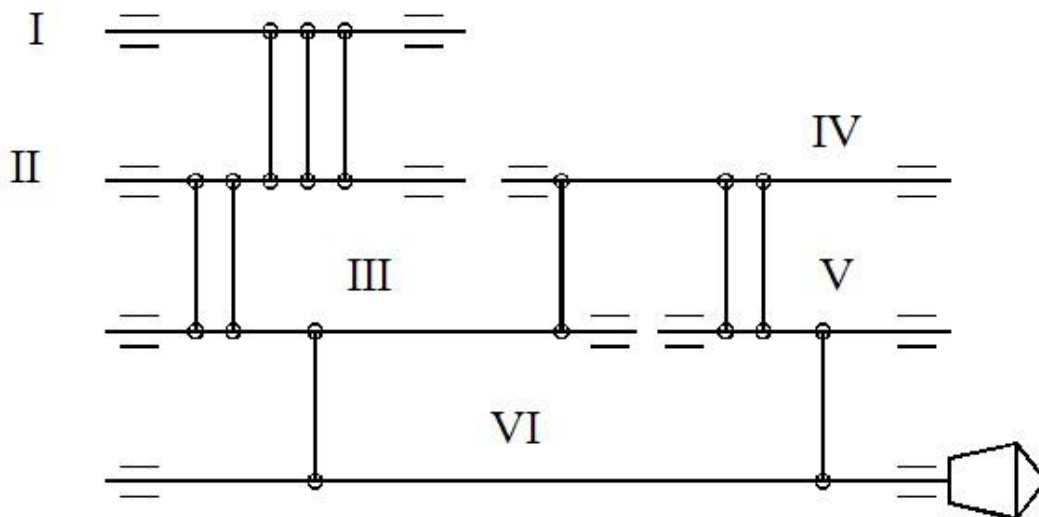


Рис. 1.7. Упрощенная кинематическая схема

Для быстроходной короткой кинематической цепи $Z_1 = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 1 = 6$ выделяем оставшиеся 6 вертикальных линий. Группы, расположенные между I и III валами, являются общими. От общей части движение с вала III передается на вал VI, минуя валы IV и V.

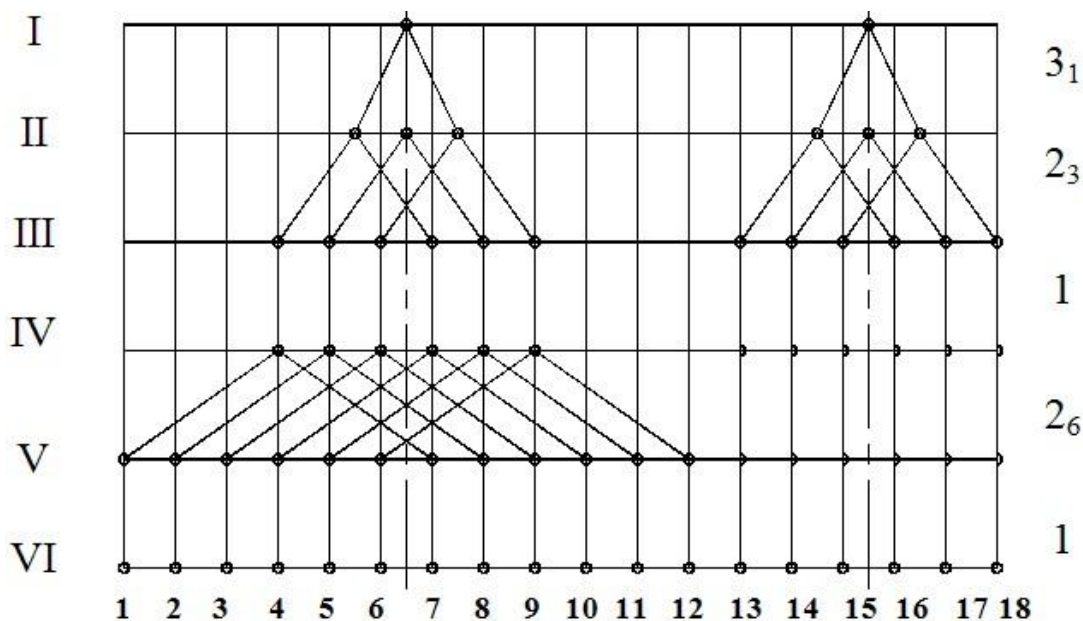


Рис. 1.8. Структурная сетка

Структурная сетка для нашего варианта сложной структуры приведена на рис. 1.8. А один из вариантов графиков частот вращения для данной структурной сетки изображен на рис. 1.9.

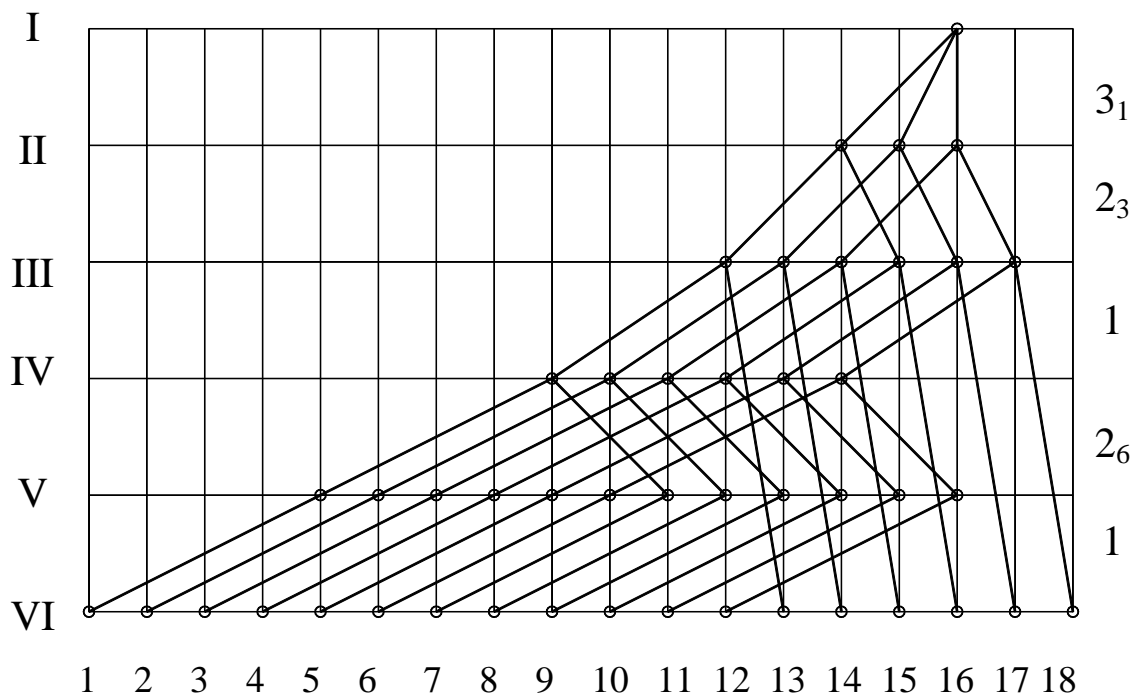


Рис. 1.9. График частот вращения

1.6. Множительные структуры с ломаным (неравномерным) геометрическим рядом

Обследование обширного количества универсальных станков показало, что большую часть рабочего времени они эксплуатируются на средних частотах вращения шпинделя. Исходя из экономической целесообразности использования станочного оборудования в коробках скоростей стали применять ломаные геометрические ряды частот вращения, задействуя в средней части диапазона регулирования R_n малое значение знаменателя ряда φ_2 , а по краям – большое значение φ_1 . При этом обязательно должно быть выполнено условие: $\varphi_1 = \varphi_2^2$.

Особенности кинематического расчета подобных структур покажем на конкретном примере.

Пусть задано: $Z = P_a \cdot P_b \cdot P_c = 12$; $\varphi_1 = 1,58$ и $\varphi_2 = 1,26$; диапазон регулирования частот вращения шпинделя $R_n = 80$.

Определяем число ступеней коробки скоростей при меньшем $\varphi_2 = 1,26$:

$$Z = \frac{\lg R_n}{\lg \varphi_2} + 1 = \frac{\lg 80}{\lg 1,26} + 1 = 20.$$

Число ступеней со знаменателем ряда $\varphi_1 = 1,58$:

$$Z_1 = \frac{2\lg|R|}{\lg \varphi_1} - 1 = \frac{2\lg 8}{\lg 1,58} - 1 = 8,$$

где $|R|$ – допускаемый диапазон регулирования передаточных отношений в группах. Характеристика последней переборной группы P_c :

$$x_{pc} = \frac{Z_1 + 1}{2} = \frac{8 + 1}{2} = 4,5.$$

Структурную формулу можно записать в таком виде:

$$Z = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_{4,5} = 12.$$

Построение структурных сеток и графиков частот вращения ведут при меньших значениях φ_2 , а, учитывая, что $\lg \varphi_1 = 2\lg \varphi_2$, окончательно структурная формула будет выглядеть так: $Z = 3_2 \cdot 2_6 \cdot 2_9 = 12$ (рис. 1.10).

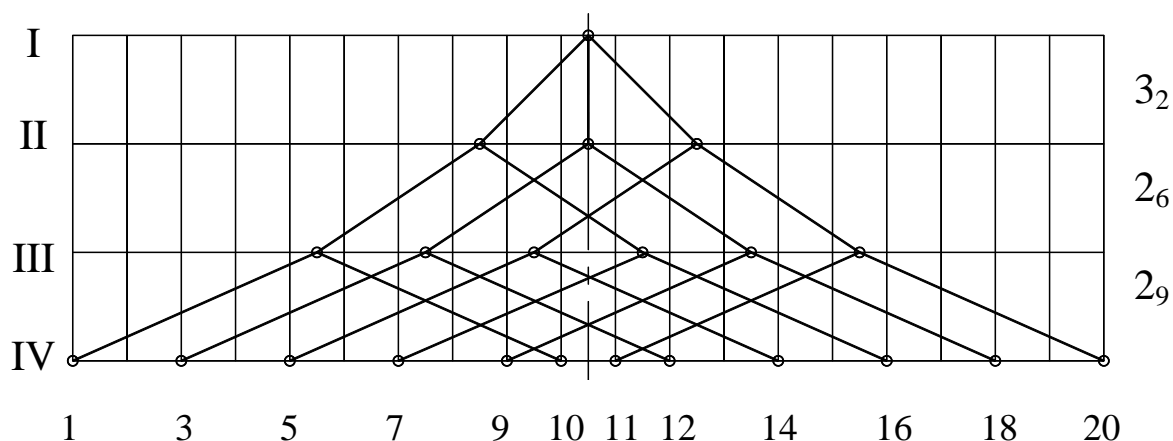


Рис. 1.10. Структурная сетка

Так, для рассматриваемого случая с ломаным рядом диапазон регулирования будет $R_n = \varphi_2^{z-1} = \varphi_2^{20-1} = \varphi_2^{19}$, а для равномерной структуры диапазон регулирования был бы $R_n = \varphi_2^{z-1} = \varphi_2^{12-1} = \varphi_2^{11}$.

Структуры с ломаным рядом позволяют при том же числе валов и передач существенно расширить диапазон регулирования частот вращения, что является важным для универсальных станков.

1.7. Множительные структуры с регулируемыми электродвигателями переменного тока

Для уменьшения габаритов коробок скоростей с сохранением диапазона регулирования частот вращения в станкостроении находят применение двух- и реже трехскоростные электродвигатели переменного тока. При этом непрерывный геометрический ряд частот вращения шпинделя будет обеспечиваться только тогда, когда частоты вращения вала электродвигателя при переключении пар полюсов будут изменяться в два раза ($n_{эл.} = 750/1500, 1500/3000, 750/1500/3000 \text{ мин}^{-1}$).

Механическая часть коробки скоростей существенно упрощается, так как регулируемый электродвигатель принимает на себя роль одной механической группы передач. При кинематических расчетах регулируемый электродвигатель принимается в качестве первой переборной группы, а в качестве основной – механическая группа с числом передач, зависящих от значения знаменателя ряда φ . При переключении частот вращения основная группа подготавливает удвоение частот вращения, а удвоение осуществляет электродвигатель переключением на вторую, более высокую, скорость.

Например, проектируется коробка скоростей с $\varphi = 1,41$, удвоение ряда будет подготовлено в том случае, если вначале будем переключать группу передач с двумя передачами на одной частоте вращения вала электродвигателя, при этом на шпинделе получим n_1, n_2 . Частоту вращения $n_3 = 2n_1$ получим переключением электродвигателя на более высокую скорость, в то время как основная группа вернется в исходное положение. Далее, переключая основную группу, получаем n_4, n_5 и т. д.

Структурная формула для этого случая будет иметь вид:

$$Z = P_a \cdot P_{эл.} = 2_1 \cdot 2_2 = 4.$$

Характеристика переборных групп передач определяется, как и в обычной множительной структуре.

При использовании в коробках скоростей $\varphi = 1,26$ удвоение значения члена ряда частот вращения наступает на четвертом члене, следовательно, в качестве основной группы необходимо принять $P_a = 3$. И структурная формула будет иметь такой вид:

$$Z = P_a \cdot P_{эл.} = 3_1 \cdot 2_3 = 6.$$

Недостаток множительных структур с регулируемыми электродвигателями заключается в том, что они задают жесткий структурный и кинематический вариант, часто нецелесообразный с точки зрения габаритов передач.

Например, требуется спроектировать коробку скоростей ($Z = 18$; $\varphi = 1,26$) с двухскоростным электродвигателем.

Структурная формула для этого случая:

$$Z = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 3_6 = 18.$$

Диапазон регулирования передаточных отношений в последней переборной группе $R = \varphi^{(3-1) \cdot 3 \cdot 2} = 1,26^{12} = 16$, что больше допустимого.

На рис. 1.11 представлена упрощенная кинематическая схема и структурная сетка для множительной структуры с регулируемым электродвигателем переменного тока со структурной формулой:

$$Z = 3_1 \cdot 2_{\text{эл.}} \cdot 2_6 = 12.$$

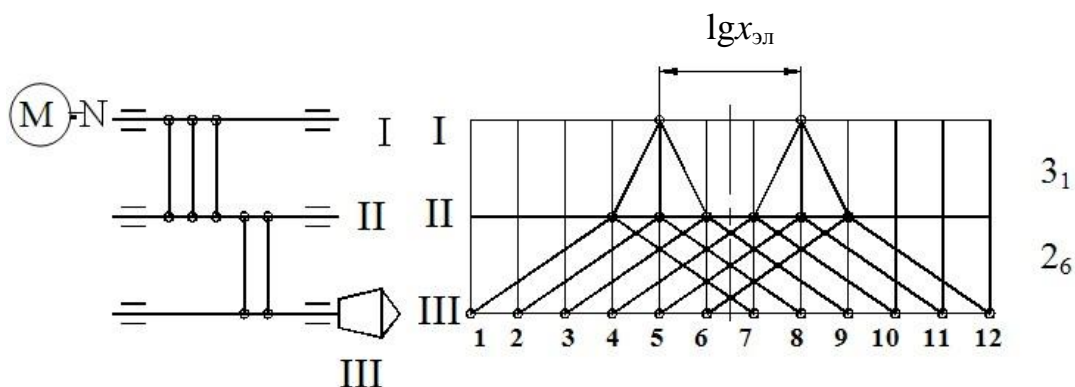


Рис. 1.11. Упрощенная кинематическая схема и структурная сетка

На рис. 1.12 показана упрощенная кинематическая схема для сложной структуры с регулируемым электродвигателем переменного тока

$$Z = 3_1 \cdot 2_{\text{эл.}} \cdot 1 + 3_1 \cdot 2_{\text{эл.}} \cdot 1 \cdot 2_6 \cdot 1 = 18.$$

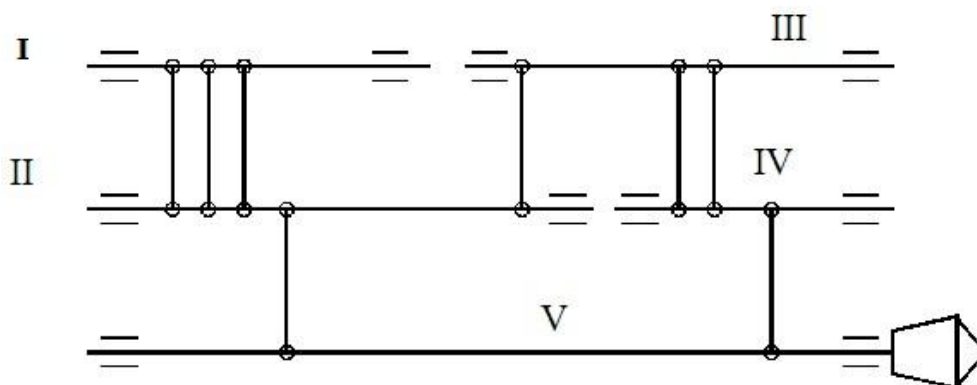


Рис. 1.12. Упрощенная кинематическая схема

На рис. 1.13 изображена структурная сетка для этой структуры.

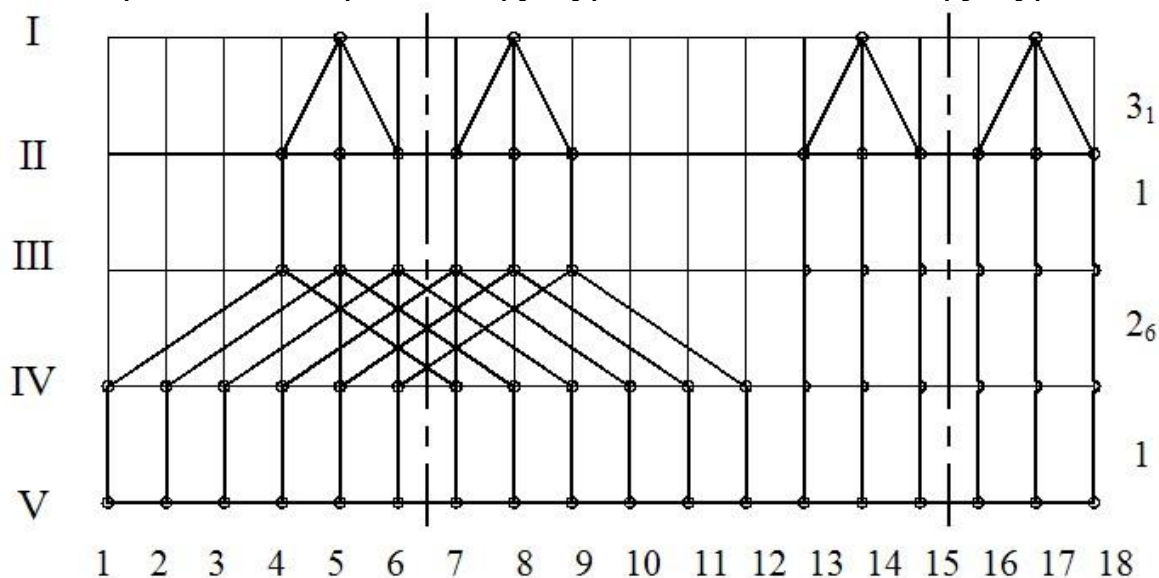


Рис. 1.13. Структурная сетка

Как следует из рисунков, применение регулируемых электродвигателей переменного тока может привести к упрощению кинематики привода главного движения (сравните рис. 1.3 и рис. 1.11, рис. 1.7 и рис. 1.12) и уменьшению габаритов коробки скоростей.

1.8. Множительные структуры с регулируемыми электродвигателями постоянного тока

В станках с ЧПУ и многооперационных станках нашли применение регулируемые электродвигатели постоянного тока с механической коробкой скоростей на 2, 3, 4 ступени. Общий диапазон регулирования таких структур будет

$$R_n = R_{эл.} \cdot R_{мех.} \quad (1.22)$$

Предположим, что в структурах имеется коробка скоростей на Z ступеней с соответствующим числом общих передаточных отношений: $\mathfrak{Z}_1, \mathfrak{Z}_2, \mathfrak{Z}_3 \dots \mathfrak{Z}_Z$. Тогда посредством \mathfrak{Z}_1 можно получить на шпинделе непрерывный ряд частот вращения от n_1 до $n_1 R_{эл.}$ за счет регулирования скорости электродвигателя. На передаточном отношении \mathfrak{Z}_2 получается непрерывный ряд частот вращения от $n_1 R_{эл.}$ до $n_1 R_{эл.}^2$ или в общем виде:

$$\begin{aligned}
\mathfrak{I}_1 & n_1 \rightarrow n_1 R_{\text{эл.}}, \\
\mathfrak{I}_2 & n_1 R_{\text{эл.}} \rightarrow n_1 R_{\text{эл.}}^2, \\
\mathfrak{I}_3 & n_1 R_{\text{эл.}}^2 \rightarrow n_1 R_{\text{эл.}}^3, \\
\mathfrak{I}_z & n_1 R_{\text{эл.}}^{z-1} \rightarrow n_1 R_{\text{эл.}}^z.
\end{aligned}$$

Отсюда

$$R_n = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{n_1 R_{\text{эл.}}^z}{n_1} = R_{\text{эл.}}^z. \quad (1.23)$$

Число механических ступеней коробки скоростей

$$Z_{\text{м}} = \frac{\lg R_n}{\lg R_{\text{эл.}}}. \quad (1.24)$$

Число электрических ступеней двигателя

$$Z_{\text{э}} = \frac{\lg r}{\lg \varphi} + 1, \quad (1.25)$$

где r – диапазон регулирования электродвигателя.

Пример. Задано $R_n = 32$ и $r = 2$. Тогда $Z_{\text{м}} = \frac{\lg 32}{\lg 2} = 4$.

Коробка на четыре ступени может состоять из двух групп:

$$Z_{\text{м}} = P_1 \cdot P_2 = 2 \cdot 2 = 4.$$

Особенность дальнейшего кинематического расчета заключается в том, что ряд бесступенчатый, и для него $\varphi = 1$. На структурных сетках расстояние между вертикальными линиями будет $\lg \varphi = \lg 1 = 0$.

Для выхода из этого положения зададим произвольное стандартное значение φ , например $\varphi = 1,26$, и построим структурную сетку для ступенчатого регулирования.

Определим число электрических ступеней двигателя по формуле (1.25):

$$Z_{\text{э}} = \frac{\lg 2}{\lg 1,26} + 1 = \frac{0,301}{0,1} + 1 \approx 4.$$

Общее число ступеней привода станка

$$Z = Z_3 \cdot Z_M = Z_3 \cdot P_1 \cdot P_2 = 4 \cdot 2 \cdot 2 = 16.$$

На рис. 1.14 изображена упрощенная кинематическая схема коробки скоростей на $Z = 16$ ступеней с регулируемым двигателем постоянного тока и структурная сетка. Электродвигатель при кинематических расчетах принимается в качестве основной группы с характеристикой $x = 1$.

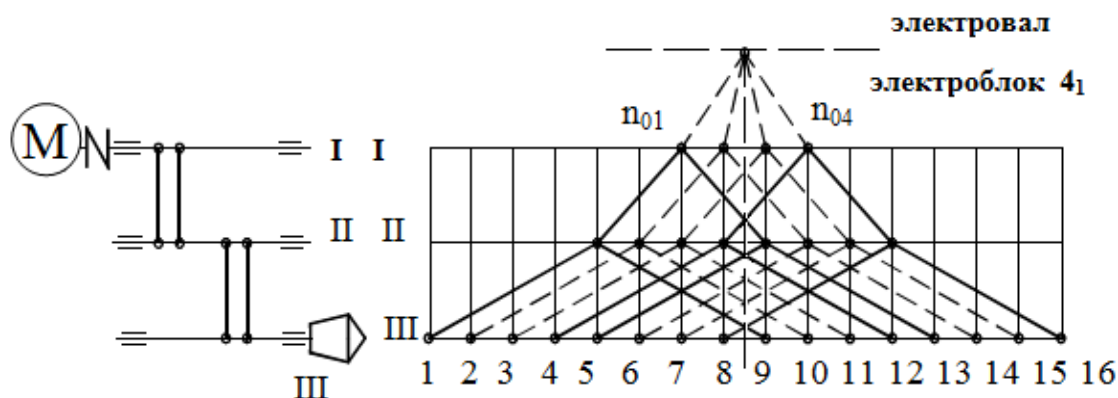


Рис. 1.14. Упрощенная кинематическая схема и структурная сетка

Построение графика начинают с отметкой на валу I точками значения частот вращения $n_{01}-n_{04}$, создаваемых двигателем. А далее построение продолжают таким же методом, как и при ступенчатом регулировании.

Кроме валов коробки скоростей (I, II, III), на рис. 1.14 добавлен условный «электровал», передающий четырехступенчатым «электроблоком» вращение первому валу коробки (n_{01-04}). Добавочное построение к структурной сетке позволяет более наглядно представить общую взаимосвязь всех без исключения групп передач, входящих в состав привода.

2. ПРИМЕР РАСЧЕТА ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ МЕТАЛЛОРЕЖУЩЕГО СТАНКА

В качестве примера последовательности расчета привода главного движения выбран расчет привода универсального токарно-винторезного станка.

Исходными данными для проектирования согласно заданию являются:

- тип станка – универсальный токарно-винторезный;
- структурная формула привода главного движения

$$Z = P_a P_b (1 + P_c P_d) = 30;$$

- наибольший диаметр обрабатываемых деталей $d_{\max} = 320$ мм над станиной;
- диапазон регулирования $R_n = 400$;
- знаменатель геометрического ряда частот вращения $\varphi = 1,26$;
- дополнительные данные, в которых указывается наличие регулируемого электродвигателя переменного тока или, например, тип фрезерной головки продольно-фрезерных станков.

Для примера возьмем двухскоростной электродвигатель переменного тока.

Расчет привода со сложной структурой проводим последовательно в несколько этапов.

2.1. Кинематический расчет привода

Структурная формула предусматривает наличие короткой быстросходной кинематической цепи $Z_1 = P_a P_b$ и длинной тихоходной – $Z_2 = P_a P_b P_c P_d$, причем группы передач $P_a P_b$ являются общими. Группа P_b конструктивно является электродвигателем, и число ее передач должно равняться числу скоростей электродвигателя, т. е. $P_b = 2$. Кинематически P_b является первой переборной группой. Следовательно, для того, чтобы развернуть кинематический ряд частот вращения с $\varphi = 1,26$, основная группа P_a должна иметь число передач, равное 3 ($P_a = 3$). Это необходимо, так как $\varphi^3 = 1,26^3 = 2$, т. е. основная группа подготавливает переключение электродвигателя на частоты вращения, отличающиеся друг от друга в 2 раза. Тогда структурная формула примет вид:

$$Z = 3_1 \cdot 2_3 (1 + P_c \cdot P_d).$$

Характеристика второй переборной группы P_c определяется из формулы

$$x_{pc} = P_a P_b = 3 \cdot 2 = 6.$$

Для определения характеристики последней переборной группы P_d прежде всего найдем реальное число частот вращения Z' , которое ограничено заданным диапазоном регулирования $R_n = 400$:

$$Z' = \frac{\lg R_n}{\lg \varphi} + 1 = \frac{\lg 400}{\lg 1,26} + 1 = 27.$$

Следовательно, в длинной кинематической цепи $Z_2 = P_a P_b P_c P_d$ должны быть 3 наложенные частоты вращения $\Delta Z = Z - Z' = 30 - 27 = 3$. А поэтому x_{pd} будет равна в этом случае:

$$x_{pd} = p_a p_b p_c - \Delta Z = 3 \cdot 2 \cdot 2 - 3 = 9,$$

тогда структурная формула примет вид

$$Z = 3_1 \cdot 2_3 \cdot (1 + 2_6 \cdot 2_9).$$

При такой структуре привода шпиндель будет иметь разное направление вращения при переключении с короткой кинематической цепи $Z_1 = P_a P_b$ на длинную $Z_2 = P_a P_b P_c P_d$, так как в первом случае будет как минимум две группы передач, во втором – три. Чтобы избежать этого, можно в механизме переключения с одной кинематической цепи на другую предусмотреть устройство для изменения вращения электродвигателя путем переключения его фаз. Обычно так не делают, а добавляют одну постоянную пару шестерен и вал в длинную кинематическую цепь. Причем постоянная дополнительная пара шестерен устанавливается между предшпиндельным валом и шпинделем. Это лучше делать как можно ближе к опоре последнего для увеличения жесткости шпинделя. С учетом сказанного, структурная формула примет вид:

$$Z = 3_1 \cdot 2_3 (1 + 2_6 \cdot 2_9 \cdot 1).$$

Для облегчения построения структурной сетки разработаем упрощенную кинематическую схему привода (рис. 2.1). При этом каждая группа передач показана вертикальными линиями между смежными валами. Число вертикальных линий равно числу передач в каждой группе.

Структурную сетку начинают строить с проведения горизонтальных линий, число которых равно числу валов в упрощенной кинематической схеме, и вертикальных линий, число которых равно числу реальных частот вращения шпинделя. Горизонтальные линии располагают на равном удалении друг от друга. Расстояние между вертикальными линиями равно $\lg \varphi$. Практически же берут произвольное расстояние, но

так, чтобы между всеми смежными частотами вращения оно было одинаковым (рис. 2.2).

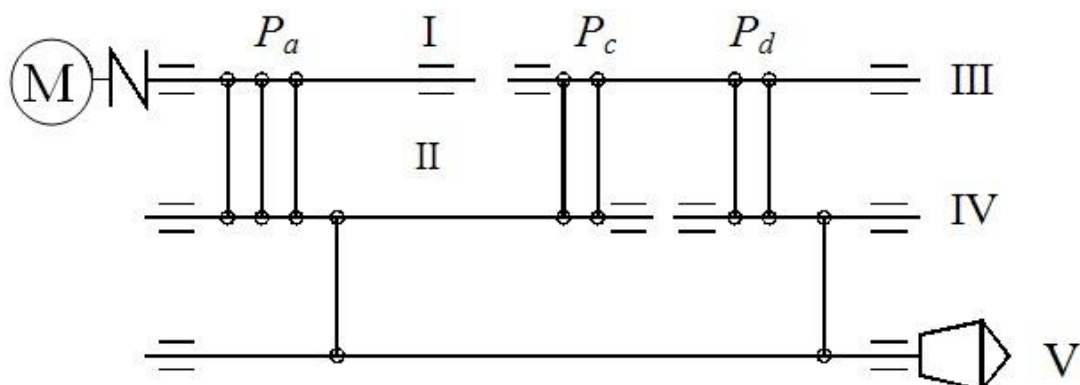


Рис. 2.1. Упрощенная кинематическая схема

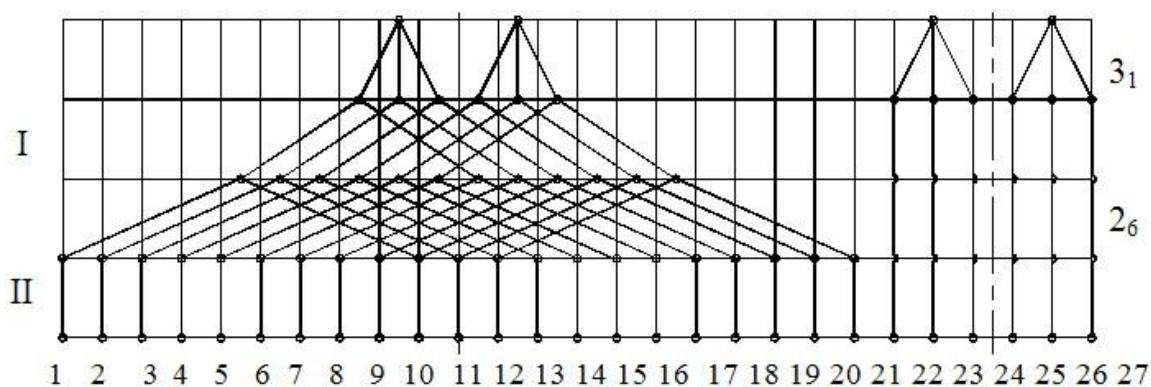


Рис. 2.2. Структурная сетка

Так как по длинной кинематической цепи $Z_1 = 3 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 - 3 = 21$ получают 21 частоту вращения шпинделя, для 21 вертикальной линии находят и проводят вертикальную ось симметрии и на I валу относительно оси симметрии отмечают 2 точки на расстоянии, равном характеристике x_{pb} электродвигателя. Затем через эти точки проводят новые вертикальные оси симметрии и относительно этих осей между I и II валами проводят три луча, означающие число передач в группе P_a так, чтобы между их концами на II валу было расстояние, равное характеристике ($x_{pa} = I$) данной группы.

Через полученные шесть точек на II валу вновь проводят вертикальные оси симметрии и относительно этих осей проводят симметрично веером два луча группы P_c на расстоянии, равном характеристике этой группы, и так далее. Если между смежными валами установлена группа передач с одной передачей, то она на структурной сетке показывается вертикальным отрезком.

Для построения оставшейся части частот вращения $Z_1 = P_a P_b$ поступают аналогично. На II валу для цепи $Z_1 = P_a P_b$ указывают лишь 6 точек и из них проводят вертикальные линии сразу на вал V шпинделя, как и в действительности передается движение в коробке скоростей.

Для построения графика частот вращения необходимо выбрать максимальную (n_{\max}) и минимальную (n_{\min}) частоты вращения проектируемого привода, пользуясь справочной литературой. Нужно исходить из n_{\max} выпускаемых промышленностью токарных станков с таким же максимальным диаметром обработки ($d_{\max} = 320$ мм). В табл. 2.1 указаны модели станков, максимальные диаметры обрабатываемых деталей над станиной, n_{\max} и n_{\min} указанной модели станка, число ступеней шпинделя Z и мощность электродвигателя N .

Таблица 2.1

Модель станка	d_{\max} над станиной, мм	$n_{\min} - n_{\max}$, мин ⁻¹	Z	N , кВт
1A616	320	18–1800	21	4
1615M	320	44–1000	8	2,8
1616	320	44–1980	12	4,5
1П61	320	50–2500	18	4,5
1A616П	320	11,2–2240	21	4,5

Ориентируясь на $n_{\max} = 2500$ мин⁻¹ существующих станков, определяем n_{\min} проектируемого привода: $n_{\min} = \frac{n_{\max}}{R_n} = \frac{2500}{400} = 6,25$ мин⁻¹.

Пользуясь нормальным рядом чисел в станкостроении, выписываем ряд частот вращения: 6,3–8–10–12,5–16–20–25–31,5–40–50–63–80–100–125–160–200–250–315–400–500–630–800–1000–1250–1600–2000–2500. Наряду с выбором предельной частоты вращения необходимо определить мощность электродвигателя. Для этого строим график (рис. 2.3) $N = f(d_{\max})$ для ряда типо-размеров токарных станков в области $d_{\max} = 200 \dots 500$ мм и проводим усредненную линию, по которой для $d_{\max} = 320$ мм находим $N = 4,5$ кВт. Затем по табл. 7.4 выбираем двухскоростной электродвигатель таким образом, чтобы искомая мощность располагалась внутри ряда мощностей N_1 и N_2 выбранного электродвигателя. В нашем случае им является электродвигатель типа А02-42-4/2 с $N_2 = 5,5$ кВт, $N_1 = 4,7$ кВт, $n_2 = 2860$ мин⁻¹, $n_1 = 1460$ мин⁻¹ (см. Приложение).

При построении графика частот вращения исходим из того, что почти все универсальные токарно-винторезные станки нормальной точности имеют двигатель, расположенный в левой тумбе станка, с переда-

чей движения на коробку скоростей гибкой связью. Это приводит к появлению дополнительного вала «О» – вала электродвигателя.

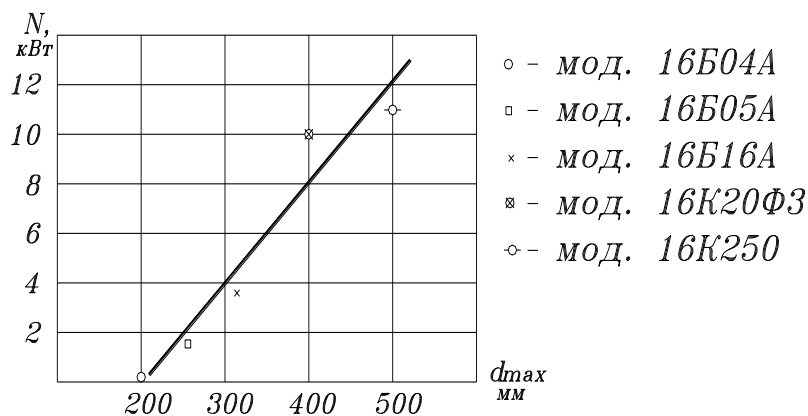


Рис. 2.3. График зависимости мощности от максимального диаметра обрабатываемой заготовки $N = f(d_{max})$

Здесь необходимо решить вопрос о реверсировании вращения шпинделя. Из анализа кинематических схем токарно-винторезных станков [22] видно, что в станках малых размеров реверс шпинделя осуществляется или реверсом вращения электродвигателя, или введением в привод главного движения механического реверса в виде цилиндрических шестерен, что приводит обычно к появлению еще одного дополнительного вала. На этом же валу обычно устанавливаются фрикционные муфты включения реверса. В станках средних размеров реверсирование в приводе главного движения, как правило, осуществляется цилиндрическим реверсом. На рис. 2.4 показана полная кинематическая схема привода главного движения проектируемого станка.

В разработанной кинематической схеме дополнительный вал, вызванный наличием реверса, отсутствует, так как муфта реверса установлена непосредственно на ведущем валу группы P_a . Это приводит к тому, что число обратных ступеней вращения будет в 3 раза меньше, чем прямых. С эксплуатационной точки зрения это обстоятельство не ухудшит экономичность работы станка, так как обратное вращение обычно используется для возвращения резбообразующего инструмента в исходное положение.

При построении графика частот вращения необходимо стремиться к тому, чтобы минимальные частные передаточные отношения в группах уменьшались от электродвигателя к шпинделю, но не были меньше допустимого минимального частного передаточного отношения

$$i_{\min} = \frac{1}{\varphi^a} = \frac{1}{1,26^a} \geq \frac{1}{4}. \text{ Откуда } a \leq 6, \text{ где } a - \text{число клеток на графике час-}$$

шение $\mathfrak{I}_{\min} = \frac{n_{\min}}{n_{\text{двиг}}} = \frac{6,3}{1450} = \frac{1}{\phi^{23,8}}$ можно разбить на частные минималь-

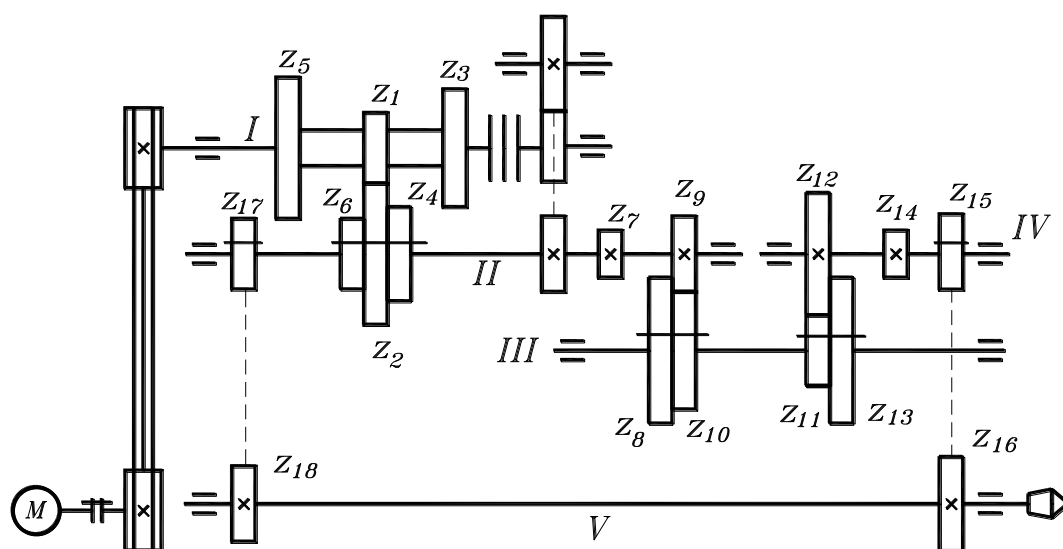
$$\mathfrak{S}_{\min} = \frac{1}{\varphi^{23,8}} = i_{\text{p.p}} i_1 i_4 i_6 i_8 = \frac{1}{\varphi^{1,8}} \frac{1}{\varphi^4} \frac{1}{\varphi^6} \frac{1}{\varphi^6} \frac{1}{\varphi^6}.$$


График частот вращения для этого случая показан на рис. 2.5. На рис. 2.5. использованы следующие обозначения:

$$i_1 = \frac{z_1}{z_2}, \quad i_2 = \frac{z_3}{z_4}, \quad i_3 = \frac{z_5}{z_6}, \quad i_4 = \frac{z_7}{z_8}, \quad i_5 = \frac{z_9}{z_{10}},$$

$$i_6 = \frac{z_{11}}{z_{12}}, \quad i_7 = \frac{z_{13}}{z_{14}}, \quad i_8 = \frac{z_{15}}{z_{16}}, \quad i_9 = \frac{z_{17}}{z_{18}},$$

36

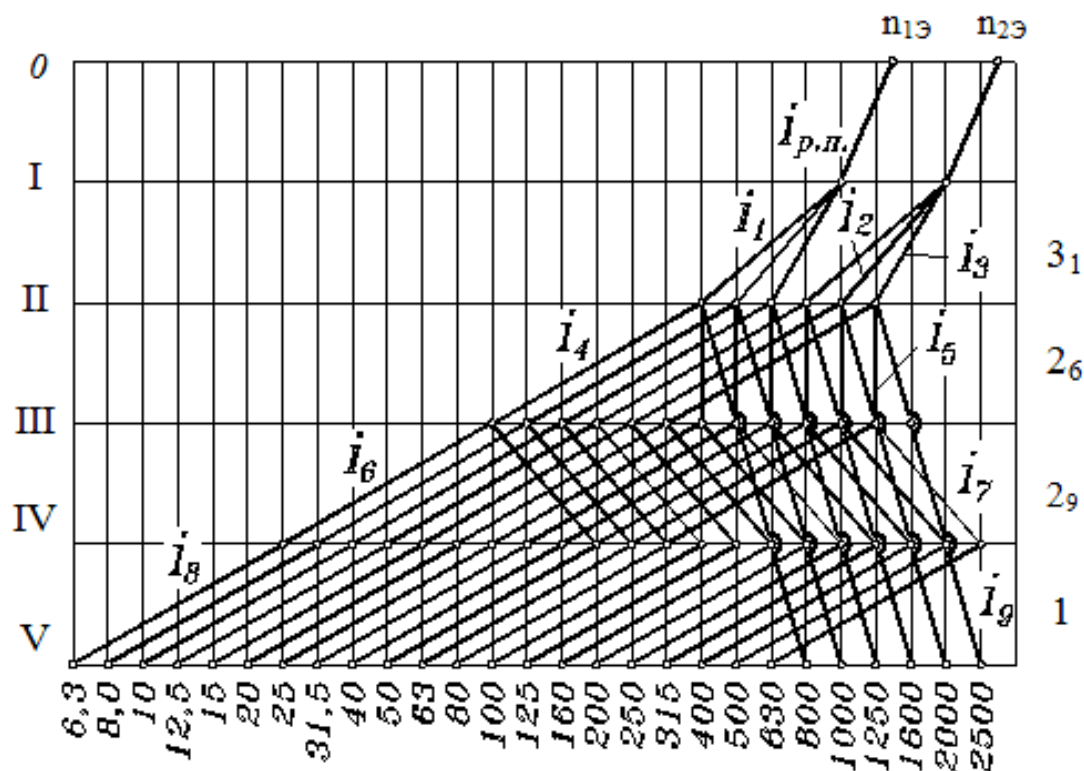


Рис. 2.5. График частот вращения

График частот вращения строят следующим образом.

Сначала на нулевом валу наносят точки частоты вращения электродвигателя; проводят последовательно все лучи, соответствующие минимальным частным передаточным отношениям в каждой группе передач, согласно приведенной выше разбивке \mathfrak{Z}_{\min} . Затем для каждой группы передач проводят столько лучей из одной точки ведущего вала, сколько передач в рассматриваемой группе. Концы лучей для рассматриваемой группы передач должны располагаться друг от друга на расстоянии, равном характеристике данной группы. Таким образом, получаем как бы асимметричную картину структурной сетки.

В результате построения схемы частот вращения для длинной кинематической цепи $Z_2 = P_a P_b P_c P_d$ на шпинделе получаем частоты вращения от $n_1 = 6,3 \text{ мин}^{-1}$ до $n_{21} = 630 \text{ мин}^{-1}$. После этого переходим к построению графика частот вращения короткой кинематической цепи $Z_1 = P_a P_b$, помня при этом, что движение со II вала сразу передается на шпиндель, минуя промежуточные валы.

Для получения непрерывного геометрического ряда частот вращения шпинделя необходимо соединить лучом точку, соответствующую минимальной частоте вращения вала II, $n_{II} = 400 \text{ мин}^{-1}$, с точкой, соответствующей следующей частоте вращения шпинделя: $n_V = 800 \text{ мин}^{-1}$.

После этого аналогично соединяем все оставшиеся точки II вала с соответствующими частотами вращения шпинделя, получая на последнем весь ряд частот вращения.

Как видно из графика частот вращения, величина передаточного отношения $i_9 = \varphi^3 = 1,26^3 = 2$ получилась автоматически, причем в допустимых пределах, так как $|i_{\max}| = 2$. Если бы величина i_9 получилась больше $|i_{\max}|$, что недопустимо, следовало бы снова сделать разбивку \mathfrak{Z}_{\min} так, чтобы удовлетворялось неравенство $i_9 \leq |i_{\max}|$.

Конструктивной особенностью токарно-винторезных станков является наличие звена увеличения шага для нарезания многозаходных резьб, когда шаг нарезаемой резьбы больше шага ходового винта: $P > P_{\text{ход.винта}}$. При включении звена увеличения шага резьбы движение на ходовой винт снимается не со шпинделя, а через перебор, играющий роль звена увеличения шага. При этом передаточные отношения звена увеличения шага должны быть кратны двум. В проектируемом приводе при включении звена увеличения шага движение на ходовой винт будет сниматься с вала II четырьмя путями (см. рис.2.5):

1. $i_8 \cdot i_6 \cdot i_4$.
2. $i_8 \cdot i_6 \cdot i_5$.
3. $i_8 \cdot i_7 \cdot i_4$.
4. $i_8 \cdot i_7 \cdot i_5$.

В связи с этим, на графике частот вращения учтено, чтобы передаточные отношения i_4, i_6, i_7, i_8 были кратны или равны двум. Указанные передаточные отношения (рис.2.5) равны:

$$i_4 = \frac{1}{\varphi^6} = \frac{1}{4}, \quad i_5 = \varphi^0 = 1, \quad i_6 = \frac{1}{\varphi^6} = \frac{1}{4},$$

$$i_7 = \varphi^3 = 2, \quad i_8 = \frac{1}{\varphi^6} = \frac{1}{1,26^6} = \frac{1}{4}.$$

Тогда передаточные отношения звена увеличения шага резьбы $i_{\text{з.у.ш}}$ будут равны:

$$i_{1\text{з.у.ш.}} = \frac{1}{4} \cdot \frac{1}{4} \cdot \frac{1}{4} = \frac{1}{64},$$

$$i_{2\text{з.у.ш.}} = \frac{1}{4} \cdot \frac{1}{4} \cdot 1 = \frac{1}{16},$$

$$i_{3\text{з.у.ш.}} = \frac{1}{4} \cdot 2 \cdot \frac{1}{4} = \frac{1}{8},$$

$$i_{4\text{з.у.ш.}} = \frac{1}{4} \cdot 2 \cdot 1 = \frac{1}{2}.$$

Эти передаточные отношения звена увеличения шага резьбы учитываются при расчете внутренней кинематической связи между шпинделем и ходовым винтом для настройки гитары деления.

Рассчитаем остальные частные передаточные отношения по графику частот вращения, выразив передаточные отношения зубчатых передач в виде простых дробей:

$$i_{\text{пр}} = \frac{1000}{1450} = \frac{1}{1,45}, \quad i_1 = \frac{1}{\varphi^4} = \frac{1}{1,26^4} = \frac{2}{5}, \quad i_2 = \frac{1}{\varphi^3} = \frac{1}{1,26^3} = \frac{1}{2},$$

$$i_3 = \frac{1}{\varphi^2} = \frac{1}{1,26^2} = \frac{7}{11}.$$

$$i_4 = \frac{1}{\varphi^6} = \frac{1}{1,26^6} = \frac{1}{4}, \quad i_5 = \frac{1}{\varphi^0} = \frac{1}{1}, \quad i_6 = \frac{1}{\varphi^6} = \frac{1}{1,26^6} = \frac{1}{4},$$

$$i_7 = \frac{\varphi^3}{1} = \frac{1,26^3}{1} = 2, \quad i_8 = \frac{1}{\varphi^6} = \frac{1}{1,26^6} = \frac{1}{4}, \quad i_9 = \frac{\varphi^3}{1} = \frac{1,26^3}{1} = 2.$$

Для получения простых дробей можно использовать данные табл. 2.2.

Таблица 2.2

i	$\frac{a}{b}$	i	$\frac{a}{b}$	i	$\frac{a}{b}$
$\frac{1}{1,26}$	$\frac{4}{5}$	$\frac{1}{1,41}$	$\frac{5}{7}$	$\frac{1}{1,58}$	$\frac{7}{11}$
$\frac{1}{1,26^2}$	$\frac{7}{11}$	$\frac{1}{1,41^2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{1,58^2}$	$\frac{2}{5}$
$\frac{1}{1,26^3}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{1,41^3}$	$\frac{19}{53}$	$\frac{1}{1,58^3}$	$\frac{1}{4}$
$\frac{1}{1,26^4}$	$\frac{2}{5}$	$\frac{1}{1,41^4}$	$\frac{1}{4}$	—	—
$\frac{1}{1,26^5}$	$\frac{7}{22}$	—	—	—	—
$\frac{1}{1,26^6}$	$\frac{1}{4}$	—	—	—	—

2.2. Определение расчетных крутящих моментов на валах коробки скоростей

При проектировании универсальных станков для уменьшения габаритов привода рекомендуется ограничивать передаваемую мощность на шпинделе критической частотой вращения n_p , которая для токарных станков принимается по [17] равной частоте вращения верхней ступени нижней трети диапазона регулирования, т. е. для нашего случая $n_p = n_9$, или $n_p = 40 \text{ мин}^{-1}$.

Таким образом, в области частот вращения с $n_1 = 6,3$ до $n_9 = 40 \text{ мин}^{-1}$ мощность привода ограничена величиной крутящего момента M_p , который определяется из выражения

$$M_p = 9760 \cdot \frac{N_e}{n_p}, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (2.1)$$

где N_e – эффективная мощность на шпинделе, кВт.

$$N_e = N \eta_{\text{пр}}, \quad (2.2)$$

где N – мощность электродвигателя, кВт; $\eta_{\text{пр}}$ – условный расчетный КПД привода, который может быть принят для станков с вращательным главным движением, $\eta_{\text{пр}} = 0,88 \dots 0,90$.

Так как электродвигатель развивает разную мощность N_1 и N_2 , то в расчет берем среднюю мощность

$$N_{\text{ср}} = \frac{N_1 + N_2}{2} = \frac{4,7 + 5,5}{2} = 5,1 \text{ кВт}.$$

При этом на одной частоте вращения электродвигатель будет работать с недогрузкой, на второй – с некоторой перегрузкой:

$$M_p^V = 9760 \cdot \frac{5,1 \cdot 0,9}{40} = 1120 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

При определении M_p на промежуточных валах исходят из того, что M_p будет при передаче полной мощности на минимальной частоте вращения этого вала. Поэтому на IV валу M_p определится при $n = 160 \text{ мин}^{-1}$ этого вала:

$$M_p^{\text{IV}} = \frac{M_p^V \cdot i_8}{\eta_{\text{IV-V}}},$$

где $\eta_{\text{IV-V}}$ – расчетный КПД между смежными валами IV и V, включающий табличный КПД зубчатой передачи и КПД одной пары подшипников качения; определяется по формуле:

$$\eta_{IV-V} = \eta_{зп} \eta_{подш} = 0,99 \cdot 0,995 = 0,985;$$

$$M_p^{IV} = \frac{1120}{4 \cdot 0,985} = 284 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

При определении M_p на III валу находим, что полная мощность $N_{ср}$ будет передаваться при $n_{\min} = 100 \text{ мин}^{-1}$ III вала по следующей кинематической цепи: $n_{1з} \cdot i_{р.п.} \cdot i_1 \cdot i_4 \cdot i_7 \cdot i_8 = 50 \text{ мин}^{-1}$.

Но при этом замечаем, что эта же частота вращения ($n_V = 50 \text{ мин}^{-1}$) на шпинделе может получаться и по другой кинематической цепи: $n_{2з} i_{р.п.} i_1 i_5 i_6 i_8 = n_V = 50 \text{ мин}^{-1}$ при частоте вращения III вала – 800 мин^{-1} и, следовательно, при меньшем крутящем моменте. Значит, на шпинделе $n_V = 50 \text{ мин}^{-1}$ лучше получать по второй кинематической цепи, а первую цепь заблокировать органами переключения.

Следующая минимальная частота вращения III вала, при которой может передаваться полная мощность, равна 125 мин^{-1} . Но если проследить кинематические цепи для получения на шпинделе частоты вращения 63 мин^{-1} , то снова придем к выводу, что цепь $n_{1з} i_{р.п.} i_2 i_4 i_7 i_8$ необходимо блокировать. Тогда следующей минимальной частотой вращения III вала, на которой передается полная мощность, будет 200 мин^{-1} , для получения частоты вращения на шпинделе $n_V = 100 \text{ мин}^{-1}$. Исходя из этого расчетный крутящий момент на третьем валу будет равен

$$M_p^{III} = \frac{M_{100}^V i_8}{\eta_{IV-V}} \cdot \frac{i_7}{\eta_{III-IV}},$$

$$\text{где } M_{100}^V = 9760 \cdot \frac{5,1 \cdot 0,9}{100} = 447 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad M_p^{III} = \frac{447 \cdot 1}{4 \cdot 0,985} \cdot \frac{2}{0,985} = 230 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

На II валу полная мощность на шпиндель передается при его минимальной частоте вращения – 400 мин^{-1} по следующей кинематической цепи:

$$n_{1з} i_{р.п.} i_1 i_5 i_7 i_8 = n = 200 \text{ мин}^{-1}.$$

Тогда

$$M_p^{II} = \frac{M_{200}^V i_8}{\eta_{IV-V}} \cdot \frac{i_7}{\eta_{III-IV}} \cdot \frac{i_5}{\eta_{II-III}},$$

где

$$M_{200}^V = 9760 \cdot \frac{5,1 \cdot 0,9}{200} = 224 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_p^{\text{II}} = \frac{224}{4 \cdot 0,985} \cdot \frac{2}{0,985} \cdot \frac{1}{0,985} = 118 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_p^{\text{I}} = \frac{M_p^{\text{II}} i_1}{\eta_{\text{I-II}}} = \frac{118 \cdot 2}{5 \cdot 0,985} = 46,5 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

2.3. Расчет диаметров валов

Ориентировочно диаметры всех промежуточных валов можно определить по формуле

$$d_i = \sqrt[3]{\frac{M_{i\max}}{0,2 \cdot [\tau]}}, \text{ м}, \quad (2.3)$$

где $[\tau] = 30 \cdot 10^6 \text{ Па}$ – допустимое напряжение на кручение, принимается заниженным, так как неизвестно еще пространственное положение валов. Отсюда:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{46,5}{0,2 \cdot 30 \cdot 10^6}} \approx 0,02 \text{ м} \quad (\text{принимаем } 20 \text{ мм});$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{118}{0,2 \cdot 30 \cdot 10^6}} \approx 0,027 \text{ м} \quad (\text{принимаем } 27 \text{ мм});$$

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{230}{0,2 \cdot 30 \cdot 10^6}} \approx 0,034 \text{ м} \quad (\text{принимаем } 35 \text{ мм});$$

$$d_4 = \sqrt[3]{\frac{284}{0,2 \cdot 30 \cdot 10^6}} \approx 0,0362 \text{ м} \quad (\text{принимаем } 36 \text{ мм});$$

$$d_5 = \sqrt[3]{\frac{1120}{0,2 \cdot 30 \cdot 10^6}} \approx 0,0575 \text{ м}.$$

Диаметр последнего, пятого, вала (шпинделя) окончательно уточняется из расчета его на жесткость.

2.4. Расчет модулей зубчатых передач

Ориентировочно модуль зубчатой передачи m можно определить исходя из окружного усилия на минимальной по размеру шестерне в группе передач и усилия, допускаемого прочностью зуба на изгиб [3]:

$$m = \sqrt[3]{\frac{2M_p}{z\psi\pi y[\sigma_{изг.}]} \cdot \frac{K_{изг.}}{K_v}}, \text{ м}, \quad (2.4)$$

где M_p – расчетный крутящий момент, передаваемый рассматриваемой группой передач, Н·м; m – модуль, м; z – число зубьев самой малой шестерни в этой же группе передач; y – коэффициент формы зуба; ψ – относительная ширина венца зубчатого колеса; $[\sigma_{изг.}]$ – допускаемое напряжение на изгиб. Без большой погрешности можно принять $z = 20$, $y = 0,1$ [24]; $\psi = 8$ (для подвижных шестерен привода главного движения); $[\sigma_{изг.}] = 370\text{--}400$ МПа [3], $K_y = K_{изг.} = 1$ (для легированных сталей). Тогда

$$m = \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{10}}, \text{ мм}. \quad (2.5)$$

Для группы P_a $m = 1,7$ мм (принимаем 2 мм).

Для группы P_c $m = 2,27$ мм (принимаем 2,5 мм).

Для группы P_d $m = 2,82$ мм (принимаем 3 мм).

Для постоянных передач $\psi = 10\text{--}15$, и тогда при $\psi = 14$

$$m = \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{18}}, \text{ мм}. \quad (2.6)$$

Для группы i_8 $m = \sqrt[3]{\frac{284}{18}} = 2,56$ мм (принимаем 3 мм).

Для группы i_9 $m = 1,87$ мм (принимаем 2 мм).

2.5. Расчет числа зубьев зубчатых передач

Для того чтобы получить группы передач минимального радиального размера, необходимо найти в каждой группе шестерню с минимальным числом зубьев, а затем уже, ориентируясь на это число зубьев, можно подобрать число зубьев для всех остальных шестерен по передаточным отношениям.

$$\text{Так как} \quad m z_{\min} \geq d + 7m + 2,5m, \quad (2.7)$$

$$\text{то} \quad z_{\min} \geq \frac{d}{m} + 9,5, \quad (2.8)$$

где d и m – диаметр вала и модуль посаженной на него шестерни, мм.

$$\text{Для группы } i_1 - i_2 - i_3 \quad z_{\min} \geq \frac{20}{2} + 9,5 = 19,5.$$

Принимаем $z_{\min} = 20$.

$$\text{Для группы } i_4 - i_5 \quad z_{\min} \geq \frac{27}{2,5} + 9,5 = 20,3.$$

Принимаем $z_{\min} = 21$.

$$\text{Для группы } i_6 - i_7 \quad z_{\min} \geq \frac{35}{3} + 9,5 = 21,2.$$

Принимаем $z_{\min} = 22$.

$$\text{Для передачи } i_8 \quad z_{\min} \geq \frac{36}{3} + 9,5 = 21,2.$$

Принимаем $z_{\min} = 22$.

$$\text{Для передачи } i_9 \quad z_{\min} \geq \frac{27}{2} + 9,5 = 23.$$

Принимаем $z_{\min} = 23$.

После этого можно приступить к расчету числа зубьев всех шестерен привода, пользуясь методом наименьшего кратного для получения наименьших радиальных размеров привода.

Для ведущих шестерен

$$z = \frac{a_i}{a_i + b_i} \cdot S_{z_i}; \quad (2.9)$$

для ведомых шестерен

$$z = \frac{b_i}{a_i + b_i} \cdot S_{z_i}, \quad (2.10)$$

где S_{z_i} – наименьшее кратное $a_i + b_i$ для каждой группы передач;
 a_i, b_i – целые числа, выражающие передаточные отношения.

Например, для $i_1 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{2}{5}$, $a_i = 2$, $b_i = 5$.

Для группы передач $i_1 - i_2 - i_3$:

$$i_1 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{2}{5}, \quad a_i + b_i = 2 + 5 = 7;$$

$$i_2 = \frac{z_3}{z_4} = \frac{1}{2}, \quad a_i + b_i = 1 + 2 = 3;$$

$$i_3 = \frac{z_5}{z_6} = \frac{7}{11}, \quad a_i + b_i = 7 + 11 = 18; \quad S_{z_i} = 7 \cdot 18 = 126;$$

$$z_1 = \frac{2}{7} \cdot 126 = 36, \quad z_3 = \frac{1}{3} \cdot 126 = 42, \quad z_5 = \frac{7}{18} \cdot 126 = 49,$$

$$z_2 = \frac{5}{7} \cdot 126 = 90, \quad z_4 = \frac{2}{3} \cdot 126 = 84, \quad z_6 = \frac{11}{18} \cdot 126 = 77.$$

Так как z_{\min} для данной группы передач равно 20 и, помня, что разница в соседних числах зубьев тройного блока должна быть не менее 4–5 для беспрепятственного переключения блока шестерен, берем общий делитель 1,7, тогда:

$$\begin{array}{lll} z_1 = 21,1; & z_3 = 24,7; & z_5 = 28,8; \\ z_2 = 53; & z_4 = 49,4; & z_6 = 45. \end{array}$$

Числа зубьев некоторых шестерен получились дробными, поэтому для уменьшения погрешности передаточного отношения отбрасываем дробную часть и получаем:

$$\begin{array}{lll} z_1 = 21, & z_3 = 25, & z_5 = 29, \\ z_2 = 53, & z_4 = 49, & z_6 = 45, \quad s_z = 74. \end{array}$$

Для зубчатых пар $z_5 - z_6$ необходимо сделать высотную коррекцию для того, чтобы межцентровое расстояние равнялось межцентровому расстоянию зубчатых пар.

Для группы передач $i_4 - i_5$

$$i_4 = \frac{z_7}{z_8} = \frac{1}{4}, \quad a_i + b_i = 1 + 4 = 5;$$

$$i_5 = \frac{z_9}{z_{10}} = \frac{1}{1}, \quad a_i + b_i = 1 + 1 = 2; \quad s_{z_i} = 2 \cdot 5 = 10;$$

$$z_7 = \frac{1}{5} \cdot 10 = 2, \quad z_9 = \frac{1}{2} \cdot 10 = 5,$$

$$z_8 = \frac{4}{5} \cdot 10 = 8, \quad z_{10} = \frac{1}{2} \cdot 10 = 5.$$

Так как $z_{\min} = 21$, то, принимая общий множитель 11, имеем:

$$z_7 = 22, \quad z_8 = 88, \quad z_9 = 55, \quad z_{10} = 55.$$

$$\text{Для передачи } i_8 = \frac{z_{15}}{z_{16}} = \frac{1}{4}: \quad z_{15} = 23, \quad z_{16} = 92.$$

$$\text{Для передачи } i_9 = \frac{z_{17}}{z_{18}} = \frac{2}{1}: \quad z_{18} = 23, \quad z_{17} = 46.$$

После подбора числа зубьев всех шестерен проверяем отклонение расчетных частот вращения шпинделя от теоретических. Для этого достаточно, чтобы относительная величина общего передаточного отношения кинематической цепи привода не выходила за пределы

$$\Delta \mathfrak{I} = \Delta i_1 + \Delta i_2 + \dots + \Delta i_m = 10 \cdot (\varphi - 1)\% = \pm 2,6\%. \quad (2.11)$$

Так как передаточное отношение $i_{p.n}$ ременной передачи можно подобрать точно, то считаем для нее $\Delta i_{p.n} = 0$.

Расчет относительных погрешностей частных передаточных отношений сводим в табл. 2.3.

Таблица 2.3

Передаточное отношение	Табличное	Расчетное	Относительная погрешность, %
$i_{p.n.}$	0,690	0,690	0
i_1	0,398	0,400	+0,50
i_2	0,510	0,500	-2,0
i_3	0,644	0,638	-1,2
i_4	0,250	0,250	0
i_5	1,000	1,000	0
i_6	0,250	0,250	0
i_7	2,000	2,000	0
i_8	0,250	0,250	0
i_{10}	2,000	2,000	0

Общая относительная погрешность передаточного отношения для каждой частоты вращения шпинделя:

$$\Delta\mathfrak{T}_1 = 0 + 0 + 0 + 0,50 = +0,50 < \pm 2,6;$$

$$\Delta\mathfrak{T}_2 = 0 + 0 + 0 - 2,0 = -2,0 < \pm 2,6;$$

$$\Delta\mathfrak{T}_3 = 0 + 0 + 0 - 1,2 = -1,2 < \pm 2,6;$$

$$\Delta\mathfrak{T}_4 = 0 + 0 + 0 + 0,50 = +0,50 < \pm 2,6;$$

$$\Delta\mathfrak{T}_5 = 0 + 0 + 0 - 2,0 = -2,0 < \pm 2,6;$$

$$\Delta\mathfrak{T}_6 = 0 + 0 + 0 - 1,20 = -1,20 < \pm 2,6;$$

$$\Delta\mathfrak{T}_7 = 0 + 0 + 0 + 0,50 = +0,50 < \pm 2,6;$$

$$\Delta\mathfrak{T}_8 = 0 + 0 + 0 - 2,0 = -2,0 < \pm 2,6;$$

$$\Delta\mathfrak{T}_9 = 0 + 0 + 0 - 1,2 = -1,2 < \pm 2,6;$$

$$\Delta\mathfrak{T}_{10} = 0 + 0 + 0 + 0,50 = +0,50 < \pm 2,6;$$

$$\Delta\mathfrak{T}_{11} = 0 + 0 + 0 - 2,0 = -2,0 < \pm 2,6;$$

$$\Delta\mathfrak{T}_{12} = 0 + 0 + 0 - 1,2 = -1,2 < \pm 2,6;$$

$$\Delta\mathfrak{T}_{13} = 0 + 0 + 0 + 0,50 = +0,50 < \pm 2,6;$$

$$\Delta\mathfrak{T}_{14} = 0 + 0 + 0 - 2,0 = -2,0 < \pm 2,6;$$

$$\Delta\mathfrak{T}_{15} = 0 + 0 + 0 - 1,2 = -1,2 < \pm 2,6;$$

$$\Delta\mathfrak{T}_{16} = 0 + 0 + 0 + 0,50 = +0,50 < \pm 2,6;$$

$$\Delta\mathfrak{T}_{17} = 0 + 0 + 0 - 2,0 = -2,0 < \pm 2,6;$$

$$\Delta\mathfrak{T}_{18} = 0 + 0 + 0 - 1,2 = -1,2 < \pm 2,6;$$

$$\Delta\mathfrak{T}_{19} = 0 + 0 + 0 + 0,50 = +0,50 < \pm 2,6;$$

$$\Delta\mathfrak{T}_{20} = 0 + 0 + 0 - 2,0 = -2,0 < \pm 2,6;$$

$$\Delta\mathfrak{T}_{21} = 0 + 0 + 0 + 0,50 = +0,50 < \pm 2,6;$$

$$\Delta\mathfrak{T}_{22} = 0 + 0 + 0 - 2,0 = -2,0 < \pm 2,6;$$

$$\Delta\mathfrak{T}_{23} = 0 + 0 + 0 - 1,2 = -1,2 < \pm 2,6;$$

$$\Delta\mathfrak{T}_{24} = 0 + 0 + 0 + 0,50 = +0,50 < \pm 2,6;$$

$$\Delta\mathfrak{T}_{25} = 0 + 0 + 0 - 2,0 = -2,0 < \pm 2,6;$$

$$\Delta\mathfrak{T}_{26} = 0 + 0 + 0 - 1,2 = -1,2 < \pm 2,6;$$

$$\Delta\mathfrak{T}_{27} = -1,2 + 0 = -1,2 < \pm 2,6.$$

Как следует из проведенных расчетов, число зубьев колес подобраны правильно, так как фактические частоты вращения шпинделя не выходят за пределы допустимых.

3. КОНСТРУКТИВНОЕ ОФОРМЛЕНИЕ КОРОБОК СКОРОСТЕЙ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

3.1. Определение диаметров валов и зубчатых колес

Определением ориентировочных диаметров валов, числа зубьев всех зубчатых колес привода, а также модулей всех групп передач заканчивается кинематический расчет привода главного движения. Теперь можно приступить к конструктивному оформлению коробки скоростей, разрабатываемой в проекте модели станка. При этом надо иметь в виду, что при ориентировочном расчете диаметров валов определяется внутренний диаметр, если вал шлицевой, и диаметр окружности касательной к поверхности шпоночного паза, если вал имеет шпоночный паз. Наружный диаметр валов со шпоночными пазами определяют по [2, с. 520], а шлицевых валов – по [2, с. 533–534]. Обычно вал делают шлицевым, если вдоль по нему будут перемещаться блоки зубчатых колес. Неподвижные зубчатые колеса устанавливают на шлицевые валы или валы со шпоночным пазом.

Результаты расчета делительных (d) и наружных (d_e) диаметров зубчатых колес рекомендуется представить в виде таблицы из четырех вертикальных граф с указанием m , d , d_e для каждого колеса:

$$d = m \cdot z, \quad (3.1)$$

где m – модуль зубчатого колеса, мм; z – число зубьев колеса;

$$d_e = d + 2m. \quad (3.2)$$

Межцентровое расстояние между смежными валами:

$$A_i = \frac{m \cdot \sum z_i}{2}, \quad (3.3)$$

где $\sum z_i$ – суммарное число зубьев между смежными валами какой-либо передачи группы.

3.2. Компоновка коробок скоростей

Чертеж коробки скоростей представляют в виде двух изображений: развертки и свертки. На развертке (продольный разрез коробки скоростей) все валы изображаются в одной плоскости. На свертке (поперечный разрез коробки скоростей) показывают действительное взаимное расположение валов в пространстве. В зависимости от пространственного расположения оси шпинделя на станке на развертке валы изображаются горизонтально или вертикально. Например, валы коробок скоростей токарно-винторезного, горизонтально-фрезерного станков расположены горизонтально, вертикально- и радиально-сверлильных станков – вертикально.

Не имея опыта, невозможно в окончательном виде сразу начертить развертку и свертку, лучше их прежде выполнить на миллиметровке формата А1. Если мощность двигателя привода менее 10 кВт, чертеж выполняют в масштабе 1:1, при мощности 10 кВт и выше – в масштабе 1:2.

В соответствии со значениями межцентровых расстояний изображают все валы, кроме шпинделя. Об определении диаметров шпинделей будет сказано ниже.

Далее необходимо решить, с помощью каких элементов будет передаваться вращение от электродвигателя к первому валу коробки скоростей. Здесь необходимо обратиться к существующим конструкциям подобных станков и в разрабатываемой конструкции принять тот же вариант. Например, в токарно-винторезных, токарно-карусельных, токарно-револьверных станках вращение от двигателя на коробку скоростей передается гибкой связью (клиноременная передача). В вертикально-сверлильных, горизонтально- и вертикально-фрезерных, радиально-сверлильных станках вращение на первый вал передается с помощью зубчатой передачи. В последнем случае с целью уменьшения динамических воздействий на зубчатые колеса коробки скоростей при пуске, реверсе шпинделя между валом двигателя и первым валом коробки необходимо установить соединительную муфту с упругим элементом: упругую втулочно-пальцевую муфту, упругую муфту со звездочкой и т. п. [2, с. 189–197], [18, с. 109–143], [14, с. 83–137], [11, с. 303–312]. Размеры муфт определяют по передаваемому крутящему моменту.

В станках, на которых осуществляется нарезание резьбы резцами, метчиками, плашками, необходимо предусмотреть реверсирование шпинделя. Реверс может быть электрический или механический. Электрическое реверсирование осуществляется электродвигателем и используется в станках с малой инерционной массой вращающихся частей

главного привода, когда мощность электродвигателя не превышает 4,5 кВт. В остальных случаях применяют механический реверс в виде цилиндрических зубчатых колес [13, с. 223–225]. Для включения механического реверса применяют двухсторонние фрикционные муфты, которые могут быть сухими и масляными. Сухие муфты могут работать только в узлах, изолированных от масла, и требуют значительно меньших осевых усилий для включения, чем масляные. Однако в коробках скоростей и подач в условиях централизованной смазки применяют масляные фрикционные муфты. Их расчет приведен в [2, с. 213–214], а расчет конструкции – в [15 с. 54; 31, с. 115; 13, с. 201–207; 11, с. 315]. Число дисков муфты для включения рабочего хода определяется по передаваемому крутящему моменту, для муфты холостого хода число дисков можно принять в 1,5 раза меньше. Фактическое число дисков муфт холостого хода определяют по приведенному моменту к валу муфты всех инерционных масс коробки скоростей, включая шпиндель с заготовкой.

При известном числе дисков двухсторонней фрикционной муфты определяется ее осевой размер, что необходимо для вычерчивания развертки.

В процессе первой компоновки стремятся разместить подвижные блоки зубчатых колес и неподвижных шестерен так, чтобы получить наименьшие осевые размеры.

Например, для коробки скоростей со структурной формулой $Z = 3 \cdot 2$ (рис. 3.1) наименьшая осевая длина составляет более $11b$ (b – ширина венца зубчатого колеса).

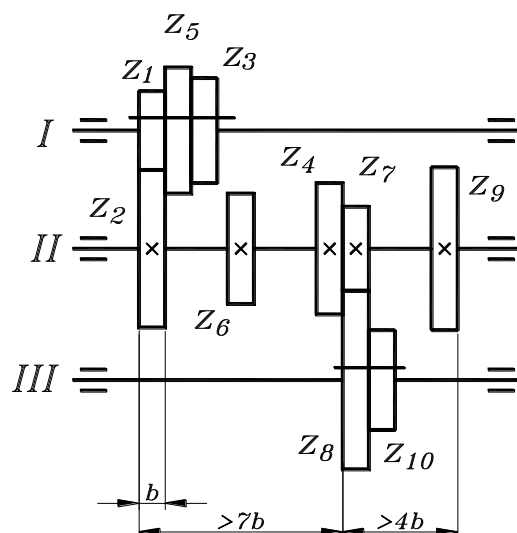


Рис. 3.1. Кинематическая схема коробки скоростей

Если группу передач с двойным блоком разместить так, как показано на рис. 3.2, то осевой размер привода уменьшится до $9b$. Такая компоновка несколько увеличит длину перемещения тройного блока и возможна только в случае, когда $Z_9 < Z_4$. Компоновка, изображенная на рис. 3.1, реализуется в том случае, когда разность $Z_5 - Z_3 > 5$, в противном случае перемещение тройного блока вправо невозможно, так как шестерня Z_3 своими зубьями заденет за шестерню Z_6 .

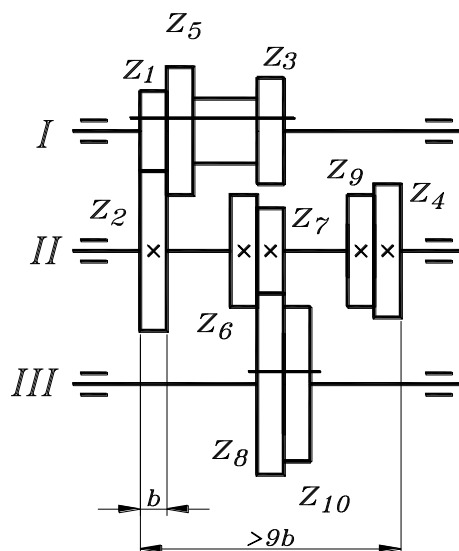


Рис. 3.2. Кинематическая схема коробки скоростей

Конструктивное оформление шестерен и блоков можно найти в [11, с.189; 9, с. 38–48; 24, с. 248; 25, с. 124–132].

При вычерчивании зубчатых колес может оказаться, что некоторые из них задевают соседние валы. Например, шестерня Z_9 находит на вал I (рис. 3.1) на какую-то величину C . В подобных случаях рекомендуется поступать так. К величине C добавить 2 + 3 мм необходимого зазора между шестерней и валом и определить новое межцентровое расстояние. Оно будет равно ранее определенному межцентровому расстоянию с добавлением величины $C + (2...3 \text{ мм})$. По формуле межцентрового расстояния найти новое суммарное число зубьев и пересчитать число всех зубьев для группы передач между валами, сохранив передаточные отношения отдельных передач неизменными. Подобное обстоятельство возникает, когда на I вал размещают фрикционную муфту. В этом случае шестерни I вала устанавливаются на подшипниках качения, что приводит к значительному увеличению диаметра и числа зубьев ведущих шестерен этого вала.

При отсутствии осевых усилий на валах применяют шариковые радиальные подшипники и устанавливают их по схеме: подшипник в одной опоре на валу и в корпусе крепят неподвижно, в другой – подшипник закрепляют только на валу (так называемая «плавающая» опора).

Шариковые радиально-упорные или конические роликовые подшипники применяют при осевых нагрузках на валах. При использовании этих подшипников необходимо предусмотреть их регулировку для выбора радиального зазора и создания в них предварительного натяга. Конструкции устройств для регулировки подшипников приведены в [11, с. 286–290; 9, с. 92–105; 24, с. 520–521]. Класс точности подшипников выбирают согласно рекомендациям [11, с. 88–89]. Также можно прочесть об установке и закреплении подшипников на валах и в корпусе в [11, с. 286–290; 24, с. 530–533; 25, с. 163–180; 20, с. 274–322].

Окончательный размер подшипника рассчитывается после выполнения поперечного разреза коробки скоростей, когда станет известно пространственное положение валов и фактические нагрузки на них. Предварительно его можно выбрать таким, чтобы посадочный диаметр внутреннего кольца подшипника был на 6–8 мм меньше наружного диаметра соответствующего вала у его концов.

3.3. Определение размеров шпинделя

После ориентировочного определения осевой длины коробки по развертке можно найти диаметр шпинделя. При этом исходят из того, что жесткость двухопорного шпинделя у станков нормальной точности должна быть не менее 250 Н/мкм. Жесткость шпинделя ориентировочно может быть определена по формуле

$$j = 530 \frac{D^4 - d^4}{l^3} \text{ Н/мкм}, \quad (3.4)$$

где D – средний диаметр шпинделя в пролете между опорами, мм; d – средний диаметр отверстия шпинделя, мм; l – расстояние между средними сечениями подшипников шпинделя, мм.

Из этой формулы можно определить D .

В передней опоре, воспринимающей основные нагрузки, посадочный диаметр шейки шпинделя будет больше D . Его определяют конструктивно, ориентируясь на существующие размеры шпинделей станков подобного типа-размера. Величину диаметра шпинделя в передней опоре можно принимать из табл. 3.1 в зависимости от мощности привода станка.

Таблица 3.1

Диаметр шпинделя в переднем подшипнике, мм

Станки	Мощность привода станка, кВт							
	1,5...2,5	2,5...3,5	3,5...5,5	5,5...7	7,5...11	11...14,5	14,5...18	18,5...22
Токарные	60...80	70...90	70...105	95...130	110...145	140...165	150...190	220
Фрезерные	50...90	60...90	60...85	75...100	90...105	100...120	–	140

Ниже в табл. 3.2–3.8 приведены основные характеристики современных станков.

Таблица 3.2

Характеристики вертикально- и радиально-сверлильных станков

Модель станка	Условный диаметр сверления, мм	Вылет шпинделя, мм	Конус шпинделя (№ конуса Морзе)	Частоты вращения шпинделя, мин ⁻¹	Мощность привода, кВт	Диаметр шпинделя, мм
2М112	12	180	26	450...4500	0,6	...
2Н118	18	200	2	180...2800	1,5	30
2Н125	25	250	3	45...2000	2,2	45
2Н135	35	300	4	31,5...1400	4,0	90
2Н150	50	350	5	31,5...1400	7	105
2Г175	75	400	6	22...1000	10	110
2М53	35	350...1200	4	45...2000	2,8	35/70
2М55	50	410...1600	5	18...2000	5,5	45/80
2М57	70	500...2000	6	31,5...1400	7,0	60/105
2М58	100	500...3000	6	10...1250	13	70/121,8

Таблица 3.3

Характеристики токарно-винторезных станков

Модель станка	Размеры обрабатываемого изделия, мм		Число ступеней вращения шпинделя	Частоты вращения шпинделя, мин ⁻¹	Мощность привода главного движения, кВт
	над станиной	над суппортом			
16Б04П	200	120	бесступенчатое	35...3500	1,1
16Б05П	250	125	бесступенчатое	30...3000	1,5
16Б11П	250	125	21	25...2500	2,7/4,4
16Б16П	320	160	21	20...2000	4,1/6,6
16Б2)П	400	220	21	16...1600	5,5/8,5
16Б25П	500	290	21	12,5...1250	7/10,5
16Б30П	630	350	24	5...1000	13
16Б40	800	450	24	4...800	17
16Б50	1000	600	24	2,5...600	22
16Б60	1250	800	24	1,5...315	30
1А670	2000	1600	–	1...125	100

Таблица 3.4

Характеристики токарно-револьверных станков

Мо- дель станка	d_{\max} прутка, мм	$d_{\text{отв.}}$ шпинде- ля, мм	Макс. диа- метр изделия, обработ. над станиной, мм	Число ступеней вращения шпинделя	Частоты вращения шпинделя, мин^{-1}	Мощ- ность приво- да, кВт
1Н316	18	31	250	14	100...1400	2,6/3
1Н325	25	40	320	14	80...3150	2,6/3
1341	40	62	400	12	60...2000	7
1П365	65	85	500	12	34...1500	13
1П371	100	130	630	12	20...893	22

Таблица 3.5

*Характеристики консольных горизонтально-
и вертикально-фрезерных станков*

Модель станка	Рабочая поверхность стола, мм	Расстояние от оси шпинделя до направ- ляющих, мм	Осевое перемещение шпинделя, мм	Конус шпинделя	Диаметр пе- редней шейки шпинделя, мм	Частота вращения шпинделя, мин^{-1}	Мощность привода глав- ного движе- ния, кВт
6802П 6102П	100×400	—	40	Морзе № 2	40	450...5000	0,4/0,6
6Н803Г 6Н103	125×500	154	45	Морзе № 3	45	315...4000	0,75/1,0
6Н804Г 6Н104	160×630	212	60	Морзе № 4	60	71...3150	1,5
6Н80 6Н10	200×800	250	60	Морзе № 4	70 60	50...2400 250...4200	3,0 2,4
6Н81 6Н11	250×1000	280	60	7:24	75	65...1800	5,5
6М81	250×1000	—	—	7:24	80	40...2000	5,5
6Р82 6Р12	320×1250	350	70	7:24	90	25...1250	7,5
6С12	320×1250	400	80	7:24	90	33,5...1600	5,5
6Р83 6Р12	400×1600	450	85	7:24	100	31,5...1600	10
6Т81 6Т11	250×1000	345	60	7:24	65	20...2000	5,5
6Т62 6Т12	320×1250	395	80	7:24	100	16...1600 20...2500	7,5
6Т83 6Т13	400×1600	475	80	7:24	100	16...1600 25...2500	10

Таблица 3.6

Характеристики бесконсольно-фрезерных станков

Модель станка	Рабочая поверхность стола, мм	Расстояние от оси шпинделя до направляющих, мм	Осевое перемещение гильзы шпинделя, мм	Конус шпинделя	Диаметр передней шейки шпинделя, мм	Частота вращения шпинделя, мин ⁻¹	Мощность привода главного движения, кВт
6520	250×630	285	120	7:24	90	31,5...1600	4
6530	320×800	350	120	7:24	90	31,5...1600	5,5
6540	400×1000	430	120	7:24	105	31,5...1600	7,5
6550	500×1250	530	120	7:24	105	31,5...1600	10
654	630×1600	640	100	7:24	120	25...1250	13
6A56	800×2000	800	150	7:24	140	25...1250	22

Таблица 3.7

Характеристики продольно-фрезерных станков

Модель станка	Ширина стола, мм	Диаметр передней шейки шпинделя, мм	Диаметр гильзы, мм	Частота вращения шпинделя, мин ⁻¹	Мощность привода главного движения, кВт
6603, 6303	320	80	160	25...1250	4,5
6604, 6304	400	80	160	40...2000	4,5
6605, 6305	500	100	200	20...630	7
6606, 6306	630	100	200	40...1250	10
6608, 6308	800	120	230	25...800	14
6610, 6310	1000	120	230	25...800	14
69612, 69313	1250	140	260	25...1250	20
64616, 64316	1600	140	260	25...1250	20
6620, 6320	2000	160	300	20...1000	28

Таблица 3.8

Характеристики токарно-карусельных станков

Модель станка	Наибольший диаметр обр. заготовки, мм	Число ступеней вращения планшайбы	Частоты вращения планшайбы, мин ⁻¹	Мощность привода главного движения, кВт
1508	800	18	10...500	22
1510	1000	18	8...400	22
1512	1250	18	5...250	30
1516	1600	18	4...200	30
1525	2500	18	1,5...80	40
1532	3200	18	1,25...63	55
1565	5000	Бесступенчатое регулирование	0,4...20	70

У сверлильных станков последний вал коробки скоростей является полым и в нижней части, примерно на длине трех диаметров, имеет шлицы по внутреннему диаметру. Диаметр шлицевой части вала в первом приближении принимается равным наибольшему условному диаметру сверления [14, с. 44]. Наружный диаметр последнего вала коробки скоростей определяется конструктивно, исходя из найденного внутреннего диаметра.

Для шпинделей станков нормальной точности, устанавливаемых в опорах качения, расстояние между опорами принимают таким, чтобы оно приблизительно равнялось 4–5 диаметрам шпинделя в передней опоре. Длина консольной части шпинделя должна быть минимальной и не превышать 1–1,5 диаметра шпинделя в передней опоре.

Для крепления приспособления или инструмента на переднем конце шпинделя изготавливают специальные фланцы, наружные или внутренние конусы. Размеры этих элементов для всех станков стандартизованы и приведены в [1, с. 408–412]. Шпиндели всех станков рассчитываются на жесткость [10, с. 87–91]. Конструкцию опор шпинделей и размещение подшипников в опорах выбирают согласно рекомендациям [10, с. 229–242], например, можно выбрать конструкцию опор по станку подобного типа-размера.

3.4. Особенности выполнения чертежей поперечного разреза (свертки) коробок скоростей станков различных типов

На поперечном разрезе (свертке) показывается пространственное расположение валов коробки скоростей, а также механизмы управления, торможения, смазки, расположенные в шпиндельной бабке. Часто одного поперечного разреза бывает недостаточно, чтобы показать работу механизмов управления коробкой скоростей, поэтому рекомендуется делать дополнительные разрезы и сечения.

Если по условию задания необходимо разработать разделенный привод, используемый в токарно-винторезных станках повышенного и высокого классов точности, то необходимо выполнить отдельно развертку и свертку коробки скоростей (редуктора) и шпиндельной бабки с перебором.

Приведем некоторые рекомендации по проектированию свертки коробок скоростей различных групп металлорежущих станков.

3.4.1. Токарно-винторезные и токарно-револьверные станки

Исходным размером для вычерчивания свертки является высота центров станка H , которая примерно равна половине максимального диаметра заготовки, обрабатываемой в патроне над станиной. От горизонтальной

линии AA (рис. 3.3), обозначающей плоскость базирования шпиндельной бабки на станине, откладывают горизонтальную линию на высоте H и в произвольной точке проводят вертикальную прямую. Пересечения этих линий будут обозначать ось шпинделя (вал IV на рис. 3.3).

На рис. 3.3 показан вид на шпиндельную бабку со стороны заднего конца шпинделя.

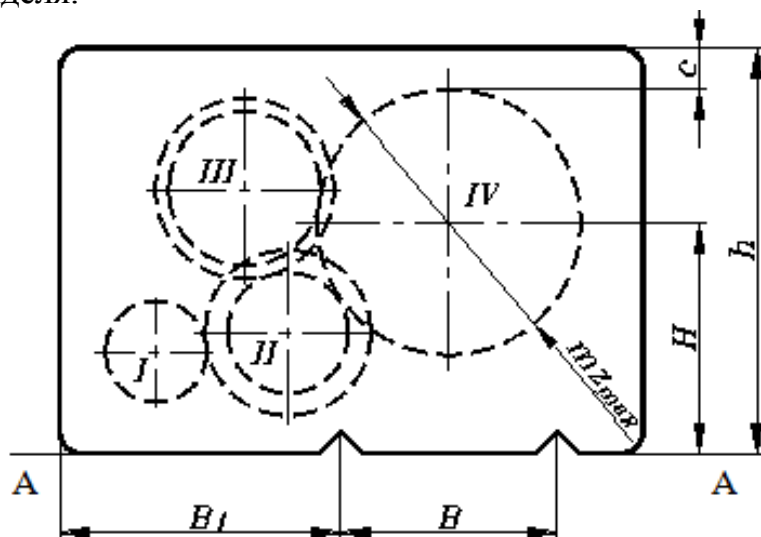


Рис. 3.3. Компонировка шпиндельной бабки токарно-винторезных и токарно-револьверных станков

Величина среднего расстояния между направляющими станины станка определяется из следующего соображения. Расчеты станков на жесткость и виброустойчивость, проведенные в ЭНИМСе, показали, что они максимальны при отношении $\frac{B}{H} = 0,9$ [10, с. 96]. Следовательно, расстояние между направляющими $B = 0,9 H$. Ось шпинделя обычно располагается посередине от направляющих. О способах установки шпиндельной бабки на станины токарных станков написано в [15, с. 194].

Из центра шпинделя радиусом делительной окружности большего из колес, сидящих на шпинделе, описывают окружность. Этот радиус определяет высоту коробки без крышки:

$$h = H + \frac{mz_{\max}}{2} + c, \quad (3.5)$$

где $c = (2,5 \dots 3)m$ – расстояние между делительной окружностью большего колеса и верхней плоскостью коробки.

Все остальные валы размещаются влево от шпинделя. Основное требование к свертке заключается в том, чтобы валы и зубчатые колеса занимали наименьшее пространство. Нет необходимости показывать на чертеже все зубчатые колеса, построение производится по передачам, находящимся в зацеплении. Большое колесо, сидящее на шпинделе, со-

единяют с малым, сидящим на предшпиндельном валу, и находят положение предшпиндельного вала. На этом валу вычерчивается наибольшее зубчатое колесо и сцепляется с малым колесом следующего вала. Построение продолжают до тех пор, пока не определятся координаты оси выходного вала коробки скоростей. Наиболее нагруженные валы, а ими обычно являются предшпиндельные валы, следует располагать ближе к основанию коробки для снижения положения центра тяжести коробки и увеличения виброустойчивости.

Размер B_1 , характеризующий величину консольной части коробки, в современных станках не превышает $(0,5 \dots 1)B$.

3.4.2. Вертикально-сверлильные и вертикально-фрезерные бесконсольные станки

В последние годы вертикально-сверлильные станки выпускаются промышленностью с компоновкой типа «агрегат». Станки с такой компоновкой основных узлов более технологичны и мобильны с точки зрения создания модификаций этих станков, чем станки с компоновкой типа «кронштейн», выпускаемые ранее. При компоновке типа «агрегат» [14, с. 28–31] коробка скоростей и коробка подач располагаются в одном корпусе.

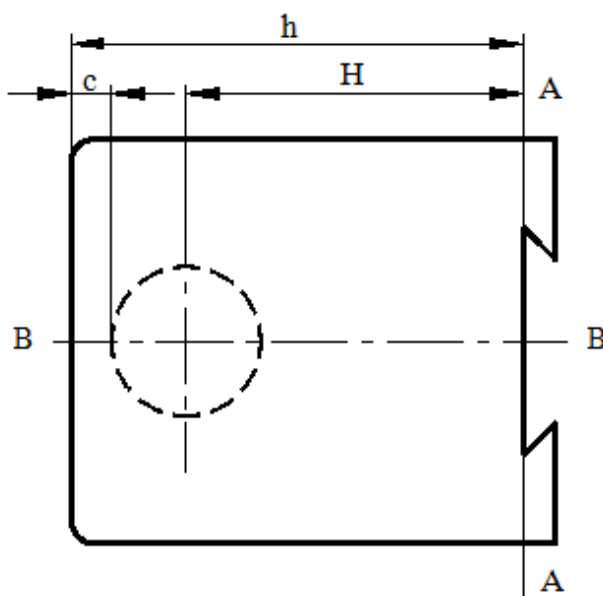


Рис. 3.4. Компоновка коробки скоростей вертикально-сверлильных и вертикально-фрезерных станков

Одним из основных параметров сверлильных и вертикально-фрезерных станков является расстояние H от оси шпинделя до вертикальных направляющих станка. Это расстояние зависит от размера станка, значения можно взять из табл. 3.2, 3.6. Свертки коробок скоростей этих станков подобны и показаны на рис. 3.4. При выполнении

свертки следует стремиться к симметричности коробки относительно линии *ВВ* и руководствоваться теми же соображениями, что и при выполнении свертки коробки скоростей токарно-винторезных станков. Двигатель располагается на коробке, его нужно размещать ближе к линии *АА*, но так, чтобы его фланец и выступающие части не заходили за нее. Хотя у вертикально-сверлильных станков компоновки типа «агрегат» (станки базовых моделей 2Н118, 2Н125, 2Н135, 2Н150) корпус коробок скоростей и подач общий, на чертеже следует показывать лишь развертку и свертку коробки скоростей.

3.4.3. Консольно-фрезерные станки

В горизонтально-фрезерных станках коробка скоростей размещается в станине станка, в стенках которой расточены отверстия под опоры валов. Оси валов обычно располагают в одну линию по вертикали. В моделях станков с отдельным приводом главного движения коробка скоростей выполняется отдельно от узла шпинделя с перебором. В этом случае при разработке свертки стремятся к минимальным поперечным размерам.

У вертикально-фрезерных станков валы коробки скоростей также располагаются в одну линию по вертикали. При выполнении развертки шпиндельной головки необходимо выдержать расстояние от оси шпинделя до вертикальных направляющих станины, по которым перемещается консоль. Это расстояние стандартизовано и указано в табл. 3.5.

3.4.4. Токарно-карусельные станки

Для упрощения изготовления и сборки станков коробка скоростей выполняется в виде отдельного узла, который крепится к столу станка [27]. На последнем валу коробки устанавливается коническая шестерня, которая при сборке вводится в зацепление с конической шестерней механизма привода планшайбы. У станков малых и средних размеров электродвигатель передает вращение валу коробки скоростей с помощью клиноременной передачи, а в тяжелых станках – с помощью муфты с упругим элементом.

В современных станках малых и средних размеров переключение скоростей осуществляется с помощью электромагнитных муфт, в тяжелых станках – с помощью гидропривода. Основные характеристики станков приведены в табл. 3.8.

3.5. Тормозные устройства

Для уменьшения размеров тормозных устройств их стремятся устанавливать на одном из первых валов коробки скоростей. В приводах главного движения используются следующие типы тормозных устройств:

роЙств: механические, управляемые с помощью электромагнитных муфт; электрические. К электрическим методам торможения относятся: торможение с рекуперацией, электродинамическое торможение, торможение противотоком и др. [30, с. 71].

Механическое торможение осуществляется с помощью фрикционных муфт.

Дисковые фрикционные муфты, например, используются в токарно-револьверном станке модели ПЗ65, в токарно-винторезном станке модели 1А625; конические – в токарно-винторезном станке модели 1623. Находят применение ленточные тормозы (токарно-винторезный станок модели 16К20), колодочные тормозы (радиально-сверильный станок модели 2М55).

В тех станках, где переключение частот вращения шпинделя происходит с помощью электромагнитных муфт, торможение шпинделя осуществляют одновременным включением двух муфт, управляющих передачами с различными передаточными отношениями. При этом кинематическая энергия вращающихся масс (валов, зубчатых колес и пр.) расходуется на трение между ведомыми и ведущими дисками муфт. Такой вид торможения используется во многих типах станков (в токарно-винторезных станках моделей 1В616, 163; в токарно-револьверных станках моделей 1Н318, 1Н325, 1З41).

3.6. Смазка коробок скоростей

При выборе способа смазки (табл. 3.9) в первую очередь обращают внимание на условия работы шпиндельных подшипников. Выбранный способ смазки применяют для всех узлов и механизмов коробки скоростей.

Смазка шпиндельных подшипников погружением является самой простой и пригодна лишь для тихоходных шпинделей. Уровень масла в камере должен достигать центра нижнего ролика или шарика подшипника. Этот вид смазки применяют редко.

Таблица 3.9

Скоростной параметр $d n$, мм·мин ⁻¹	Способ смазки
55000...80000	погружением
225000...320000	разбрызгиванием
420000...800000	циркуляционный
280000...400000	панельный
550000...800000	масляным туманом
750000...1000000	впрыскиванием

Смазка разбрызгиванием осуществляется с помощью вращающейся шестерни или специальной крыльчатки, дисков и т. п., которые подают

масло на подшипники шпинделя. Для нормальной работы системы смазки частота вращения шпинделя должна быть достаточно большой. Поскольку подшипник должен смазываться сразу после начала вращения, то отвод (слив) масла от подшипника должен быть таким, чтобы в подшипнике после остановки вращения оставалось некоторое количество масла. При смазке разбрызгиванием от шестерен привода масло подается в подшипники либо непосредственно, либо через специальный маслосборник. Недостатком этого способа является то, что масло в подшипник поступает загрязненным продуктами износа шестерен. Поэтому смазка разбрызгиванием в основном используется в станках для черновой обработки.

Циркуляционная смазка применяется для шпиндельных узлов, работающих в напряженных режимах. С ее помощью можно обеспечить необходимый по условию теплоотвода расход смазки через подшипник. В некоторых случаях устанавливают автономную систему смазки для подшипников шпинделя. Это усложняет систему смазки, но вместе с тем позволяет применять оптимальные для данного режима работы шпиндельного узла смазки. Раздельные системы циркуляционной смазки применяют для высокоскоростных шпиндельных узлов, например, для смазки конических роликоподшипников, работающих при скоростном параметре:

$$d \cdot n \geq 200000 \text{ мм} \cdot \text{мин}^{-1}. \quad (3.6)$$

В вертикальных шпиндельных узлах смазка должна подаваться в высшую точку и протекать через все подшипники шпинделя. Смазка при выходе из нижнего подшипника поступает в ванну с хорошим уплотнением, откуда либо отсасывается малым насосом, либо поступает в масляный бак.

При капельной смазке дозировка объема поступающего в подшипник масла осуществляется с помощью игольчатых и фитильных масленок. В последние годы появились пневматические капельные масленки, настраиваемые на подачу от 1 до 100 г масла в час. Этот способ применяют для смазки цилиндрико-роликовых подшипников шпиндельных узлов. Вязкость масла выбирают из условий работы подшипников. При капельной смазке следует предусматривать уплотнения подшипников шпинделя и со стороны привода, чтобы исключить попадание смазки из коробки скоростей.

Смазку масляным туманом применяют для высокоскоростных шпиндельных узлов, для шлифовальных головок внутришлифовальных станков.

Смазка впрыскиванием используется для подшипников, работающих в особо тяжелых условиях (высокие частоты вращения и температура). Масло подается в подшипник через три–четыре сопла, расположенные по окружности подшипника, в зазор между сепаратором и кольцом подшипника под давлением 0,4 МПа. Масло впрыскивается периодически, темп подачи масла устанавливается с помощью электромагнитных дозаторов.

Вязкость масла для смазки шпиндельных узлов выбирают в зависимости от условий работы и системы смазки по табл. 3.10.

Таблица 3.10

Выбор вязкости масла для смазки шпиндельных узлов

Типы станков	Скоростной параметр $d \cdot n$, мм·мин ⁻¹		Вязкость, сСт
	Для подшипников сверхточных и особо легких серий	Для подшипников легкой и средней серии	
Токарные	80000	55000	17...32
Токарно-револьверные	80000	55000	24...55
Фрезерные	160000	110000	12...23
Сверлильные	160000	110000	17...32

Если система смазки шпиндельного узла общая с приводом, то вязкость масла принимается большей.

Консистентные смазки применяют в шпиндельных узлах с относительно низкими частотами вращения. Консистентные смазки особенно удобны для автономных шпиндельных узлов и шпиндельных узлов, работающих в вертикальном или наклонном положении. Можно не применять громоздкую систему гибких шлангов для подвода и отвода смазки к перемещающемуся шпиндельному узлу, а также существенно облегчается проблема уплотнения последнего. В некоторых случаях консистентные смазки применяют с целью защиты подшипников шпинделя от влаги и загрязнения. Среди отечественных консистентных смазок лучшими для шпиндельных узлов являются ЦИАТИМ–201, ЦИАТИМ–202, ОКБ 122-7, ВНИИ НП–223.

Необходимое количество масла для смазки определяется на основе уравнения теплового баланса, предусматривающего нормальный отвод тепла и облегчение надежной смазки всех трущихся поверхностей. Количество масла при циркуляционной системе смазки [28] рассчитывается по формуле:

$$Q = 35 \frac{N_{\text{тр}}}{t_{\text{м}}} \text{ дм}^3/\text{мин}, \quad (3.7)$$

где $N_{\text{тр}}$ – суммарная мощность трения, расходуемая на все узлы станка;
 $t_{\text{м}} = 45 \dots 50 \text{ } ^\circ\text{C}$ – разность температуры масла до входа и после выхода из зоны трущихся поверхностей.

$$N_{\text{тр}} = N_{\text{з}}(1 - \eta), \quad (3.8)$$

где $N_{\text{з}}$ – мощность привода станка, кВт; η – КПД станка.

По вычисленному количеству масла Q определяют производительность насоса:

$$Q_{\text{нас.}} = kQ \text{ дм}^3/\text{мин}, \quad (3.9)$$

где $k = 1,4 \dots 1,6$ – коэффициент, учитывающий запас масла для нормальной работы смазочной системы.

По показателю производительности насоса выбирают соответствующий насос по справочнику [3, с. 366–370].

Объем резервуара для масла определяют, исходя из запаса масла, равного четырех–пятиминутной производительности насоса смазки.

Диаметр трубопровода

$$d \approx 4,6 \sqrt{\frac{Q}{V}} \text{ мм}, \quad (3.10)$$

где Q – количество масла, протекающего через трубу, $\text{дм}^3/\text{мин}$;
 $V = 2 \dots 4 \text{ м/с}$ – скорость протекания масла.

3.7. Уплотнения шпиндельных узлов

Уплотнения шпиндельных узлов защищают подшипники шпинделя от проникновения грязи, влаги, а также препятствуют вытеканию смазки из подшипника. Для станков, работающих с обильным охлаждением зоны резания, а также с высокой запыленностью зоны резания, качество уплотнения определяет долговечность шпиндельного узла.

У быстроходных шпинделей применяют исключительно бесконтактные уплотнения, поскольку применение контактных уплотнений всегда связано со значительным тепловыделением. Проектируя бесконтактные уплотнения, всегда считаются с насосным эффектом, возникающим по обе стороны уплотнения. Насосный эффект приводит к снижению давления воздуха в корпусе опоры, что вызывает запыление подшипника при остановках шпинделя. Интенсивность запыления от притока воздуха при остановке шпинделя усиливается тем, что во время

работы подшипник разогревается. В этих условиях достаточно эффективными являются лабиринтные уплотнения. Уплотняющее действие лабиринтного устройства основано на создании малого зазора сложной извилистой формы между вращающимися и неподвижными деталями узла. Надежная работа лабиринтного уплотнения обеспечивается при радиальном зазоре в уплотнении 0,2...0,5 мм и торцевом зазоре не более 1...3 мм [3, с. 187–188]. Обеспечение такого зазора требует тщательного центрирования уплотнения относительно поверхности вращения. Если уплотнение крепится на резьбе, то предусматривают центрирующие цилиндрические пояски.

В шпиндельных узлах, работающих в загрязненных условиях, лабиринты заполняют консистентной смазкой. При жидкой смазке в уплотнениях размещают маслосборники и каналы для отвода утечек смазки. Преимуществом лабиринтных уплотнений является их способность работать при неограниченном пределе окружной скорости вала и с отсутствием механических потерь.

Для предотвращения утечки жидкой смазки широко используют маслоотражательные кольца и канавки на валах [3, с. 188–189].

При особо тяжелых условиях эксплуатации применяют комбинированные уплотнения [3, с. 189].

Надежным уплотнением, которое применяется при скоростях скольжения до 20 м/с, является манжетное уплотнение [3, с. 190–192].

4. ШПИНДЕЛЬНЫЕ УЗЛЫ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

4.1. Назначение шпиндельных узлов и основные требования к ним

Шпиндель является конечным звеном привода главного движения и предназначен для крепления инструмента или заготовки, оказывая существенное влияние на точность, производительность и надежность станка. Шпиндельный узел станка состоит из шпинделя, его опор, приводного элемента. В шпинделе выделяют передний конец и межопорный участок.

На шпиндель действуют нагрузки, вызываемые силами резания, силами в приводе (ременном, зубчатом), а также центробежными силами, возникающими от неуравновешенности вращающихся деталей самого шпиндельного узла.

Проектирование узла включает выбор типа привода, опор, устройств для смазывания и защиты от загрязнений; определение диаметра шпинделя, расстояния между опорами и разработку конструкций всех элементов.

К шпиндельным узлам предъявляются следующие основные требования:

1. Надежность передачи на заготовку или инструмент рассчитанных режимов для заданных технологических операций.
2. Точность вращения, определяемая радиальными и осевыми биениями переднего конца шпинделя. Для станков общего назначения точность вращения должна соответствовать стандартным значениям, в зависимости от класса точности станка. Для специальных станков она зависит от требуемой точности обработки:

$$\Delta \leq \frac{\Delta_d}{3}, \quad (4.1)$$

где Δ – биение шпинделя; Δ_d – допуск на лимитирующий размер готового изделия.

3. Жесткость (радиальная и осевая), определяемая деформацией шпинделя под нагрузкой на переднем конце

$$j = P/y, \text{ Н/мкм}, \quad (4.2)$$

где P – сила, приложенная на переднем конце шпинделя, H ; y – прогиб переднего конца шпинделя, мкм.

Деформация шпиндельных узлов в общем балансе упругих перемещений станков достигает до 50 %, а в некоторых типах – до 85 %. Единых норм для назначения жесткости шпиндельных узлов не существует. Исходя из нормальной работы подшипников жесткость на участке между опорами ограничивается величиной 250–500 Н/мкм (большие значения для станков повышенной точности), что лимитирует диаметр шпинделя:

$$d \geq \sqrt[4]{0,05 \div 0,1 \cdot l^3}, \quad (4.3)$$

где l – расстояние между опорами шпинделя.

Как ориентировочные нормативы в практике станкостроения получили распространение следующие значения наибольших допустимых прогибов и углов поворота шпинделя: прогиб переднего конца шпинделя $y_{\max} \leq 0,0002l$, допустимый угол поворота шпинделя в передней опоре $\theta = 0,001$ радиан; угол поворота шпинделя под приводным зубчатым колесом допускается от 0,00008 до 0,0001 радиан, а прогиб в этом месте не должен превышать $0,01m$ (m – модуль зубчатого колеса).

Допустимое радиальное перемещение переднего конца шпинделя под действием нагрузки не должно превышать 1/3 допуска на размер обрабатываемой на станке детали.

4. Высокие динамические качества (виброустойчивость), определяемые амплитудой колебаний переднего конца шпинделя и частотой собственных колебаний. Вибрации, возникающие в шпиндельном узле, отрицательно сказываются на точности и шероховатости обработки, стойкости инструмента и производительности станка. Необходимо, чтобы собственная частота шпинделя была не ниже $250 \dots 500 \text{ с}^{-1}$.

5. Минимальные тепловыделения и температурные деформации шпиндельного узла, так как они влияют как на точность обработки, так и на работоспособность опор. Тепловыделения регламентируются допустимым нагревом подшипников. Норма нагревания установлена только для станков класса Н (допустимый нагрев на температурном кольце подшипника составляет 70°C), для станков других классов имеются лишь следующие рекомендации:

• класс точности станка	П	В	А	С
• допустимая температура наружного кольца, $^\circ\text{C}$	50...55	40...45	35...40	28...30

6. Долговечность шпиндельных узлов, зависящая от долговечности опор шпинделя, которая, в свою очередь, зависит от эффективности системы смазывания, уплотнений, частоты вращения, величины предварительного натяга в подшипниках качения и т. д. Долговечность шпиндельных узлов не регламентируется, ее определяют по усталости, износу деталей подшипника или потере смазочных свойств масла. Диаметр шейки шпинделя выбирают по критерию жесткости, что обеспечивает долговечность подшипников до $L_h = (12 \dots 20) \cdot 10^3$ ч. При применении бесконтактных опор (гидростатических, гидродинамических, аэростатических и магнитных) долговечность теоретически считается неограниченной.

7. Возможность быстрого и точного закрепления инструмента или обрабатываемой детали при автоматизации этой операции.
8. Минимальные затраты на изготовление, сборку и эксплуатацию при удовлетворении всех остальных требований.

4.2. Конструкция и материалы шпинделей

Конструкция шпиндельного узла зависит от типа и размера станка, класса его точности, предельных параметров процесса обработки (максимальной частоты вращения шпинделя n_{\max} , эффективной мощности привода N_e).

Передние концы шпинделей для большинства станков стандартизированы. Концы шпинделей могут быть фланцевыми (ГОСТ 12595–85, ГОСТ 12593–72) – для токарных, револьверных, шлифовальных станков; резьбовыми (ГОСТ 16868–71) – для токарных, токарно-винторезных и револьверных станков; с конусностью 7:24 и конусом Морзе (ГОСТ 2876–80) – для фрезерных, сверлильных и расточных станков; с зажимными цангами (ГОСТ 6945–84, ГОСТ 2876–80) – для токарных автоматов и револьверных станков.

Конфигурация внутренних поверхностей определяется наличием отверстия для пруткового материала и конструкцией зажимного устройства, встраиваемого в шпиндель.

Тип приводного элемента зависит от частоты вращения, величины передаваемого момента, требований к плавности вращения, а также от общей компоновки привода. Зубчатые передачи наиболее просты и компактны, передают большие крутящие моменты, однако из-за погрешностей и передачи возмущений на шпиндель их не применяют в прецизионных станках. При применении ременной передачи существенно повышается плавность вращения, уменьшаются динамические нагрузки в приводе станков с прерывистым характером процесса резания. Однако при этом существенно возрастают габариты передачи, особенно если шкив устанавливают на самостоятельные опоры для разгрузки шпинделя.

Приводные шестерни и шкивы должны иметь посадки без зазоров (предпочтительно на конические поверхности) и быть расположены ближе к опорам.

Тип опор шпинделей выбирается на основании требований по точности обработки и быстроходности, определяемой характеристикой быстроходности $d \cdot n$, где d – диаметр отверстия подшипника, мм; n – наибольшая частота вращения шпинделя, мин^{-1} . Эти значения для различных типов опор приведены в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Точность и быстродействие шпиндельных узлов на разных опорах

Опоры	Радиальное и осевое биение шпинделя, мкм	Отклонение откруглости обработанного изделия, мкм	Скоростной параметр $(d \cdot n) \cdot \text{мм} \cdot \text{мин}^{-1}$
Качения	1,00	1,0	$(0 \dots 10) \cdot 10^5$
Гидродинамические	0,50	0,50	$(1 \dots 10) \cdot 10^5$
Гидростатические	0,05	0,2	$(0 \dots 15) \cdot 10^5$
Аэростатические	0,10	0,5	$(5 \dots 40) \cdot 10^5$
Магнитные	1,0	1,0	$(0 \dots 30) \cdot 10^5$

Учитывая эти параметры, а также то, что подшипники качения просты в эксплуатации, в настоящее время более 95 % станков изготавливают со шпиндельными узлами на подшипниках качения.

Материалы шпинделей и термообработка. Для шпинделей станков нормальной точности применяют конструкционные стали 45, 50, 40Х с поверхностной закалкой (обычно закалка с нагревом ТВЧ) до твердости HRC, 48–56. Шпиндели сложной формы изготавливают из сталей 50Х, 40ХГР и применяют объемную закалку до HRC, 56–60. Для прецизионных станков в условиях жидкостной смазки применяют низкоуглеродистые стали 20Х, 18ХГТ, 12ХН3А с цементацией и закалкой до твердости HRC, 56–60. Для слабонагруженных шпинделей высокоточных станков с целью уменьшения внутренних деформаций применяют азотируемые стали 38Х2МЮА, 38ХВФЮА с закалкой до твердости HRC, 63–68. Для изготовления полых шпинделей большого диаметра иногда применяют серый чугун СЧ20.

4.3. Шпиндельные узлы с опорами качения

4.3.1. Расчет шпиндельных узлов

В шпинделях станков для обеспечения высокой точности вращения, повышенной жесткости и минимальных выделений теплоты, как правило, применяют подшипники качения специальных конструкций. Для восприятия радиальных нагрузок применяют двухрядные подшипники 3182100 с цилиндрическими роликами. Для восприятия осевых сил применяют радиально-упорные подшипники 36000, 46000. В последнее время применяют два вида роликоподшипников. Во-первых, роликоподшипники, предназначенные для восприятия радиальной и осевой нагрузки. К ним относятся конические однорядные (тип 67000) и двухрядные (тип 697000) с упорным буртом на наружном кольце. Во-вторых, служащие для воспри-

ятия радиальных нагрузок в задних опорах. Это однорядные роликоподшипники со встроенными в широкое наружное кольцо пружинами (тип 17000).

При повышенных требованиях к быстроходности в опорах шпинделей применяют особо быстроходные радиально-упорные шарикоподшипники (тип 36000К). Эти подшипники собирают в комплектах по два, три или четыре.

Типовые компоновки шпиндельных узлов и параметры подшипников приведены в [12, с. 145–168].

Точность подшипников регламентируется радиальным или осевым биением вращающегося кольца и определяет точность вращения шпинделя. Радиальное биение передней δ_A и задней δ_B опор можем найти из геометрических соотношений, анализируя схему на рис. 4.1. Радиальное биение конца шпинделя

$$\delta = \delta_A \cdot \left(1 + \frac{a}{l}\right) + \delta_B \frac{a}{l}, \quad (4.4)$$

обычно принимают $\delta \leq \Delta/3$, где Δ – допуск на радиальное биение конца шпинделя.

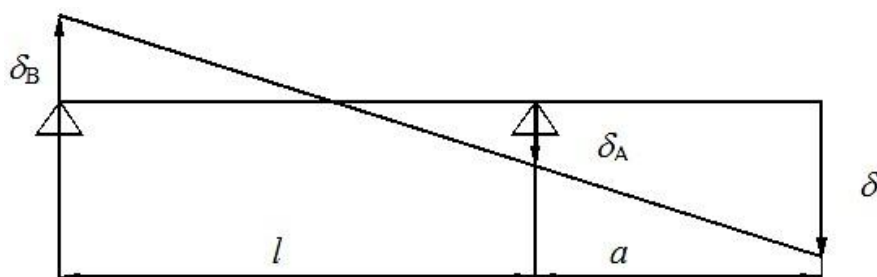


Рис. 4.1. Схема биения шпинделя на опорах

Приняв, что $\delta = \frac{\Delta}{3}$, $\delta_A \left(1 + \frac{a}{l}\right) = \delta_B \frac{a}{l}$, получим:

$$\delta_A = \frac{\Delta}{6 \cdot \left(1 + \frac{a}{l}\right)}; \quad \delta_B = \frac{\Delta}{6 \cdot \frac{a}{l}}. \quad (4.5)$$

По величинам δ_A и δ_B выбирают подшипники соответствующего класса точности из табл. 4.2.

Жесткость подшипников определяется упругими сближениями тел качения с кольцами и контактными деформациями колец подшипников с сопряженными деталями. Жесткость зависит главным образом от типа подшипников и их диаметра. Для повышения жесткости подшипников, а

также устранения зазоров (что повышает точность вращения) в них применяют предварительный натяг, т. е. прикладывают постоянную предварительную нагрузку. В радиальных шарикоподшипниках для создания предварительных натягов смещают наружные кольца относительно внутренних в осевом направлении, для чего либо сошлифовывают торцы колец, либо применяют втулки различной длины между наружными и внутренними кольцами, либо устанавливают распорные пружины. В роликовом подшипнике (тип 3182100) предварительный натяг создают осевым смещением внутреннего кольца подшипника на конической шейке шпинделя, что вызывает радиальные деформации кольца. В шариковых радиально-упорных и конических роликовых подшипниках (тип 697000) натяг создается при сборке за счет осевого взаимного сближения рядов тел качения, что обеспечивается размерами сопряженных деталей. В конических роликовых подшипниках (тип 17000) натяг создается постоянным осевым смещением наружного кольца относительно внутреннего с помощью встроенных в него пружин.

Таблица 4.2

Радиальное биение подшипников шариковых, роликорadiaльных и шариковых радиально-упорных по ГОСТ 520–89

D, мм	Классы точности подшипников				
	0 Δ, мкм	6 Δ, мкм	5 Δ, мкм	4 Δ, мкм	2 Δ, мкм
18...30	—	—	—	—	—
30...50	—	—	—	—	—
50...80	25	13	8	5	4
80...120	35	18	10	6	5
120...150	40	20	11	7	5
150...180	45	23	13	8	5
180...250	50	25	15	10	6,5

Δ, мкм – биение вращающегося кольца подшипника;

D, мм – диаметр вращающегося кольца подшипника.

Расчет на жесткость сводится к определению прогиба на конце шпинделя и угла поворота в передней опоре. При составлении расчетной схемы шпиндель обычно заменяют балкой на шарнирных опорах. Такое допущение справедливо при наличии в опорах по одному подшипнику качения. Несколько подшипников в одной опоре следует рассматривать как упругую опору. Для упрощения расчетов жесткостью подшипников пренебрегают и в качестве расчетной схемы принимают балку, лежащую на шарнирных опорах, с добавлением реактивного момента в опоре. Величина последнего колеблется по опытным данным в

пределах от нуля (при незначительных нагрузках, например, в отделочных станках) до 0,3–0,35 от внешнего момента, действующего в среднем сечении шпинделя на опоре.

Для расчетной схемы рис. 4.2. прогиб на конце шпинделя и угол поворота в передней опоре

$$y = \frac{1}{3E\mathfrak{I}} \left[R \cdot c^2 \cdot l - 0,5P_{\text{пр}} \cdot 2ab + b^2 \cdot \frac{c}{a+b} - M_p \cdot c \cdot a + b \right], \quad (4.6)$$

$$\theta = \frac{1}{3E\mathfrak{I}} \left[R \cdot c \cdot a + b - 0,5 \cdot P_{\text{пр}} \frac{a}{a+b} 2 \cdot a \cdot b + b^2 - M_p \cdot a + b \right], \quad (4.7)$$

где \mathfrak{I} – среднее значение момента инерции, см⁴; $R = \sqrt{P_z^2 + P_y^2}$ – равнодействующая сил резания, Н; $P_{\text{пр}}$ – усилие на приводной шестерне, Н. $P_{\text{пр}} \approx 1,1P_{\text{окр}}$.

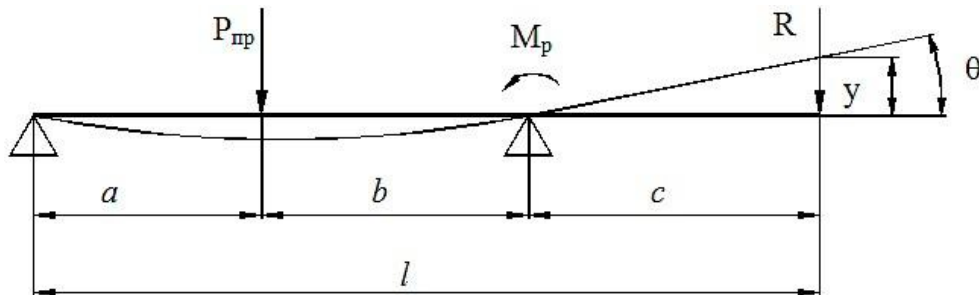


Рис. 4.2. Схема к расчету шпинделя на жесткость

Поскольку векторы сил \bar{R} и $\bar{P}_{\text{пр}}$ занимают в пространстве произвольное положение, то прежде всего необходимо найти их проекции на оси ОХ и ОУ: $R_x, P_{\text{пр}x}, R_y, P_{\text{пр}y}$.

По формулам 4.6 и 4.7 определяют прогиб и угол поворота по осям ОХ, ОУ: $Y_x, Y_y, \theta_x, \theta_y$.

Суммарный прогиб и угол поворота

$$y = \sqrt{y_x^2 + y_y^2}, \quad (4.8)$$

$$\theta = \sqrt{\theta_x^2 + \theta_y^2}. \quad (4.9)$$

Прогиб и угол поворота в других сечениях шпинделя ограничиваются требованиями удовлетворительной работы передач и подшипников.

По исследованиям Д.Н. Решетова, нормальная работа зубчатой передачи может быть обеспечена, если угол взаимного поворота осей колес не превышает значения

$$\theta_{\max} \leq \frac{cP_{\text{окр}}}{10^4 b^2} \text{ рад}, \quad (4.10)$$

где $P_{\text{окр}}$ – окружное усилие, Н; b – длина зуба в мм; c – коэффициент, учитывающий характер распределения нагрузки по длине зуба ($c \approx 5 \dots 15$).

Расчет на виброустойчивость производят для высокоскоростных шпинделей, основной характеристикой шпинделя для оценки виброустойчивости является частота собственных колебаний f_c . Чем меньше эта величина, тем ниже виброустойчивость, так как для возбуждения колебаний на низкой частоте требуется меньше энергии. Шпиндель считается виброустойчивым, если:

$$\begin{aligned} f_c &\geq 250 \text{ с}^{-1} - \text{для станков нормальной точности;} \\ f_c &\geq 500 \text{ с}^{-1} - \text{для станков повышенной точности.} \end{aligned}$$

Уровень колебаний переднего конца шпинделя определяют по амплитудно-фазочастотным характеристикам (АФЧХ), которые рассчитывают по специальным программам средствами вычислительной техники.

Приближенный расчет собственной частоты шпинделя, (рис. 4.1) можно проводить по формуле:

$$f_c = \gamma \sqrt{\frac{E\mathfrak{I}}{m(1+\lambda)^3 a^2}}, \text{ с}^{-1}, \quad (4.11)$$

где E – модуль упругости материала шпинделя; \mathfrak{I} – среднее значение момента инерции; m – масса шпинделя, кг; $\lambda = l/a$ – относительное расстояние между опорами; $\gamma = f(\lambda)$ – коэффициент, который для $\lambda = 2,5 \dots 3,5$, лежит в пределах $2,3 \dots 2,4$.

4.4. Шпиндельные узлы с гидростатическими опорами

Гидростатические подшипники являются опорами жидкостного трения, в которых давление в слое смазочного материала, разделяющем вал и втулку, создается за счет внешнего источника и не зависит от скорости вращения вала. Радиальная нагрузка на шпиндель воспринимается радиальным, а осевая – упорным гидростатическим подшипником.

Во втулке радиального подшипника изготавливают карманы 2 (рис. 4.1), в которые масло от насоса подводится через радиальные отверстия. Далее оно вытекает через перемычку 1 и идет по шейке вала. В области перемычек и в карманах возникают симметричные поля давлений, удерживающие ненагруженный шпиндель в среднем положении. Если на шпиндель действует внешняя сила, например, направленная

вертикально сила резания P , ось шпинделя смещается на величину эксцентриситета e . У верхнего кармана зазор увеличивается, а давление снижается, у нижнего, наоборот, зазор уменьшается, а давление возрастает. В результате силы давления и внешняя нагрузка приходят в состояние равновесия. Для этого необходимы два условия: неодинаковое давление в карманах, приблизительно постоянный расход масла через различные карманы.

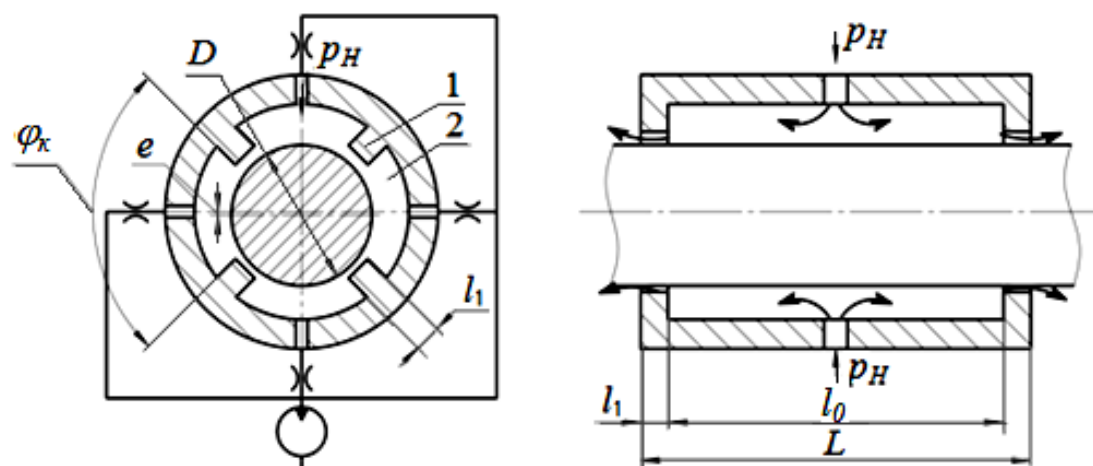


Рис. 4.3. Схема радиального гидростатического подшипника

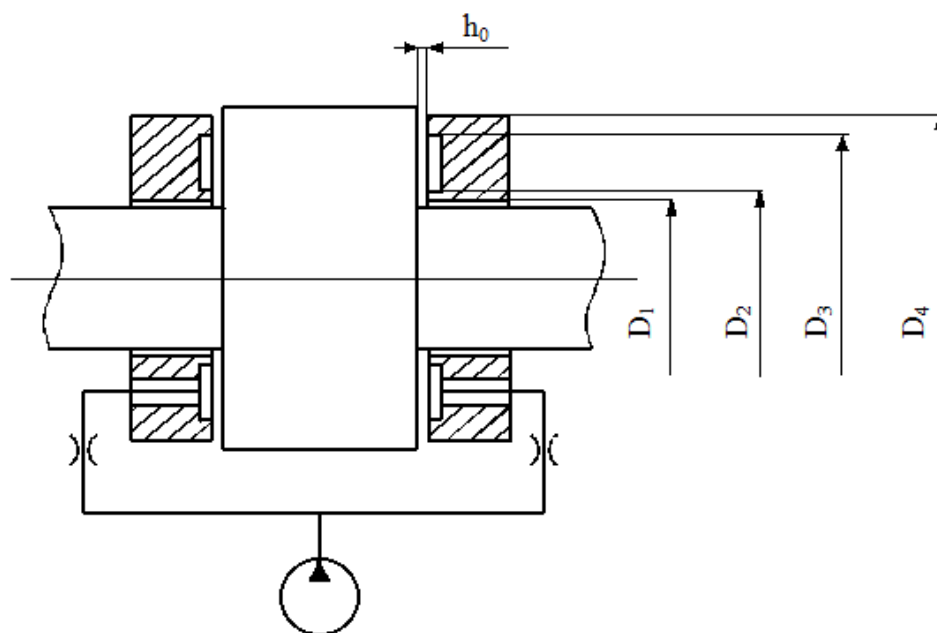


Рис. 4.4. Схема гидростатического упорного подшипника

Первое условие выполняется благодаря разделению поверхности скольжения втулки на карманы с перемычками, второе обеспечивается дросселями на входе в карманы, пропускающими в них постоянный

объем масла не зависимо от нагрузки. Гидростатический упорный подшипник (рис. 4.4) служит для восприятия осевых нагрузок. Масло через дроссели подводится к кольцевым канавкам на опорных поверхностях. На них могут быть выполнены и несколько независимых карманов.

Гидростатические опоры обладают высокой жесткостью. Благодаря слою смазочного материала погрешности изготовления вала и отверстия меньше влияют на точность вращения шпинделя. Демпфирование в слое смазочного материала способствует снижению вибраций шпинделя. Однако, применяя гидростатические подшипники, приходится использовать сложные системы питания их маслом.

Масло для гидростатических подшипников выбирают по вязкости, от которой зависят потери на трение в подшипниках и подводящих трубах. Для шпиндельных узлов легких и средних прецизионных станков при частоте вращения менее 300 мин^{-1} берут масло T (вазелиновое) с вязкостью $(5,1 \dots 7) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ при $50 \text{ }^\circ\text{C}$; при $n > 3000 \text{ мин}^{-1}$ – масло (велосит) с вязкостью $(4,0 \dots 5,1) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; для тяжелонагруженных шпинделей – индустриальное 45. Масло с давлением $p_n = 2 \dots 2,5 \text{ МПа}$ поступает на входы дросселей. Максимальная жесткость масляных слоев достигается, если давление в несущих карманах $p_k = 0,5P_n$.

4.4.1. Конструктивные параметры гидростатических радиальных подшипников

С целью предотвращения порчи поверхностей при вращении шпинделя в режиме сухого трения втулки гидростатических подшипников делают биметаллическими или из антифрикционных материалов.

Параметры шероховатости рабочих поверхностей, непосредственно влияющие на радиальный зазор, принимают $R_a = 0,63 \dots 0,4 \text{ мкм}$, а для прецизионных станков – $R_a = 0,16 \dots 0,1 \text{ мкм}$.

Диаметр D шейки шпинделя (рис. 4.3) выбирают исходя из требуемой жесткости. Длину подшипника L берут равной $(1,0 \dots 1,2)D$ как обеспечивающую максимальную жесткость при данном D . Ширину перемычки l_1 в осевом и тангенциальном направлениях принимают равной $0,1D$, что обеспечивает удовлетворительную несущую способность при минимальных утечках. Диаметральный зазор в подшипнике Δ , оказывающий влияние на его жесткость, перенос на обрабатываемую деталь погрешностей формы шеек шпинделя, расход смазочного материала берут равным $(0,0006 \dots 0,00065)D$. Угол φ_k , ограничивающий карман, в подшипнике с четырьмя карманами принимают равным 72° .

Обычно делают четыре кармана, так как их симметричное расположение снижает отрицательное влияние овальности шеек шпинделя на

точность обработанной детали. Глубину карманов h принимают более 50Δ , что препятствует появлению в них гидродинамических эффектов.

4.4.2. Расчет гидростатических радиальных подшипников

Для радиальных гидростатических подшипников эффективная площадь карманов

$$S = 0,5D^2, \quad (4.12)$$

где D – диаметр шейки шпинделя;

коэффициент
$$k = \frac{2}{\varphi_k} \sin \frac{\varphi_k}{2}; \quad (4.13)$$

относительный эксцентриситет
$$\varepsilon = \frac{2e}{\Delta} \quad (\varepsilon \leq 0,4). \quad (4.14)$$

Жесткость подшипника (Н/мм) при центральном положении шпинделя:

$$j = 2,88p_H \frac{S}{\Delta}, \quad (4.15)$$

а при смещении шпинделя из центрального положения под действием внешней силы:

$$j = \frac{5,76p_H S k}{\Delta} \left\{ \frac{(1 - \varepsilon k)^2}{[1 + (1 - \varepsilon k)^3]^2} + \frac{(1 + \varepsilon k)^2}{[1 + (1 + \varepsilon k)^3]^2} \right\}. \quad (4.16)$$

Значения $1 - \varepsilon k$ и $1 + \varepsilon k$:

ε	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
$1 - \varepsilon k$	1	0,953	0,906	0,859	0,812	0,765	0,718
$1 + \varepsilon k$	1	1,047	1,094	1,141	1,188	1,235	1,282

Нагрузочная способность (Н) подшипника

$$F = 0,96p_H S \left[\frac{1}{1 + (1 - \varepsilon k)^3} - \frac{1}{1 + (1 + \varepsilon k)^3} \right]. \quad (4.17)$$

Подача масла в подшипник (см³/мин), необходимая для его работы,

$$Q = 2,11 \cdot 10^{-8} \frac{p_H D \Delta^3 \varphi_k^\circ (1 + c)}{\mu l_1}, \quad (4.18)$$

где φ_k° – длина дуги, ограничивающей карман, град; μ – динамическая вязкость масла, Па·с;

$$c = (l_0 + l_1)/(0,5D\varphi_k). \quad (4.19)$$

Мощность (кВт), требуемая для прокачивания масла через подшипник,

$$N = p_H Q / 62400. \quad (4.20)$$

Потери мощности на трение в подшипнике складываются из потерь мощности в карманах N_k , на перемычках между карманами N_n , на перемычках, ограничивающих карманы в осевом направлении, N_0 . При этом

$$N_k = 3,4 \cdot 10^{-15} \frac{\mu n^2 D_1 D^2 l_0 z}{D_1^2 - D^2} \frac{\varphi_k^\circ}{360}, \quad (4.21)$$

где n – частота вращения шпинделя, мин^{-1} ; D_1 – диаметр внутренней стенки кармана, мм;

$$N_n = 1,7 \cdot 10^{-15} \frac{\mu n^2 D^3 l_0}{\Delta} \frac{\varphi_k^\circ}{360}, \quad (4.22)$$

$$N_0 = 3,4 \cdot 10^{-15} \frac{\mu n^2 D^3 l_1}{\Delta} \frac{\varphi_k^\circ}{360}. \quad (4.23)$$

Общие потери мощности на прокачивание масла через подшипник и потери трения в нем характеризуются формулой:

$$\Delta N = N + N_k + N_n + N_0. \quad (4.24)$$

4.4.3. Расчет гидростатических упорных подшипников

Эффективная площадь карманов (рис. 4.4)

$$S = \pi \left(\frac{D_4^2 - D_3^2}{8 \ln \frac{D_4}{D_3}} - \frac{D_2^2 - D_1^2}{8 \ln \frac{D_2}{D_1}} \right), \quad (4.25)$$

где D_1, D_2, D_3, D_4 – диаметры перемычек, м.

Относительное смещение шпинделя из нейтрального положения:

$$x = e_1 / h_0, \quad (4.26)$$

где e_1 – абсолютное смещение шпинделя из нейтрального положения под действием внешней нагрузки; h_0 – начальный зазор в подшипнике.

Нагрузочная способность (Н) подшипника:

$$F = p_H S \left[\frac{1}{1 + (1 - x)^3} - \frac{1}{1 + (1 + x)^3} \right], \quad (4.27)$$

где p_H – давление масла на входе дросселей.

Жесткость подшипника при среднем положении вала относительно опорных поверхностей:

$$j = 1,5 p_H F / h_0. \quad (4.28)$$

При смещении шпинделя под действием внешних сил

$$j = \frac{3 p_H S}{h_0} \cdot \left\{ \frac{(1 - x)^2}{[(1 - x)^3 + 1]^2} + \frac{(1 + x)^2}{[(1 + x)^3 + 1]^2} \right\}. \quad (4.29)$$

4.5. Шпиндельные узлы с гидродинамическими опорами

Гидродинамические подшипники целесообразно применять, когда требуется высокая и постоянная скорость резания, небольшая нагрузка, например, для шпинделей шлифовальных станков.

Достоинство гидродинамических подшипников заключается в высокой точности и долговечности (смешанное трение только в моменты пусков и остановок), недостатки – в сложности системы питания опор маслом, в изменении положения оси шпинделя при изменении частоты его вращения.

Гидродинамический подшипник – это опора жидкостного трения. Подшипники бывают радиальными и упорными.

Радиальный подшипник имеет три или четыре сегмента (башмака) 1 (рис. 4.5). С помощью насоса опора заполняется маслом. Под действием силы тяжести невращающийся шпиндель 3 опускается на сегменты.

При вращении шпинделя он своей шероховатой поверхностью увлекает масло в зазоры между ним и сегментами. Смещенное положение

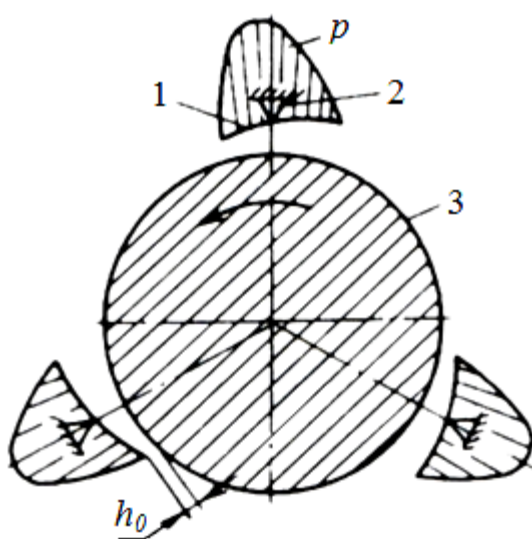


Рис 4.5. Схема гидродинамического радиального подшипника

опоры сегмента 2 относительно оси симметрии позволяет ему поворачиваться под действием давления масла, в результате чего образуется клиновой зазор, сужающийся в направлении вращения шпинделя. В этом зазоре возникает гидродинамическое давление p , удерживающее шпиндель во взвешенном положении. Если шпиндель вращается на многоклиновых подшипниках с самоустанавливающимися сегментами, охватывающими его равномерно по окружности, незначительное смещение его из среднего положения под действием внешней нагрузки приводит к перераспределению результирующей гидродинамической силы, уравнивающей внешнюю нагрузку.

Для гидродинамических подшипников обычно применяют минеральное масло марки Л (велосит) с коэффициентом динамической вязкости $\mu = (4...5) \cdot 10^{-3}$ Па·с при температуре 50 °С. Масло (1...3 л/мин при давлении 0,1...0,2 МПа) подается в подшипник с помощью гидравлической системы, включающей фильтр тонкой очистки и холодильную установку.

4.5.1. Конструктивные исполнения радиальных гидродинамических подшипников

Сегменты подшипников во избежание возможных высоких кромоочных давлений в опоре, сопровождаемых перегревом масла в тонкой граничной пленке и потерей его смазочных свойств, должны иметь возможность самостоятельно изменять свое положение как в плоскости, перпендикулярной к оси шпинделя, так и в плоскости, проходящей через ось.

В настоящее время имеется ряд конструкций подшипников, у которых зазор между валом и сегментами автоматически изменяется в зависимости от нагрузки и частоты вращения шпинделя.

Одна из конструкций – ЛОН-88, разработанная ЭНИМС, представлена на рис. 4.6.

Подшипник выполнен в виде отдельного блока, состоящего из двух колец 2, трех сегментов 1 и проставочного кольца 3. Сегменты имеют возможность устанавливаться вдоль оси шпинделя и в направлении его вращения. Проставочное кольцо своими выступами препятствует смещению сегментов по окружности. Изменяя толщину проставочного кольца, регулируют рабочий зазор в подшипнике.

Подшипники конструкции ЛОН-34 с сегментами 1 самоустанавливающиеся в результате поворота на сферических опорах А изображены на рис. 4.7. Опоры сегментов выполнены в виде винтов 2 и 3 из закаленной стали с мелкой резьбой. Перемещения их в радиальном на-

правлении регулируют радиальный зазор в опоре и положение оси шпинделя. Зазоры в резьбовых соединениях опорных винтов с корпусом выбирают гайками 3.

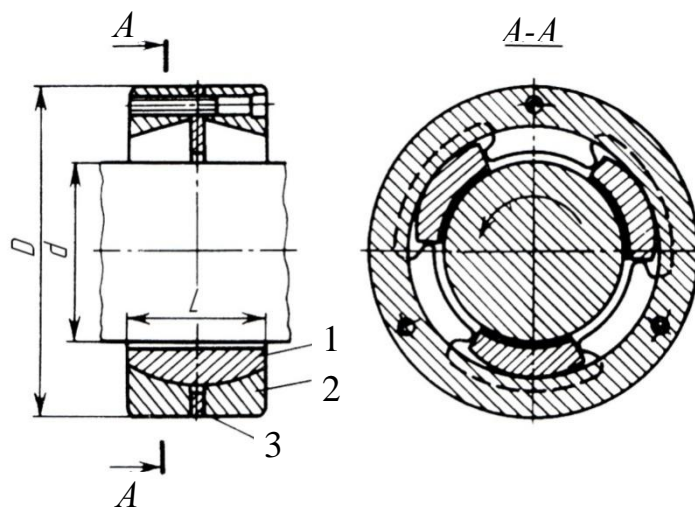


Рис 4.6. Гидродинамический подшипник ЛОН-88

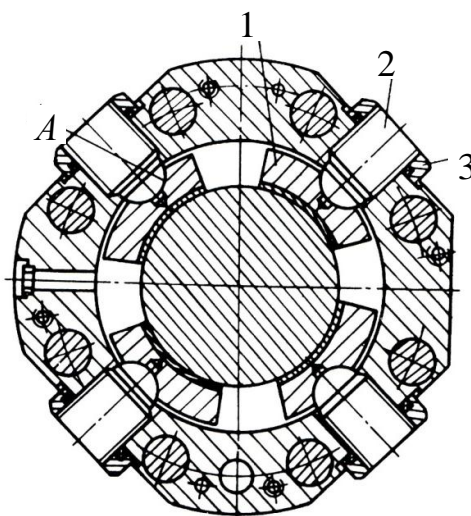


Рис 4.7. Гидродинамический подшипник ЛОН-34

Материалы для гидродинамических подшипников должны удовлетворять требованиям износостойкости, так как в периоды пуска и остановки шпинделя имеют место кратковременные режимы смешанного трения. Сегменты в подшипниках обычно делают биметаллическими. На стальную основу наносится центробежным способом с электродуговым подогревом слой бронзы (Бр0Ф10-0,5, Бр0С10-10), что обеспечивает плотность, однородность структуры. Размеры сегментов и опорных винтов приведены в табл. 7.1 и 7.2 [12].

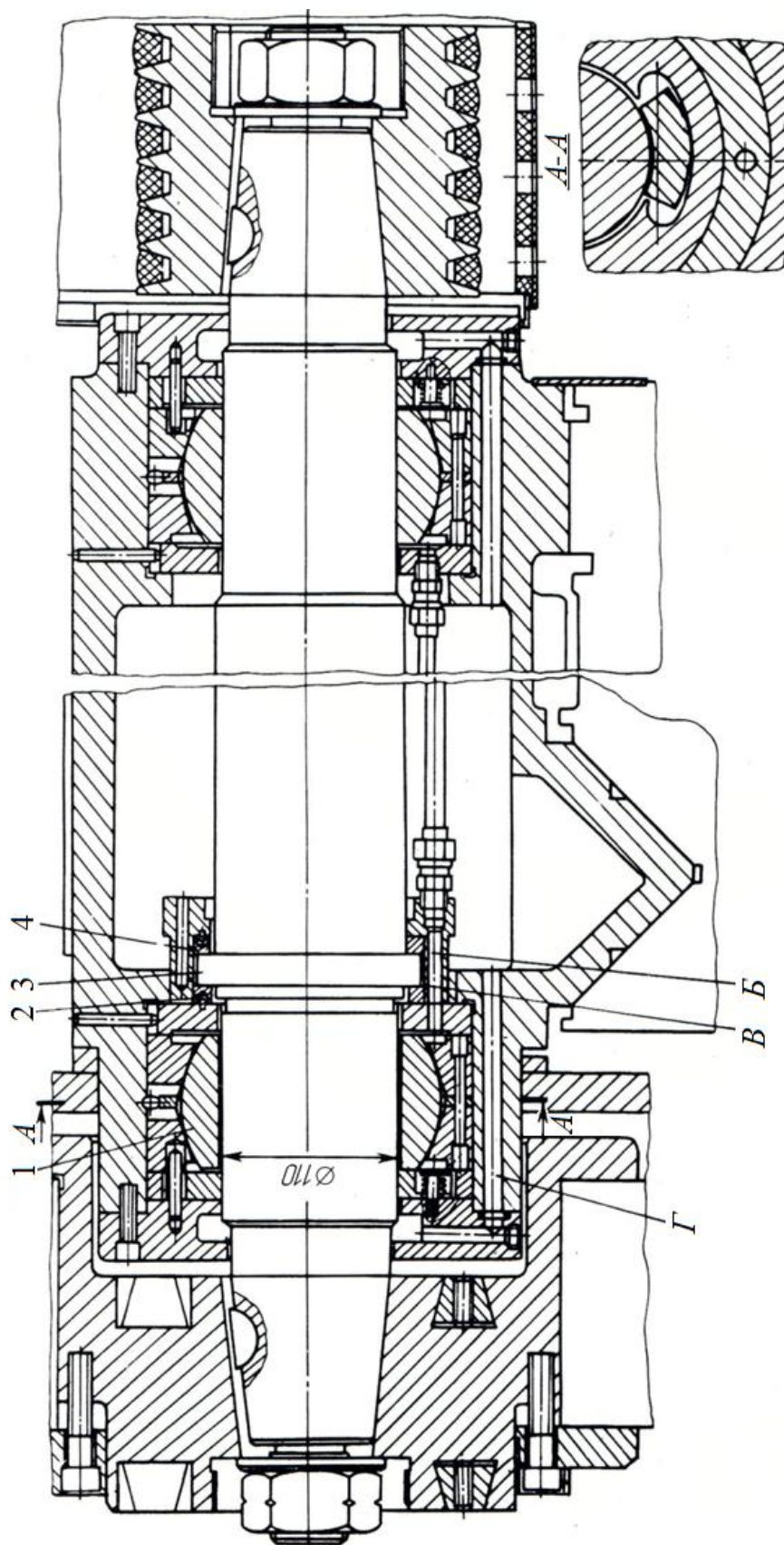


Рис 4.8. Шпиндельный узел шлифовального станка с гидродинамическими опорами

Пример конструкции шпиндельного узла с гидродинамическими опорами приведен на рис. 4.8. В передней и задней опорах шпиндельного узла шлифовального станка установлены гидродинамические подшипники 1 типа ЛОН-88.

Осевые нагрузки воспринимаются двусторонним упорным подшипником, образованным дисками 2 и 4. С ними контактирует бурт 3 шпинделя. Смазочный материал в этот подшипник подводится через отверстия Б и В. По каналу Г масло из полостей уплотнений сливается в корпус бабки.

4.5.2. Конструктивные параметры гидродинамических подшипников

Конструктивные параметры гидродинамических подшипников выбирают исходя из диаметра D шейки шпинделя. Диаметр D шейки шпинделя выбирают из условий жесткости.

Длина L подшипника для шлифовальных станков – $0,75D$, для прецизионных токарных и расточных станков – $(0,85...0,9)D$. Длина дуги охвата сегмента $(0,6...0,8)L$. Диаметральный зазор $\Delta = 0,003 D$. Обычно применяют подшипники с тремя или четырьмя сегментами.

4.5.3. Расчет гидродинамических радиальных подшипников

Расчет выполняется с целью определения нагрузочной способности опоры и ее жесткости при заданных конструктивных параметрах подшипника, частоты вращения шпинделя, наибольшей радиальной нагрузки и требуемой радиальной жесткости опоры. Нагрузочная способность одного сегмента при центральном положении шпинделя

$$F_0 = 5 \cdot 10^{-6} \frac{\mu D B^2 L n c}{\Delta^2} H, \quad (4.30)$$

где μ – динамическая вязкость масла, Па·с; n – частота вращения шпинделя, об/с; D – диаметр шейки шпинделя, мм; B – хорда дуги сегмента, мм; L – длина сегмента, мм; $c = 1,25/(1 + B^2/L^2)$; Δ – расчетный диаметральный зазор, мм.

Под действием результирующей силы шпиндель смещается из начального положения на e миллиметров, и его новое положение характеризуется относительным эксцентриситетом $\varepsilon = 2e / \Delta$. Если результирующая сила направлена по оси опоры сегмента, нагрузочная способность трехсегментного подшипника равна:

$$F = F_0 \left[\frac{1}{(1 - \varepsilon)^2} - \frac{1}{(1 + 0,5\varepsilon)^2} \right], \quad (4.31)$$

а у четырехсегментного подшипника:

$$F = F_0 \left[\frac{1}{(1 - \varepsilon)^2} - \frac{1}{(1 + \varepsilon)^2} \right]. \quad (4.32)$$

Когда результирующая сила направлена между вкладышами, нагрузочная способность трехсегментного подшипника рассчитывается по формуле:

$$F = F_0 \left[\frac{1}{(1 - 0,5\varepsilon)^2} - \frac{1}{(1 + \varepsilon)^2} \right], \quad (4.33)$$

для четырехсегментного подшипника:

$$F = F_0 \left[\frac{1}{(1 - 0,7\varepsilon)^2} - \frac{1}{(1 + 0,7\varepsilon)^2} \right]. \quad (4.34)$$

Нагрузочная способность подшипника должна быть больше максимальной радиальной нагрузки на опору.

Жесткость j (Н/мкм) опоры с гидродинамическим подшипником, состоящим из сегментов и опорных винтов, зависит от жесткости несущего масляного слоя j_m и контактной жесткости j_0 сферических опорных поверхностей сегментов и винтов:

$$\frac{1}{j} = \frac{1}{j_m} + \frac{1}{j_0}.$$

Отсюда

$$j = \frac{j_m j_0}{j_m + j_0}. \quad (4.36)$$

Жесткость несущего масляного слоя

$$j = \frac{P}{(1000e)}. \quad (4.37)$$

Жесткость сферических опорных поверхностей

$$j_0 = \frac{625d^2}{k}, \quad (4.38)$$

где d – диаметр опорной полусферы, мм; k – коэффициент контактной податливости, мкм·мм²/Н.

4.6. Шпиндельные узлы с аэростатическими опорами

Аэростатические подшипники нашли широкое применение для шпинделей прецизионных станков с малыми нагрузками и большими окружными скоростями.

Применение аэростатических подшипников в шпиндельных узлах обусловлено, в первую очередь, минимальными потерями на трение, что определено малой вязкостью воздуха. Это позволяет достичь высокой частоты вращения и показателя $d \cdot n = 5 \cdot 10^6$ мм·мин⁻¹. Опоры имеют потенциально высокую долговечность и не загрязняют окружающую среду. Давление воздуха в подшипниках 0,3...0,4 МПа.

Грузоподъемность аэростатических подшипников определяется приближенным способом на основе допущений о линейном распределении давлений вдоль подшипника и одностороннем потоке воздуха только вдоль образующей цилиндра. При этих допущениях эпюра давлений по длине подшипника соответствует трапеции (рис. 4.9), и грузоподъемность подшипника представляется в виде

$$P = 1,2 p_H D(h-l)f(\varepsilon), \quad (4.39)$$

где p_H – избыточное давление поддува воздуха, МПа; D – диаметр шейки шпинделя, мм; l – расстояние от края подшипника до отверстия поддува, мм.

Коэффициент $f(\varepsilon)$ зависит от величины эксцентричного смещения $\varepsilon = \frac{2l}{\Delta}$. Приближенно принимают

$$f(\varepsilon) = \frac{\pi}{\varepsilon} \left[(1 - \varepsilon^2)^{-\frac{1}{2}} - 1 \right]. \quad (4.40)$$

Если ограничить предельное значение эксцентриситета $\varepsilon \leq 0,5$, то можно получить величину грузоподъемности подшипника

$$P_{\max} = 1,2 p_H D(L-l). \quad (4.41)$$

Жесткость аэростатического подшипника при малых эксцентриситетах, т. е. для шпинделей прецизионных станков соответствует выражению

$$j = \frac{dP}{de} = 4 p_H \frac{D(L-l)}{\Delta}, \quad (4.42)$$

где Δ – диаметральный зазор в подшипнике.

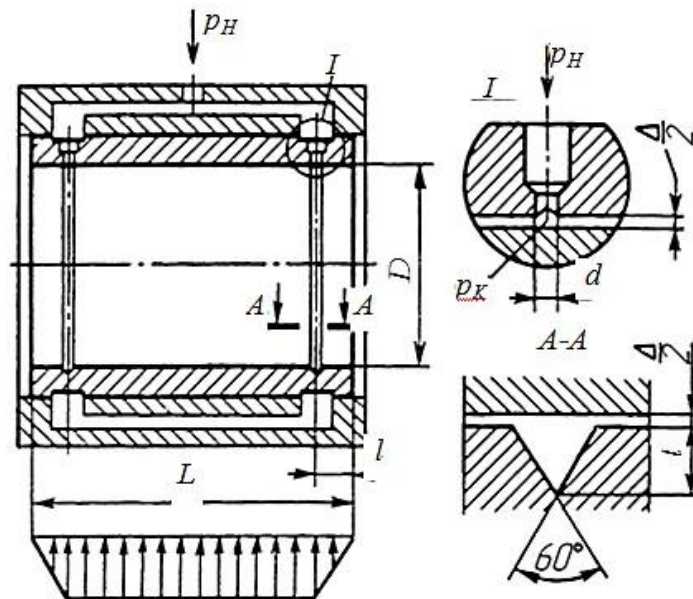


Рис. 4.9. Аэростатический подшипник

4.6.1. Конструктивное оформление и параметры аэростатических подшипников

В конструкциях аэростатических подшипников предусматривают использование жесткого удельного вкладыша (рис. 4.9) с системой подвода воздуха под давлением по концам, а при коротких подшипниках и в среднюю часть втулки. Обычно руководствуются соотношением $l = 0,1L$, а длину подшипника выбирают в пределах:

$$L = (1 - 1,5)D. \quad (4.43)$$

Диаметр отверстий поддува принимают $0,2 \dots 0,3$ мм, а величину диаметрального зазора ограничивают значением

$$\Delta = (0,0002 \dots 0,0004)D, \quad (4.44)$$

где D – диаметр шейки шпинделя, мм.

Число z отверстий поддува по рекомендациям ЭНИМС выбирают, учитывая зависимость

$$z = \frac{\pi D}{50}, \quad (4.45)$$

с округлением в большую сторону до ближайшего целого числа и с условием, что число отверстий поддува не должно быть менее трех.

Отверстия поддува целесообразно соединять кольцевой микроканавкой, что повышает грузоподъемность в 1,5 раза. Профиль микроканавки

навки показан на рис. 4.9. Обычно применяют микроканавки треугольного профиля и малой глубины. Это соответствует условию обеспечения устойчивости, когда объем воздуха в канавке в 4–5 раз меньше объема воздуха в зазоре опоры:

$$t \leq \sqrt{0,7L \cdot \frac{\Delta}{2}}. \quad (4.46)$$

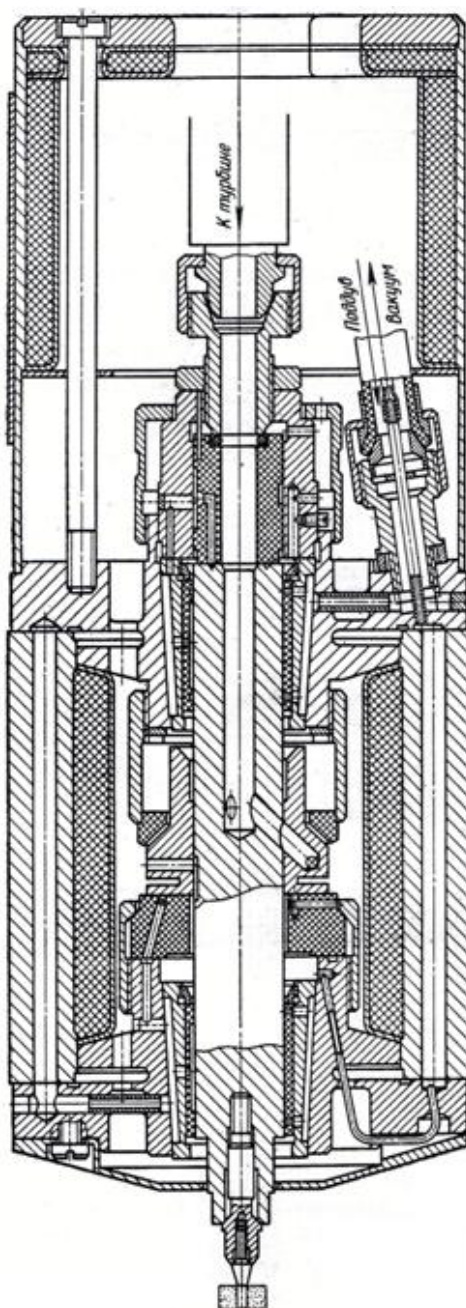


Рис. 4.10. Быстроходный шлифовальный шпиндель на аэроstaticеских опорах с приводом от воздушной турбины (до 300 тыс. мин⁻¹)

В качестве примера конструктивного оформления шпинделя на воздушных опорах на рис. 4.10 приведена конструкция шпиндельного узла, разработанного в ЭНИМС. Здесь, помимо аэростатических опор, предусмотрен также привод шпинделя от воздушной турбины с системой жесткой механической характеристикой привода. Использование шпинделей подобной конструкции позволяет развивать скорость вращения шлифовальных кругов до 300 тыс. мин⁻¹.

4.7. Шпиндельные узлы с магнитными опорами

В высокоскоростных шпиндельных узлах с показателем dn до $3 \cdot 10^6$ мм/мин⁻¹ целесообразно применять магнитные опоры. Это связано с практическим отсутствием потерь на трение между вращающимся валом и неподвижной втулкой, высокой экологической чистотой опор и с использованием только одного вида энергии – электроэнергии.

Принцип действия шпинделя, установленного в электромагнитных опорах, показан на конкретном примере (см. рис. 4.11). Высокоскоростной шпиндель, установленный на фрезерном станке, имеет частоту вращения до 30 тыс. мин⁻¹. Шпиндель представляет собой ротор 1, вращающийся внутри статора 2 в двух радиальных электромагнитных опорах 3 и 4 и осевой опоре 5.

Для обеспечения безопасной работы при радиальных нагрузках, превышающих допустимые, или при отсутствии напряжения на электромагнитных опорах предусмотрены опоры-ловители 6 и 7, на которые ложится ротор. В некоторых конструкциях шпиндельных узлов для этих целей используются шариковые радиальные и радиально-упорные подшипники. Для сохранения постоянного положения оси ротора постоянным при различных радиальных и осевых нагрузках отклонения ротора от центрального положения измеряют датчиками (радиальными 8 и 9, осевыми 10–12). Сигналы рассогласования преобразуются управляющей ЭВМ в ток возбуждения в обмотках, чем регулируется магнитодвижущая сила, которая и возвращает ротор в исходное положение.

Выбор типа магнитной опоры зависит от условий эксплуатации шпиндельного узла и его особенностей. По принципу создания магнитного поля опоры можно разделить на опоры с постоянным магнитным полем и электромагнитные опоры с авторегулированием (с регулируемым магнитным полем).

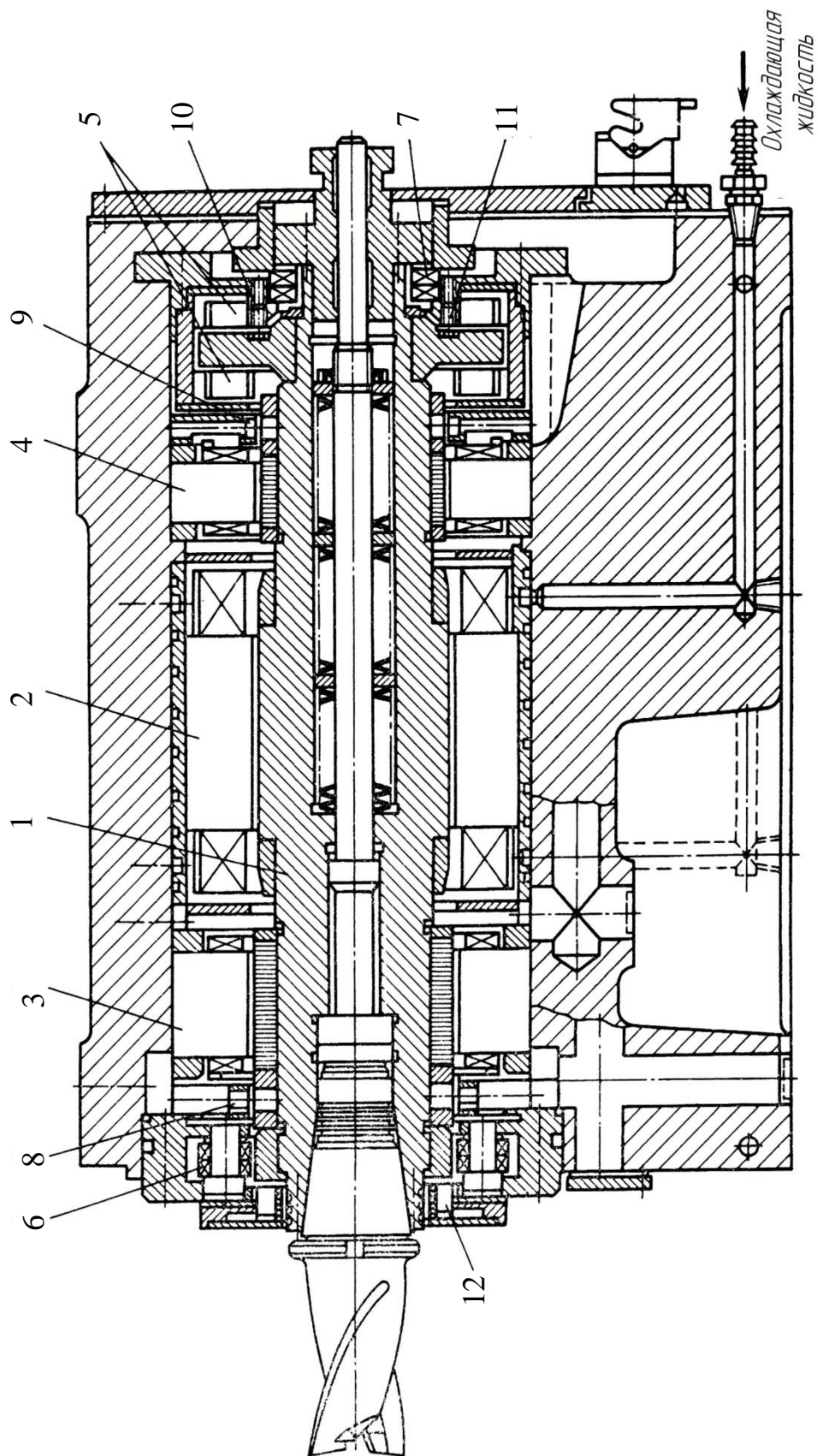


Рис 4.11. Шпиндель в электромагнитных опорах

Различные конструкции магнитных опор показаны на рис. 4.12. Наибольшее распространенные в шпиндельных узлах станков получили электромагнитные опоры с внешней автоматической стабилизацией. По виду воспринимаемой нагрузки опоры делят на радиальные (рис. 4.12, а, б), радиально-упорные (рис. 4.12, в), упорные (рис. 4.12, г, д); по форме опорной поверхности – на цилиндрические (рис. 4.12, а, б), конические (рис. 4.12, в), кольцевые (рис. 4.12, г, д). А также опоры различаются по числу пар полюсов.

В радиальной электромагнитной опоре (рис. 4.12, а, б) с цилиндрической опорной поверхностью пары полюсов электромагнитов расположены в плоскости, перпендикулярной к оси вращения вала. Вал состоит из ферромагнитов 1 и шпинделя 4. Статор неподвижен, охватывает вал, несет обмотки 5 электромагнитов и датчики 2 радиального положения.

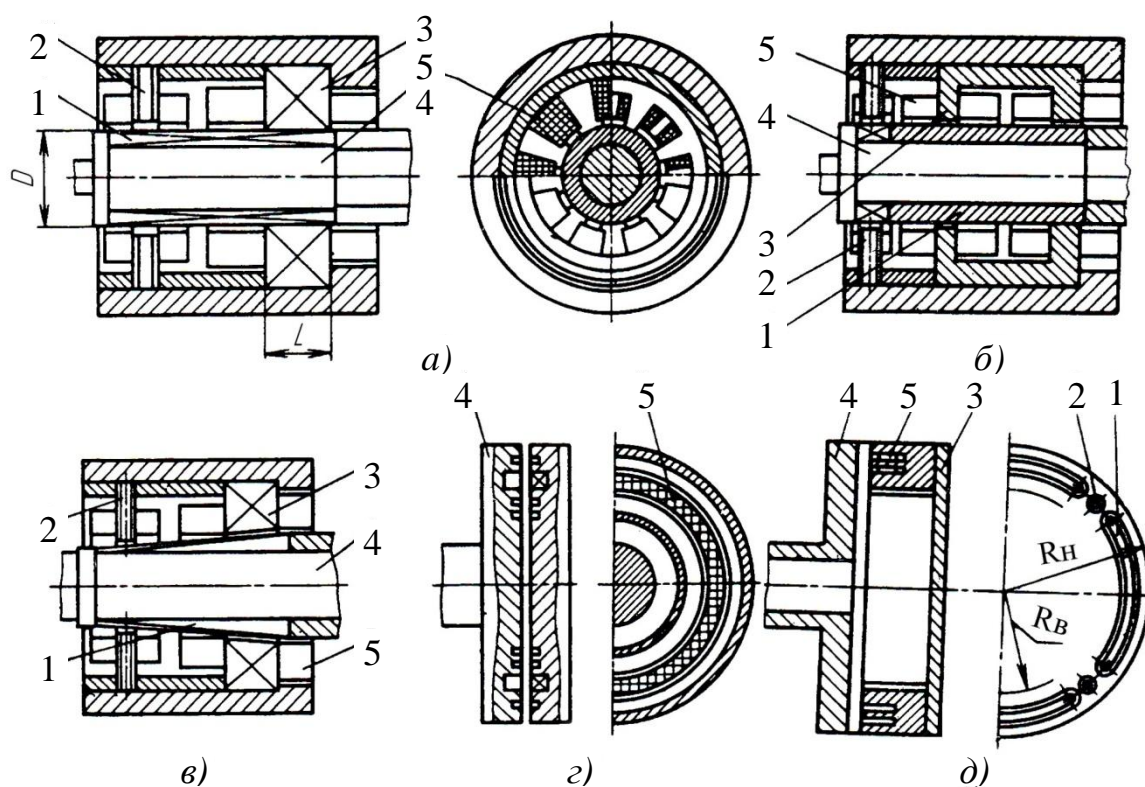


Рис. 4.12. Электромагнитные опоры:

1 – ферромагниты; 2 – датчики; 3 – статор; 4 – шпиндель; 5 – обмотки

4.7.1. Расчет характеристик электромагнитных опор

Радиальный зазор h_0 между валом и статором назначают в зависимости от диаметра D шейки шпинделя (при $D \leq 100$ мм, $h_0 = 0,03 \dots 0,6$ мм; при $D = 100 \dots 1000$ мм, $h_0 = 0,06 \dots 1,0$ мм). Сравнительно большие зазо-

ры позволяют изготавливать вал и статор с относительно низкими требованиями к точности.

Максимальное значение нагрузочной способности зависит от материала шпинделя и его геометрических размеров, диаметра D вала и длины L статора.

Предельная нагрузочная способность радиальной опоры

$$P = \bar{p}DL, \quad (4.47)$$

где \bar{p} – удельная нагрузочная способность, МПа, которая зависит от марки материала, используемого для изготовления вала.

Предельная нагрузочная способность осевой электромагнитной опоры

$$P = \pi \bar{p}(R_H - R_B)^2,$$

где R_H, R_B – соответственно наружный и внутренний радиусы статора.

В зависимости от материала опоры удельную нагрузочную способность выбирают в пределах

$$\bar{p} = 0,5 \dots 1,0 \text{ МПа}.$$

4.8. Сравнение важнейших характеристик опор шпинделей

Целесообразность выбора типа опор в каждом конкретном случае в зависимости от требований и функционального назначения шпиндельного узла оценивают путем сравнения важнейших характеристик опор шпинделей.

Точность вращения обеспечивают опоры всех типов, однако гидростатические, аэростатические и магнитные опоры при той же исходной точности, что и опоры с телами качения, способны обеспечить более высокую точность вращения шпинделя за счет эффекта усреднения первоначальных погрешностей изготовления.

Наибольшую *жесткость* дают роликовые подшипники качения, высокой жесткости можно достигнуть и с гидростатическими подшипниками благодаря возможности создания высоких давлений масла в подшипниках. Аэростатические подшипники из-за малых давлений воздуха имеют жесткость на порядок ниже. Недостаточную жесткость имеют магнитные подшипники. В магнитном подшипнике необходимы электрический ток значительной величины и несущая поверхность для генерации сильного противодействующего поля. Использование сил магнитного притяжения для удержания ротора приводит к внутренней неустойчивости, и для ее устранения требуется весьма сложная система управления. Часто шпиндельные узлы оснащаются одновременно маг-

нитными подшипниками и подшипниками качения, которые выполняют защитную функцию в случае отказа магнитных подшипников.

Особо велико *демпфирование* в гидростатических подшипниках, что повышает виброустойчивость несущей системы и снижает шероховатость поверхности обрабатываемой детали. Отсутствует демпфирование в магнитных подшипниках, в аэростатических подшипниках демпфирование значительно ниже, чем в гидростатических подшипниках из-за сжимаемости воздуха и малой его условной вязкости.

Высокую *грузоподъемность* в широком диапазоне изменения нагрузок обеспечивают подшипники качения. Наименьшие нагрузки выдерживают аэростатические подшипники из-за малых давлений в системе питания.

Потери на трение в аэростатических, магнитных подшипниках, особенно при больших скоростях, намного меньше, чем в опорах других типов. Поэтому они являются наиболее перспективными для шпинделей особо быстроходных станков.

5. НАПРАВЛЯЮЩИЕ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

5.1. Назначение и основные типы направляющих

Направляющие должны обеспечивать точность перемещения движения или положения рабочего органа станка в статическом состоянии, быть жесткими, долговечными, обладать хорошими демпфирующими свойствами.

В станках получили применение направляющие с различным характером трения: направляющие смешанного трения, жидкостного трения, аэростатические и направляющие качения.

Направляющие смешанного трения характеризуются высоким и непостоянным по величине трением. Существенную разницу для этих направляющих составляет значение силы трения покоя (силы трогания) по сравнению с трением движения, которое, в свою очередь, сильно зависит от скорости скольжения.

Значительное трение в направляющих смешанного трения вызывает износ и снижение долговечности деталей. Главные достоинства направляющих смешанного трения – высокая контактная жесткость и хорошие демпфирующие свойства.

Наиболее целесообразная область применения направляющих смешанного трения – универсальные станки с ручным управлением.

Направляющие жидкостного трения используются в станках в основном в виде гидростатических направляющих, так как для создания гидродинамического эффекта скорости движения, как правило, недостаточны. Жидкостное трение в гидростатических направляющих устраняет потерю устойчивости и возможность скачкообразного движения при малых скоростях, они обеспечивают высокую чувствительность при позиционировании и отработке малых перемещений.

В направляющих жидкостного трения отсутствует износ, и долговечность их практически не ограничена.

Высокое демпфирование в направляющих обеспечивает высокое качество поверхности при окончательной обработке деталей.

Недостатки направляющих жидкостного трения связаны с необходимостью использования сложной системы циркуляции, сбора и тщательной очистки масла, а также с трудностями фиксации узла станка после его перестановки в заданную позицию. Жесткость направляющих жидкостного трения ниже жесткости направляющих других типов.

Целесообразная область применения направляющих жидкостного трения – станки с высокими требованиями к точности и шероховатости поверхностей обрабатываемых деталей.

Аэростатические направляющие имеют значительно меньшее трение при движении по сравнению с направляющими жидкостного трения. При прекращении подачи воздуха обеспечивается надежная фиксация подвижного узла. Аэростатическим направляющим не требуется циркуляционная система подачи воздуха.

К недостаткам аэростатических направляющих относится их склонность к автоколебаниям, небольшая грузоподъемность, невысокая надежность.

Применяются аэростатические направляющие для точного позиционирования слабо нагруженных узлов станков.

Направляющие качения обладают малым трением и износом, а при условии надежной защиты от загрязнений обеспечивают высокую долговечность, высокую контактную жесткость, особенно роликовые направляющие. Недостатками направляющих качения являются высокая чувствительность к загрязнениям и погрешностям изготовления, высокая стоимость.

Направляющие качения применяют в обрабатывающих центрах сверлильно-фрезерно-расточной группы, станках с ЧПУ высокой точности малых и средних размеров, круглошлифовальных, бесцентровошлифовальных станках.

Формы направляющих прямолинейного движения в станках следующие: прямоугольные (плоские), треугольные (призматические), трапециевидные (ласточкин хвост) и цилиндрические. Каждая из этих форм может быть в виде охватываемых и охватывающих направляющих (рис. 5.1). Часто используют сочетания направляющих различной формы. Например, одна из направляющих выполнена прямоугольной, а другая треугольной или в виде половины трапециевидной формы.

Прямоугольные направляющие просты по форме, технологичны при изготовлении и сборке. В охватываемом варианте исполнения эти направляющие, как и все другие формы, плохо удерживают смазку, а в охватывающем варианте хорошо удерживают смазку, но нуждаются в надежной защите от загрязнений. Для регулировки зазоров требуются планки или клинья. Прямоугольные охватываемые направляющие применяются для поперечин, стоек, в протяжных, тяжелых токарных и агрегатных станках.

Треугольные направляющие в изготовлении сложнее прямоугольных, они обладают свойством автоматического выбора зазоров под действием собственного веса узла. Область применения охватываемых направляющих – станины токарных, револьверных, координатно-расточных станков. Охватывающими направляющими снабжают станины продольно-строгальных станков.

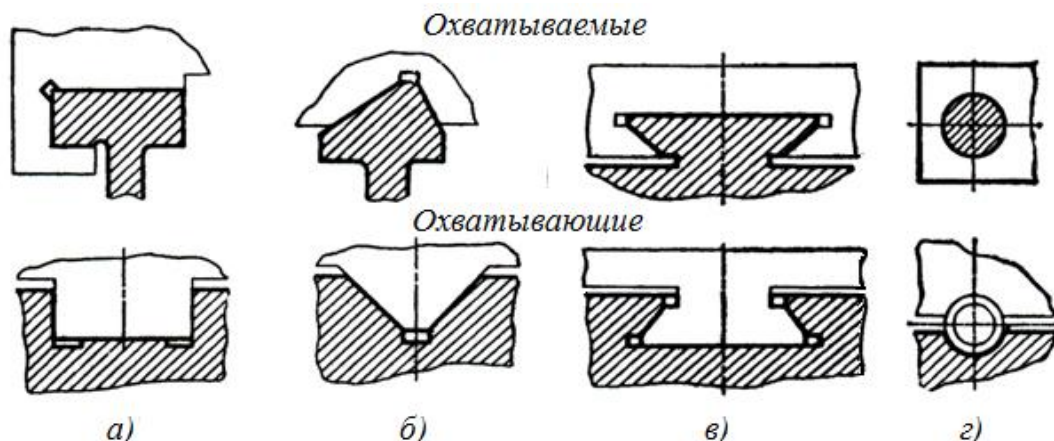


Рис. 5.1. Основные формы направляющих:

а – прямоугольные; б – треугольные; в – трапецевидные; г – цилиндрические

Трапецевидные направляющие имеют малые габариты по высоте, регулируются одним клином и планкой. Эти направляющие сложны в изготовлении, плохо работают при большом опрокидывающем моменте, в них возникают большие силы трения. Охватываемые направляющие используют в салазках суппортов токарных станков, охватывающие – для столов фрезерных станков, станин поперечно-строгальных станков.

Цилиндрические направляющие охватываемого типа имеют низкую жесткость, их применяют в основном при малой длине хода. При охватывающем варианте у этих направляющих сложно изготовить полукруглые пазы.

5.2. Направляющие смешанного трения

5.2.1. Материалы направляющих

Материалы, применяемые для направляющих смешанного трения, должны обладать высокой износостойкостью. Коэффициент трения движения необходимо иметь низкий и малозависящий от скорости движения, коэффициент трения покоя также должен быть низкий.

Направляющие неподвижной детали целесообразно изготавливать из более твердого и износостойкого материала по сравнению с материалом для направляющих подвижной детали.

Направляющие из серого чугуна. Чугунные направляющие из серого чугуна, выполненные за одно целое с базовой деталью, наиболее просты и дешевы, но при интенсивной работе не обеспечивают необходимой долговечности. Износостойкость чугунных направляющих прецизионных станков повышают легированием материала станин или накладных планок никелем, хромом, молибденом. С этой же целью

производят поверхностную закалку одной из сопряженных поверхностей до 48...53 HRCэ с нагревом токами высокой частоты или газопламенным методом, а также применяют объемную закалку планок из легированного чугуна.

Износостойкость чугунных направляющих можно повысить применением специальных покрытий. Хромирование направляющих (слой хрома толщиной 25...30 мкм обеспечивает твердость направляющей до 62...72 HRCэ) повышает износостойкость в 4–5 раз по сравнению со стальными закаленными направляющими.

Пару чугун-чугун рекомендуется использовать для направляющих станков, выполняющих легкие работы, хорошо защищенных от загрязнений, с удовлетворительным смазыванием, для неответственных направляющих.

Направляющие из стали. Накладные направляющие имеют вид массивных планок прямоугольной и треугольной форм. Их рабочая поверхность должна обладать высокой износостойкостью при абразивном изнашивании. Поэтому твердость поверхности должна быть не менее 58 HRCэ. Для этих целей рекомендуется сталь 18ХГТ, упрочняемая цементацией и последующей объемной закалкой, сталь 8ХФ, подвергаемая закалке с индукционным нагревом, сталь ШХ15СГ с объемной закалкой. Для направляющих станков высокой точности рекомендуется азотируемые стали 30Х3МФ и 38ХМЮА.

Стальные направляющие рекомендуются для станков с числовым программным управлением, а также для легких и средних универсальных.

Накладные направляющие крепят к базовой детали по всей их длине. При механическом креплении винтами или креплении клеем необходимо предусматривать надежную фиксацию центрирующими выступами в поперечном направлении. Примеры конструкций накладных направляющих приведены на рис. 5.2, а–и.

Направляющие из наполненного фторопласта. Наполненный фторопласт – это полимерный материал с наполнителем из бронзы, кокса, графита, дисульфида молибдена, играющий роль смазочного материала.

Наполненный фторопласт Ф4К15М5-Л-ЭА в виде ленты толщиной 1,7 мм с помощью эпоксидной смолы наклеивают на направляющие стола, суппорта, салазок. Коэффициент трения в направляющих из наполненного фторопласта в паре с чугуном или закаленной сталью составляет 0,04...0,6 и в области низких скоростей скольжения мало изменяется. Для таких направляющих характерны малая сила трения, высокая износостойкость, достаточная контактная жесткость. Направляющие из

наполненного фторопласта применяют в станках с ЧПУ, тяжелых и высокоточных.

Конструкция накладной направляющей из наполненного фторопласта приведена на рис. 5.3.

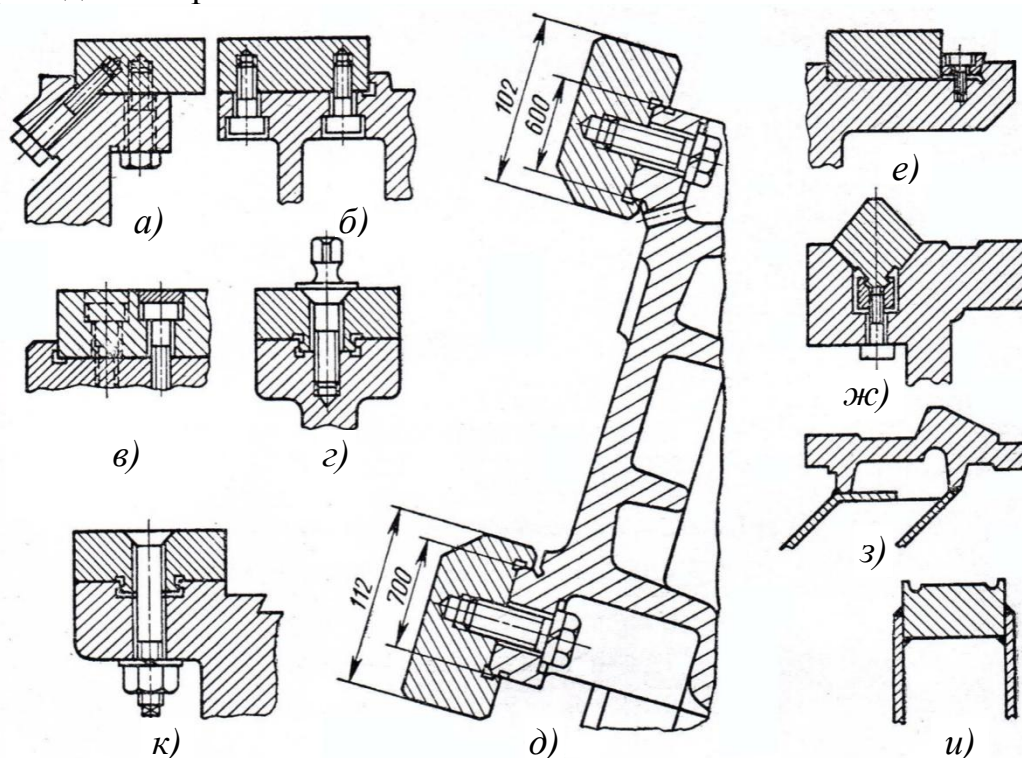


Рис. 5.2. Конструкции накладных направляющих

Лента 1 помещается в углубление, обработанное на направляющей стола 2 (см. рис. 5.3, б). Для фиксации ленты и повышения прочности крепления ее концов к обоим торцам стола больших габаритов приклеивают текстолитовые планки 3, которые дополнительно крепят винтами 4. Если планки не предусмотрены, расстояние от конца приклеенной накладки до торца стола должно составлять 5 мм (рис. 5.3, в). Для защиты боковых кромок направляющих от смазочного масла и охлаждающей жидкости используют антифрикционные пастообразные эпоксидные компаунды (см. рис. 5.3, г). Смазочные канавки на горизонтальных направляющих из наполненного фторопласта выполняют тех же конфигураций, что и на чугунных. Чаще всего используют поперечные канавки с подводом масла в каждую из них (см. рис. 5.3, а). Ширину канавки b выбирают в зависимости от ширины направляющей c :

c , мм	20...30	30...40	40...60	60...100	100...200	200...300
b , мм	4	6	8	10	18	25

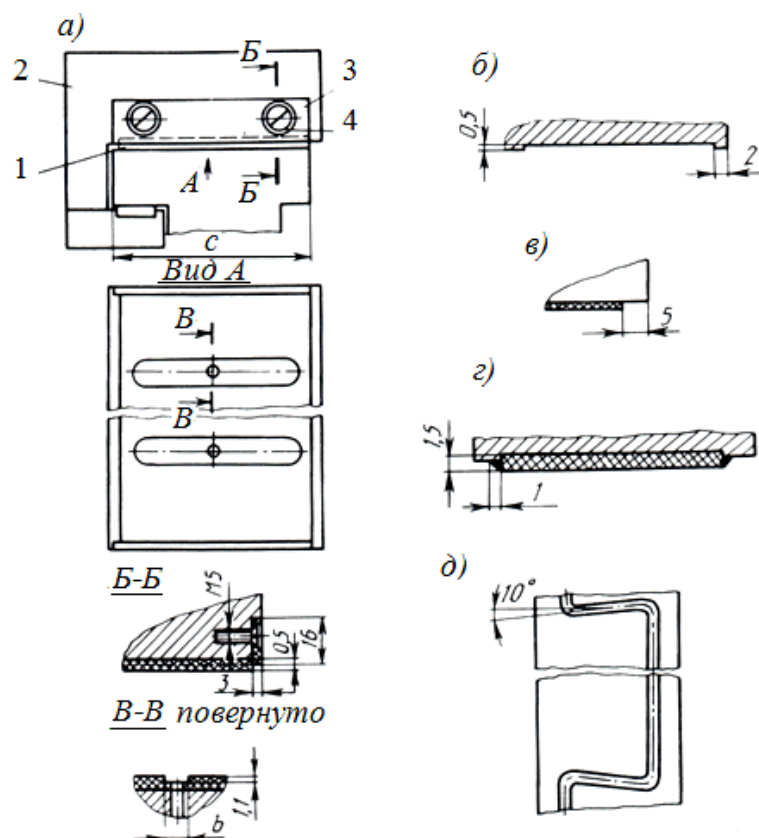


Рис. 5.3. Конструкции накладных направляющих из наполненного фторопласта

На направляющих узлов, перемещающихся вертикально, смазочную канавку изготавливают S-образной формы (см. рис. 5.3, д); с целью лучшего удержания масла поперечные ее участки делают с небольшим наклоном.

5.2.2. Расчет направляющих

В результате расчета находят размеры направляющих, удовлетворяющие критериям износостойкости и жесткости. По требованию износостойкости ограничивают допустимые давления на рабочих гранях направляющих, а по требованию жесткости лимитируют контактные деформации. Давления на рабочих поверхностях направляющих определяют приближенным методом, справедливым для тех случаев, когда собственная жесткость сопряженных базовых деталей существенно больше контактной жесткости направляющих. При этом предполагают, что по длине направляющих давление в контакте изменяется линейно, а по ширине остается постоянным.

Методику расчета направляющих на износостойкость рассмотрим применительно к прямоугольным направляющим. Ширина их рабочих граней на рис. 5.4 обозначена буквами a , b , c , расстояние между середи-

Расчетную схему изображают для подвижного узла при действии на него всех сил: составляющих силы резания, массы узла, тяговой силы, реакций на рабочих гранях направляющих и соответствующих сил трения.

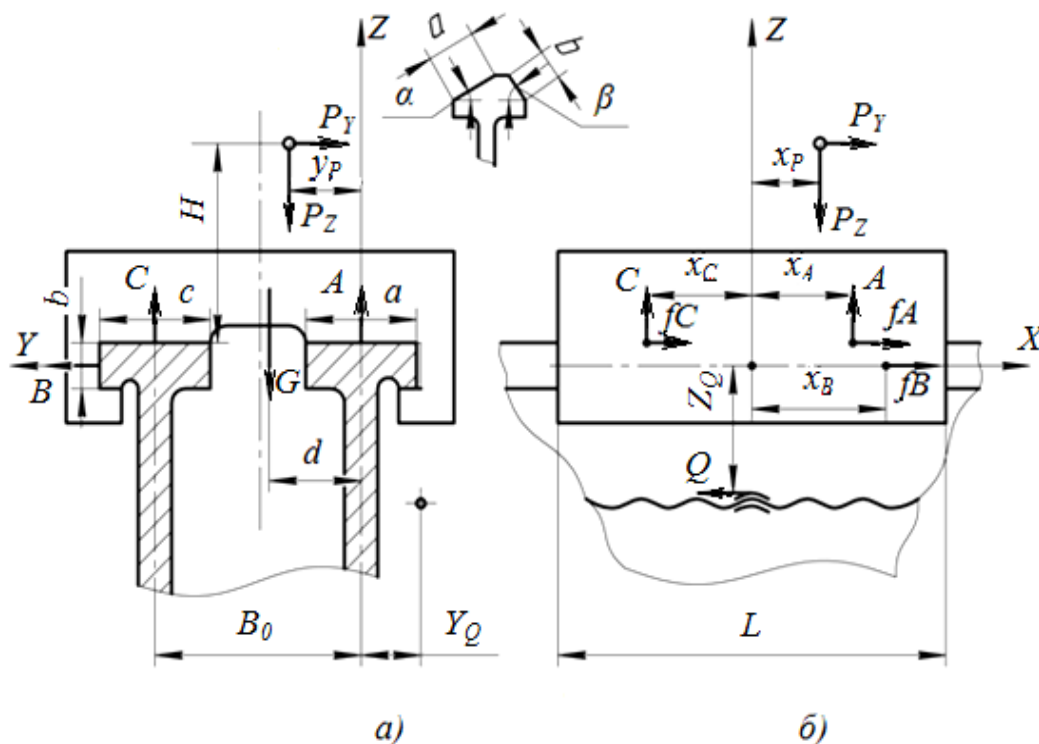


Рис. 5.4. Расчетная схема направляющих смешанного трения

По расчетной схеме и выбранной системе координат составляют уравнения равновесия подвижного узла (рис. 5.4, *а*) и привода с ходовым винтом (рис. 5.4, *б*).

$$\left. \begin{aligned} \sum_x &= 0; \quad P_x + f(A + B + C) - Q = 0; \\ \sum_y &= 0; \quad B - P_y = 0; \\ \sum_z &= 0; \quad A + C - P_z - G = 0; \\ \sum M_x &= 0; \quad P_z y_p + Gd - CB_0 - P_y H = 0; \\ \sum M_y &= 0; \quad -P_x H - P_z x_p - Cx_a + Ax_A - Qz_Q = 0; \\ \sum M_z &= 0; \quad P_x y_p + P_y x_p - Qy_Q - Bx_B + fB \left(B_0 + \frac{C}{2} \right) + fCB_0 = 0. \end{aligned} \right\} \quad (5.1)$$

В системе уравнений семь неизвестных $A, B, C, x_A, x_B, x_C, Q$.

Из первых четырех уравнений определяем реакции на гранях направляющих и тяговую силу:

$$\left. \begin{aligned} A &= P_Z + G - \frac{P_Z y_p + Gd}{B_0}; \\ B &= P_Y; \\ C &= \frac{P_Z y_p + Gd}{B_0}; \\ Q &= P_X + f (P_Z + P_Y + G) \end{aligned} \right\} \quad (5.2)$$

Реакции на гранях направляющих позволяют определить величину средних давлений:

$$\left. \begin{aligned} P_A &= \frac{A}{aL}; \\ P_B &= \frac{B}{bL}; \\ P_C &= \frac{C}{cL} \end{aligned} \right\} \quad (5.3)$$

Для определения максимальных значений давлений необходимо предварительно найти координаты равнодействующей x_A , x_B , x_C . Для этого к оставшимся неиспользованными двум последним уравнениям равновесия составляют дополнительное уравнение перемещений. Предполагаем, что момент внешних сил относительно оси Y равен моменту от реакций в направляющих:

$$P_Z x_p + P_X \cdot H + Q z_a = A x_A + C x_C. \quad (5.4)$$

А также считаем, что момент внешних сил распределяется между двумя направляющими пропорционально их жесткости, т. е. пропорционально ширине:

$$\frac{A x_A}{C x_C} = \frac{a}{c}. \quad (5.5)$$

Полученное уравнение (5.5) вместе с двумя уравнениями равновесия позволяет определить координаты x_A , x_B , x_C . Если одна из направляющих треугольная, то ее заменяют в уравнении (5.5) плоской призматической направляющей с приведенной шириной

$$d = a \cos^2 \alpha + b \cos \beta, \quad (5.6)$$

где α , β – углы наклона рабочих граней треугольной направляющей.

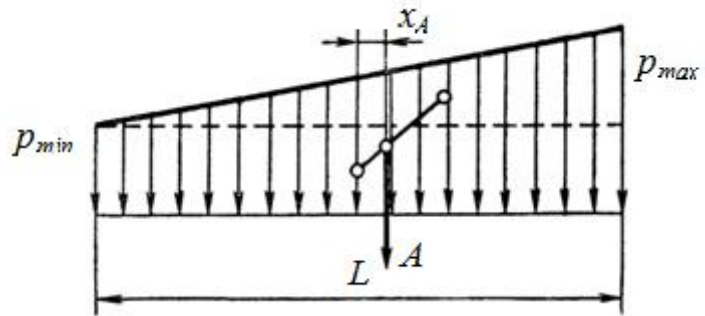


Рис. 5.5. Распределение давлений по длине рабочей поверхности направляющих

Максимальные давления (рис 5.5) на рабочих гранях направляющих определяют по формуле, связывающей давления с равнодействующей и координатой ее приложения,

$$p_{\max A} = \frac{A}{aL} \left(1 + \frac{6x_A}{L} \right); \quad (5.7)$$

$$p_{\max B} = \frac{B}{bL} \left(1 + \frac{6x_B}{L} \right); \quad (5.8)$$

$$p_{\max C} = \frac{C}{cL} \left(1 + \frac{6x_C}{L} \right). \quad (5.9)$$

Если в формуле (5.7) $x_A = 0$, то распределение давлений вдоль направляющей равномерное. При $0 < x_A < \frac{L}{6}$ получается трапецеидальный закон распределения давлений, а при $x_A = \frac{L}{6}$ давления распределяются по треугольнику. Когда $x_A > \frac{L}{6}$, рабочая грань направляющей нагружена не по всей длине, а нагрузка действует на нижнюю планку.

Считается, что износостойкость направляющих будет достаточной, когда при малой скорости скольжения максимальное давление не выше 2,5...3 МПа, при большой скорости – не выше 1...1,2 МПа. Допустимое среднее давление равно половине допустимого максимального, для направляющих прецизионных и тяжелых станков – 0,1...0,2 МПа.

Расчет направляющих на жесткость включает определение контактных деформаций их рабочих граней. Предполагается, что деформации пропорциональны давлениям p на гранях:

$$\delta = kp, \quad (5.10)$$

где k – коэффициент контактной податливости, который устанавливают экспериментально или ориентировочно принимают $k = 10 \text{ мкм} \cdot \text{мм}^2/\text{Н}$.

Контактные деформации приводят к точке приложения сил резания (рис. 5.6) и учитывают по тем направлениям, которые влияют на точность обработки. Поперечное смещение инструмента относительно детали (в направлении оси Y) образуется за счет поперечного и углового перемещений подвижного узла.

$$\delta = kp_B + k \frac{P_A - P_C}{B_0} \text{ Н} \cdot \text{мкм}, \quad (5.11)$$

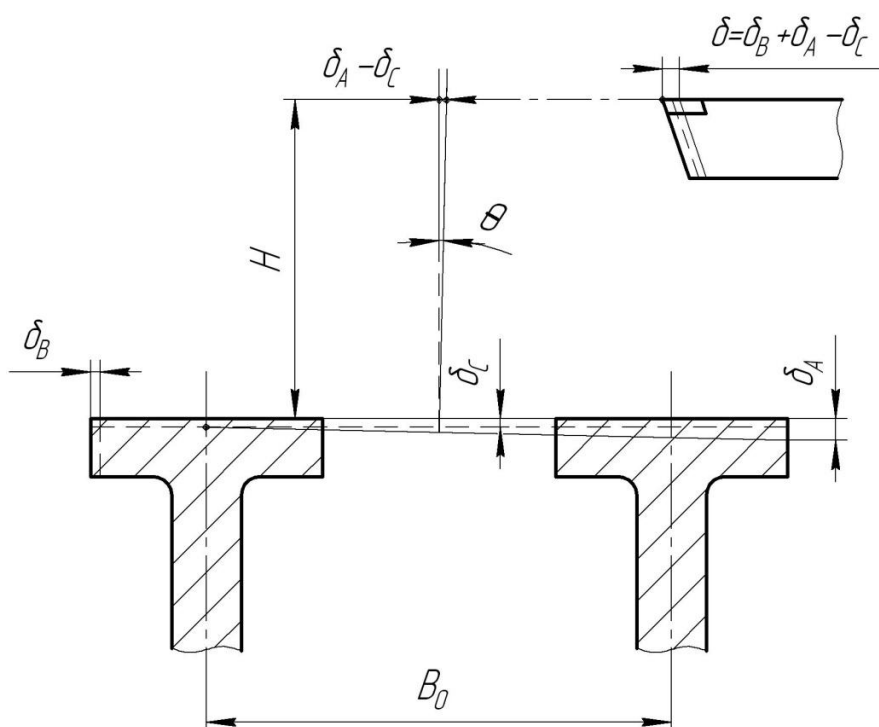


Рис. 5.6. Расчетная схема жесткости направляющих

Упругие перемещения на направляющих входят как составляющая часть в общее упругое перемещение всей несущей системы и лимитируют их требования к точности обработки.

5.3. Гидродинамические направляющие

Создание жидкостного трения, основанного на гидродинамическом эффекте, в направляющих прямолинейного и кругового движений возможно только при достаточно больших скоростях в приводах главного движения.

Гидродинамические направляющие имеют клиновые скосы и поперечные канавки для их разделения (см. рис. 5.7).

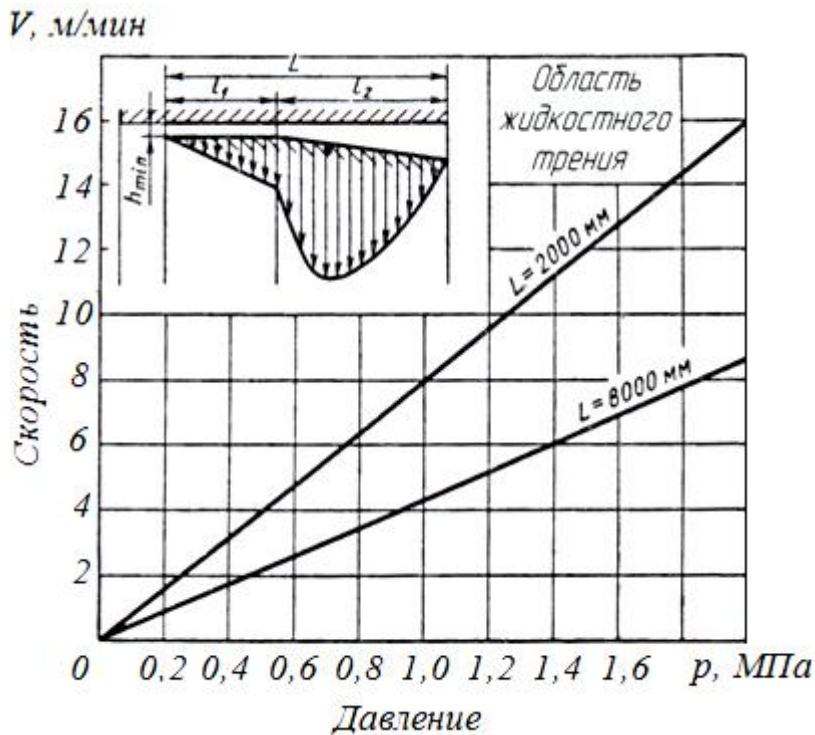


Рис. 5.7. Гидродинамические направляющие

Критическое значение скорости, необходимое для создания гидродинамического эффекта,

$$V \geq 2,4 \cdot 10^7 \frac{Ph_{\min}^2}{\mu L^2 B} \text{ м/с}, \quad (5.12)$$

где P – общая нагрузка на направляющую, h_{\min} – минимальная толщина смазочного слоя (принимают в пределах 0,06–0,01 мм); μ – динамический коэффициент вязкости, МПа·с; L , B – соответственно длина и ширина направляющей, мм.

Условие (5.12), обеспечивающее жидкостное трение на основе гидродинамического эффекта, представлено на рис. 5.7 для оптимальных геометрических параметров направляющей.

Существенным недостатком гидродинамических направляющих является нарушение жидкостного трения в периоды разгона и торможения, а также сложности в подборе параметров геометрии клинового скоса для большого диапазона скоростей и нагрузок.

5.4. Гидростатические направляющие

Гидростатические направляющие широко используются в станках в силу ряда достоинств: высокие демпфирующие свойства, равномерность и высокая чувствительность точных исполнительных движений, режим жидкостного трения обеспечивается при любых скоростях (и в связи с этим полностью устраняется износ). К недостаткам гидростатических направляющих следует отнести громоздкость гидросистемы, необходимость хорошей фильтрации масла, тщательный уход, трудности с надежной фиксацией перемещаемого узла.

Гидростатические направляющие бывают разомкнутыми (рис. 5.8, а) и замкнутыми (рис. 5.8, б).

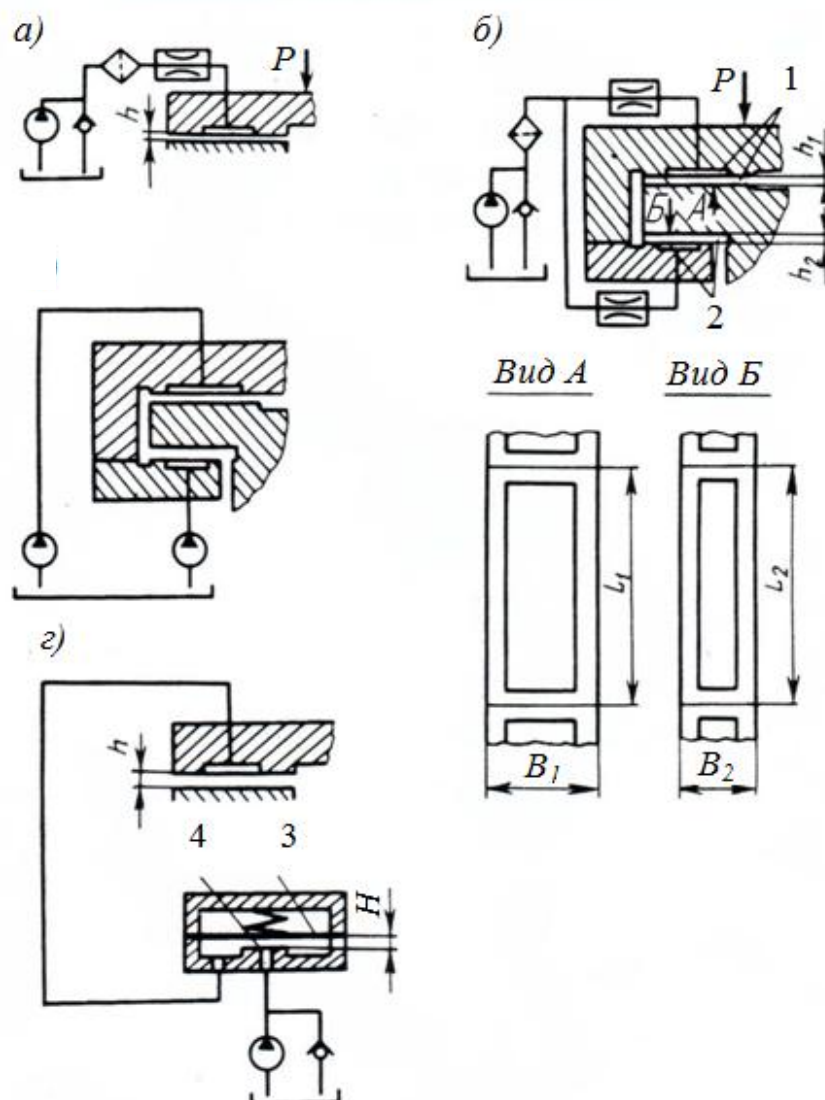


Рис. 5.8. Гидростатические направляющие

Масло под давлением подается через дроссель в карманы на направляющих, оттуда оно вытекает наружу, преодолевая при этом сопротивление в зазорах. В разомкнутых направляющих с увеличением нагрузки P зазор h уменьшается, а давление масла в нем возрастает. В результате новая нагрузка уравнивается возросшим давлением масла. При замкнутых направляющих давлением в зазоре h_1 компенсируются нагрузка и давление в зазоре h_2 .

Незамкнутые направляющие применяются при достаточно большой начальной нагрузке и при незначительном ее изменении в процессе работы станка (не более чем в 2 раза). В остальных случаях следует применять замкнутые направляющие.

Гидростатические направляющие обычно выполняются простой и технологичной прямоугольной формы.

Масло к направляющим подводится разными способами: через дроссели, установленные перед каждым карманом (питание с дроссельным регулированием); от отдельных насосов для каждого кармана (питание по схеме насос-карман); через автоматические регуляторы подачи. Для направляющих с системой питания по схеме насос-карман (рис. 5.8, *в*) или с системой, содержащей один насос и делитель потока (рис. 5.8, *б*), характерна повышенная жесткость масляного слоя. Такими системами оснащают тяжелые станки (карусельные, продольно-фрезерные). Высокую жесткость и постоянную толщину масляного слоя обеспечивает автоматический регулятор давления, в качестве которого используют мембранный регулятор (рис. 5.8, *г*). Зазор H между соплом 4 и мембраной 3 и сопротивление регулятора изменяются в зависимости от толщины h масляного слоя в направляющих. Применение подобных регуляторов в системе питания незамкнутых направляющих позволяет изменять внешнюю нагрузку до 5 раз.

Карманы на направляющих подвижного узла выполняют в виде канавок. На узкой направляющей делают одну канавку (рис. 5.9, *а*), на широкой – несколько параллельных (рис. 5.9, *б*, *г*). При $l/b > 4$ продольные канавки соединяют поперечными (рис. 5.9, *в*). Размеры карманов приведены в табл. 11.7 [12]. Число карманов оказывает влияние на работоспособность направляющих. Для направляющих до 200 мм рекомендуется 2–4 кармана.

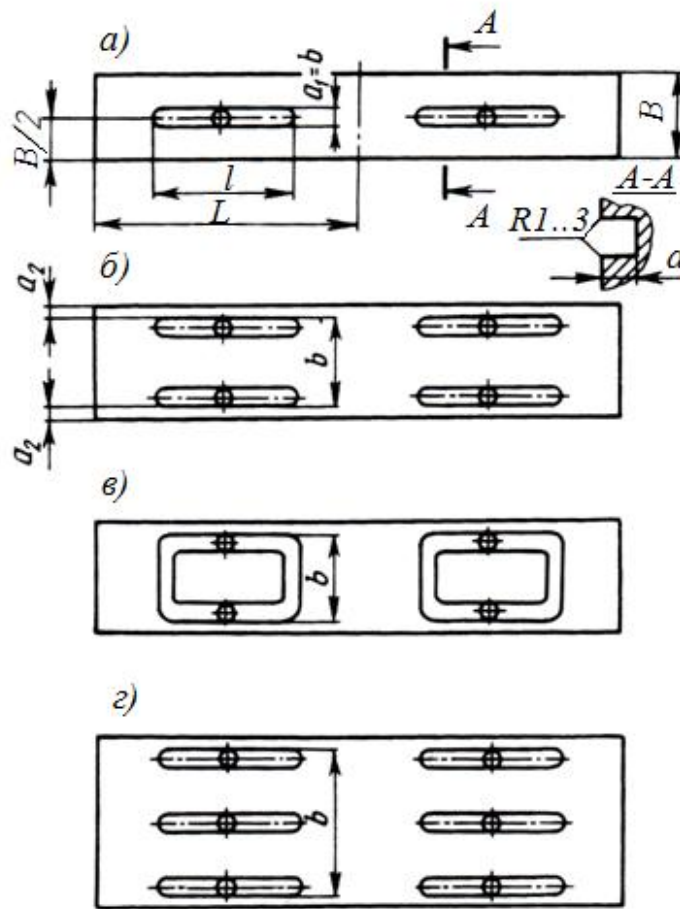


Рис. 5.9. Карманы гидростатических направляющих

5.4.1. Расчет направляющих

Рассчитывая направляющие, определяют нагрузочную способность и жесткость направляющих.

Для незамкнутых направляющих при питании по схеме насос-карман (см. рис. 5.8, а) справедливо выражение нагрузочной способности:

$$P = p_K F_0, \quad (5.13)$$

где p_K — давление в кармане; $F_0 = c_F F$ — эффективная площадь, учитывающая падение давления в щелевом зазоре.

Коэффициент c_F определяют в зависимости от формы направляющих и кармана.

Для симметричной прямоугольной направляющей

$$c_F = \frac{1}{6LB} (2LB + LB + 2lb + Lb), \quad (5.14)$$

где L, B – соответственно длина и ширина направляющей; l, b – соответственно длина и ширина кармана.

Постоянный расход смазки Q , протекающей через зазор, связан с давлением в кармане и сопротивлением щели R :

$$Q = \frac{P_K}{R}, \quad (5.15)$$

причем сопротивление щели может быть представлено в виде

$$R = \frac{\mu}{h^3} c_q, \quad (5.16)$$

где μ – динамический коэффициент вязкости; h – величина зазора; c_q – коэффициент, зависящий от формы направляющей и кармана.

Для прямоугольного кармана

$$c_q \approx 0,5 \cdot 10^{-9} \frac{(B-b)(L-l)}{l(L-l) + b(B-b)}. \quad (5.17)$$

С учетом выражений (5.15) и (5.16) нагрузочную способность гидростатической направляющей можно привести к виду

$$P = \frac{Q\mu F c_F c_q}{h^3} = \frac{c_p}{h^3}. \quad (5.18)$$

Жесткость незамкнутой направляющей с постоянным расходом

$$j = \frac{dP}{dh} = -3 \frac{P}{h}, \quad (5.19)$$

причем знак минус означает, что с увеличением нагрузки зазор уменьшается.

Демпфирование в гидростатических направляющих выше, чем в направляющих всех других типов, и характеризуется силой сопротивления, возникающей при сближении поверхностей с некоторой постоянной скоростью. Для прямоугольных направляющих с карманом демпфирующая сила

$$P = \frac{\mu L}{h^3} (B^3 - b^3) \frac{dh}{dt}, \quad (5.20)$$

где L, B – соответственно длина и ширина направляющей; b – ширина кармана (канавки); h – начальная (средняя) величина зазора.

5.5. Аэростатические направляющие

В аэростатических направляющих в качестве разделительной среды между поверхностями скольжения используют воздух, вследствие чего появляется много отличительных особенностей. Отпадает необходимость в уплотнениях и магистралях сбора рабочего тела (воздуха); вследствие меньшей вязкости воздуха (более, чем в 1000 раз меньше вязкости масла) сила трения ничтожна мала; в этих направляющих возможно появление вибраций (типа пневмомолотка) из-за сжимаемости воздуха; требуется применение воздухоосушителей, водоотделителей и коррозиостойких материалов; из-за низкой вязкости воздуха невозможно создать высокие давления на направляющих, поэтому несущая способность их во много раз ниже, чем гидростатических направляющих.

Конструктивное оформление аэростатических направляющих (рис. 5.10) основано на разделении всей рабочей поверхности на несколько карманов с независимым подводом и распределением воздуха.

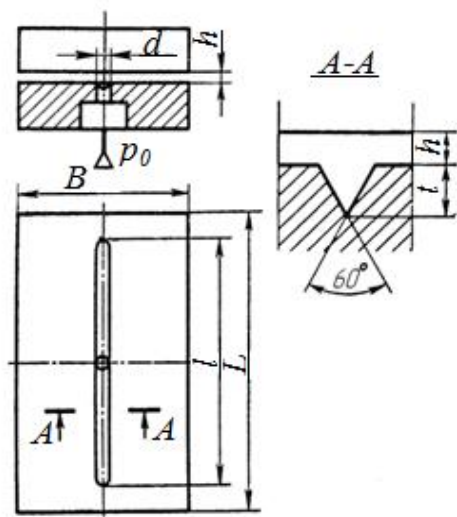


Рис. 5.10. Аэростатическая опора

Карманы и распределительные канавки следует делать небольшими по объему из-за опасности потери устойчивости и самовозбуждения интенсивных колебаний. Обычно применяют микроканавки треугольного профиля и малой глубины, соответствующей условию обеспечения устойчивости, когда объем воздуха в канавке в 4–5 раз меньше объема воздуха в щели

$$t \leq \sqrt{0,7Bh}, \quad (5.21)$$

где B – ширина опоры; h – толщина щели.

При значительной ширине опоры используют микроканавки замкнутой формы, как в гидростатических опорах (см. рис. 5.9). Воздух через дросселирующее отверстие ($d = 0,2 \dots 0,8$ мм) подводится к центру микроканавки под избыточным давлением $0,4 \dots 0,5$ МПа от пневмосети, зазор в направляющих в пределах $0,01 \dots 0,025$ мм.

Нагрузочная способность аэростатических опор определяется на основе закона распределения давлений в зазоре. Условие неразрывности воздушного потока и допущение, что истечение происходит только в

поперечном направлении, позволяет определить подъемную силу опоры с одной канавкой

$$P = Blf_p(k), \quad (5.22)$$

где $f_p(k)$ – коэффициент, зависящий от характеристики опоры,

$$k = 17,3 \frac{l^2 h^3}{Bt^4}. \quad (5.23)$$

Коэффициент $f_p(k)$ при расчете нагрузочной способности назначают в зависимости от характеристики k и подводимого в канавку давления p_k (рис. 5.11).

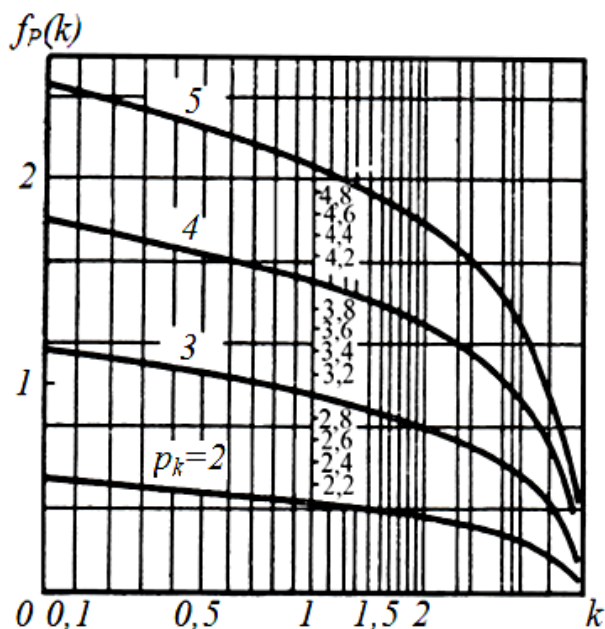


Рис. 5.11. Коэффициент нагрузочной способности аэростатической опоры

По условию устойчивости характеристику опоры k следует ограничивать интервалом значений

$$0,3 < k < 2.$$

Жесткость незамкнутых аэростатических опор и направляющих выражается также через характеристику k опоры.

$$j = \frac{Bl}{h} f_j(k, p_0), \quad (5.24)$$

где $f_j(k, p_0)$ – коэффициент жесткости, который приблизительно равен $0,5p_0$.

Диаметр дросселирующего отверстия d при проектировании и расчете можно брать равным глубине канавки и определять по формуле (5.21).

В промышленности аэростатические направляющие применяют достаточно редко. Область их использования ограничена метрологическими машинами и приборами, узлами металлорежущих станков, которые во время перемещения не нагружаются силой резания (направляющие вертикально-сверлильных станков, задних бабок токарных станков, поворотные столы расточных станков и т. п.). Такие опоры незаменимы в высокоточных станках (алмазно-фрезерных и им подобных), поскольку позволяют повысить точность благодаря большому редуцирующему

эффекту (он позволяет уменьшить влияние погрешностей изготовления деталей опоры на траекторию перемещения в 10–20 раз), а также стабильному тепловому режиму.

На рис. 5.12 показан фрагмент транспортной системы ГПС «Призма 2» (фирма FRITZ HECKERT, Германия) для перемещения спутника 3 с заготовками 2, массой до 1600 кг. Спутники установлены на аэроэластических направляющих 1, воздух в которые подается через сопла, находящиеся в данный момент под спутниками (сопла подключаются в работу самим перемещающимся спутником). Спутники перемещаются от линейных электродвигателей с ротором 4 и статором 5.

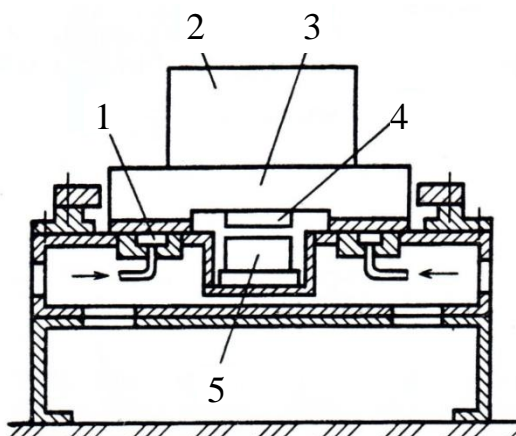


Рис 5.12. Транспортное устройство с линейным электродвигателем для транспортирования деталей на столах-спутниках

Обязательным условием нормальной работы аэроэластических направляющих является надежная очистка сжатого воздуха от пыли, воды и масла: загрязнение воздуха приводит к сильному засорению дросселей, содержащаяся в воздухе вода способствует коррозии деталей. А пыль, вода и масло создают на рабочих поверхностях пленку, которая препятствует нормальному течению воздуха. Обычно предусматривают

предварительную и тонкую фильтрацию воздуха на специальных станциях подготовки воздуха.

5.6. Направляющие качения

Направляющие качения характеризуются малой силой трения (10...40 Н) и ее независимостью от скорости рабочего органа, благодаря этому обеспечивается равномерность медленных движений, снижение мощности привода подач и высокая скорость позиционирования (зона нечувствительности направляющих качения по сравнению с парой трения чугун-чугун снижается в 10–12 раз). Для направляющих качения характерна высокая долговечность, так как при хорошей защите их износ на порядок ниже, чем износ направляющих смешанного трения. К недостаткам направляющих качения относятся низкое демпфирование в направлении движения при малых скоростях движения и сравнительно высокая стоимость.

Направляющие качения применяют в многоцелевых станках, станках с ЧПУ высокой точности малых и средних размеров, круглошлифовальных, бесцентрово-шлифовальных станках.

Конструкции направляющих. В конструкцию направляющих входят закаленные планки, прикрепляемые к столу и станине, тела качения (шарики или ролики), сепараторы, устройства для создания предварительного натяга и защиты направляющих от загрязнений.

Существуют направляющие без циркуляции тел качения и с циркуляцией тел качения. Направляющие без циркуляции тел качения применяются при небольшой длине хода узла (до 1 м) (рис. 5.13). Направляющие с циркуляцией тел качения применяют при большой длине хода по сравнению с длиной прилегания (длиной подвижного узла) и при значительных нагрузках (см. рис. 5.14).

Направляющие бывают незамкнутыми и замкнутыми. Незамкнутые направляющие качения могут быть только горизонтальными (рис. 5.13, а, б). Замкнутые направляющие (рис. 5.13, в-е) сложнее и дороже незамкнутых, однако благодаря создаваемому натягу обладают высокой точностью и жесткостью. Они могут быть не только горизонтальными, но и вертикальными и наклонными.

Конструктивные формы направляющих используют те же исходные профили, которые применяют для направляющих скольжения (см. рис. 5.1). Различные варианты конструкции получают не только в результате сочетаний основных форм рабочих граней направляющих, но и варьированием тел качения.

Шариковые направляющие со встречными призмами (рис. 5.13, в) отличаются простотой конструкции, однако не могут воспринимать больших нагрузок и легко повреждаются в результате перетяжки элементов, регулирующих натяг. Направляющие типа «ласточкин хвост» (рис. 5.13, г) по сравнению с другими имеют более высокую жесткость, хорошо регулируются, но сложны в изготовлении, применяются при малой и средней массе подвижного узла. Прямоугольные роликовые направляющие (рис. 5.13, д) просты по конструкции и в изготовлении, имеют высокую жесткость в горизонтальной плоскости. Они применяются при средней массе подвижного узла и большом опрокидывающем моменте.

Ролики в призматических направляющих (рис. 5.13, е) из-за малого диаметра могут проскальзывать, что приводит к повышенной силе трения. На работоспособности направляющих существенно сказываются погрешности узлов призм.

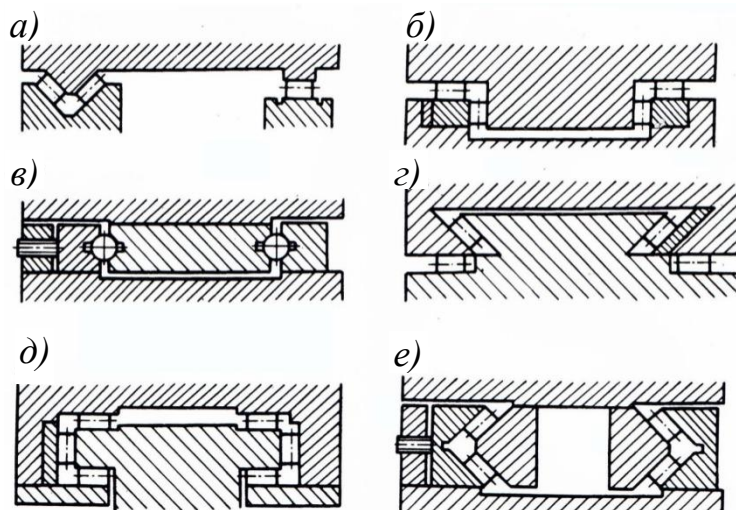


Рис. 5.13. Направляющие без циркуляции тел качения

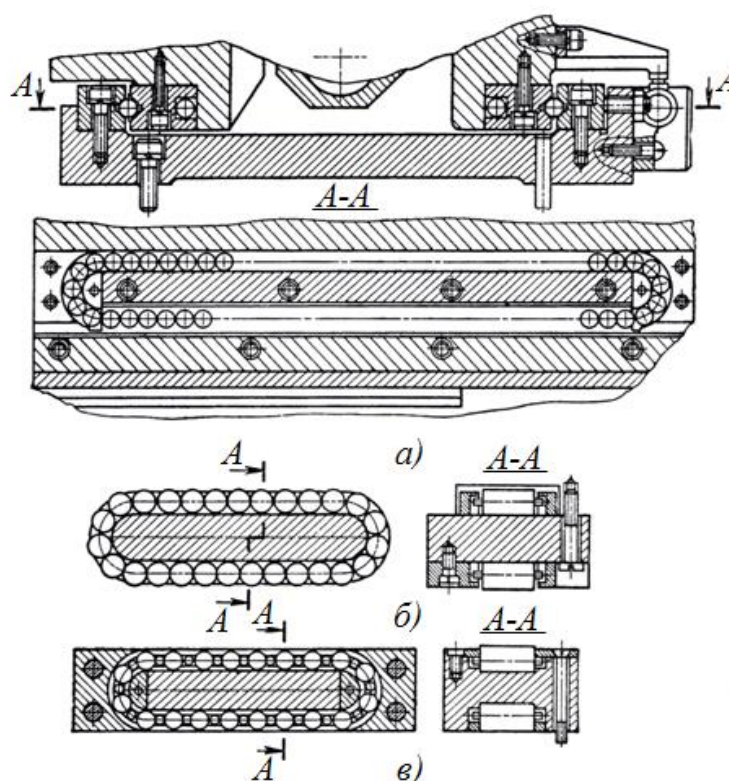


Рис. 5.14. Направляющие с циркуляцией тел качения:
а – шариковые; б, в – роликовые

Шариковые или роликовые направляющие выбирают в зависимости от нагрузки. Для роликовых направляющих допустимая нагрузка в 20–30 раз больше, чем для шариковых. При больших нагрузках используют направляющие в виде накладных планок из закаленной цементуемой стали 20Х, а при малых – как стальные, так и чугунные.

В качестве сепараторов применяются штампованные стальные пластины с прямоугольными или круглыми гнездами, стальные составные пластины, роликовые цепи.

Направляющие смазываются пластичным смазочным материалом или масляным туманом. Для защиты от загрязнений применяют лабиринтные уплотнения, расположенные вдоль них (рис. 5.15, а, б). Со стороны торцов к столу прикрепляют щитки или стальные ленты (рис. 5.15, в).

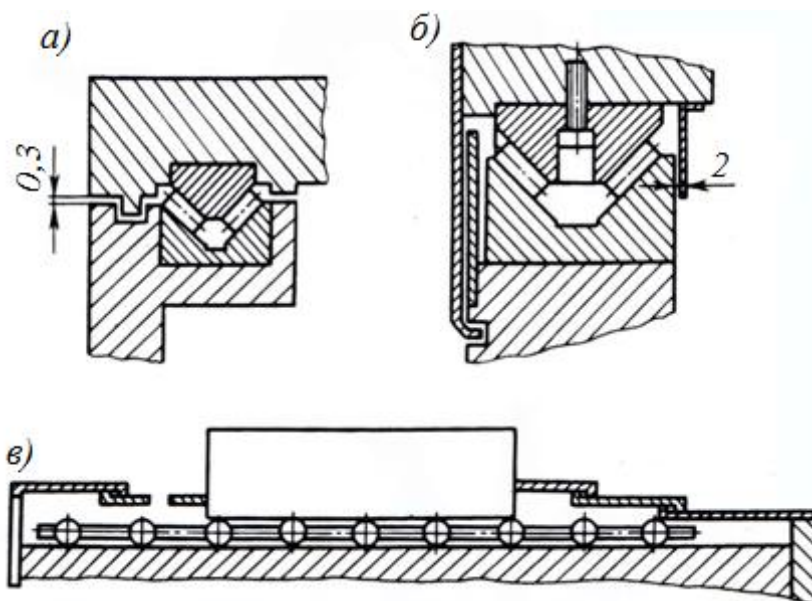


Рис. 5.15. Устройства для защиты направляющих качения

5.6.1. Конструирование и расчет направляющих

Расчет направляющих качения предусматривает проверку по предельно допустимой нагрузке (исходя из прочности поверхностного слоя и отсутствия пластических деформаций на площадках контакта), определение упругих перемещений и уточнение величины предварительного натяга. Сначала определяют диаметр и число тел качения, исходя из зависимостей между ними, учитывая давление в контакте и жесткость, затем принятые параметры проверяют расчетом.

При увеличении диаметра шариков давление в контакте уменьшается, жесткость и износостойкость направляющих возрастают. С увеличением диаметра роликов жесткость не изменяется, но износостойкость улучшается. Поэтому рекомендуется применять тела качения большого диаметра – 8...10 мм, а иногда и до 25 мм. Игольчатые направляющие используют редко и только при малых нагрузках и невысоких требованиях к их жесткости.

С увеличением числа тел качения z снижается нагрузка на одно тело, повышается жесткость направляющих. Но при большом числе многие из них вследствие погрешностей изготовления оказываются ненагруженными или недогруженными. Для загрузки всех или почти всех тел качения внешней силой необходимо соблюдать условия:

$$z \leq \frac{P}{9,5\sqrt{d}}; \quad z \leq \frac{P}{4b}, \quad (5.25)$$

где d – диаметр шарика, мм; P – внешняя сила, Н; b – длина ролика, мм.

Число тел качения в одном ряду на направляющей не должно быть меньше 12–16, так как с их уменьшением усиливается копирование исходных погрешностей по длине направляющих, и снижается точность движения.

После того как разработана конструкция направляющих с учетом приведенных рекомендаций, принятые конструктивные параметры проверяют расчетом. Нагрузку, действующую на наиболее нагруженный шарик или ролик, определяют методом, применяемым при расчете направляющих смешанного трения. Тела качения условно заменяют сплошным упругим основанием, для которого определяют максимальное давление p_{\max} . Наибольшая расчетная нагрузка на шарик –

$$P = dtp_{\max}, \quad (5.26)$$

на ролик –

$$P = btp_{\max}, \quad (5.27)$$

где d – диаметр шарика, см; t – шаг расположения шариков или роликов; p_{\max} – максимальное давление в контакте Н/см²; b – длина ролика, см.

Допускаемая по контактным напряжениям нагрузка на шарик –

$$P_d = kd^2, \quad (5.28)$$

на ролик –

$$P_d = kbd, \quad (5.29)$$

где k – условное напряжение, Н/см² (табл. 5.1); d и b – в см.

Таблица 5.1

Тела качения	$k, \text{Н/см}^2$	
	Для стальных закаленных направляющих (60...62 HRC _Э)	Для чугунных направляющих (200 HB)
Шарики	60	2
Ролики:		
• короткие;	2 000	200
• длинные	1 500	150

Упругие перемещения в направляющих качения определяют с учетом зависимостей, описывающих контактные деформации при применении шариков и роликов,

$$\delta = C_{\text{ш}} P_{\text{ш}}; \quad \delta = C_p q, \quad (5.30)$$

где $C_{\text{ш}}, C_p$ – коэффициенты податливости [10]; $P_{\text{ш}}$ – нагрузка на шарик; q – нагрузка, приходящаяся на единицу длины ролика.

Расчет предварительного натяга основан на том, что усилие предварительного натяга должно обеспечивать достаточное повышение жесткости, но не должно превышать допустимых предельных нагрузок.

Минимальное значение натяга должно быть больше накопленной на длине хода погрешности направляющих и, как правило, для прецизионных станков не менее 2–3 мкм. Кроме того, нагрузка от натяга на наименее нагруженное тело не должна сниматься при приложении внешней нагрузки. Максимальное значение натяга принимают таким, чтобы суммарная от натяга и внешней нагрузки сила, действующая на наиболее нагруженное тело, не превысила предельной допустимой (по условиям (5.28) и (5.29)) нагрузки.

5.7. Комбинированные направляющие

Использование в одной конструкции различных типов направляющих позволяет полнее реализовать их положительные свойства.

Направляющие смешанного трения могут быть разгружены от лишних сил опорами качения или противодавлением масла, благодаря этому обеспечивается их достаточно высокая долговечность, жесткость и надежная фиксация подвижных узлов при перестановках.

Разгрузку направляющих смешанного трения осуществляют вспомогательными катками в виде комплектных подшипников качения на неподвижных осях (рис. 5.16). Регулирующими устройствами можно распределять общую нагрузку между основной направляющей смешанного трения и вспомогательной направляющей качения.

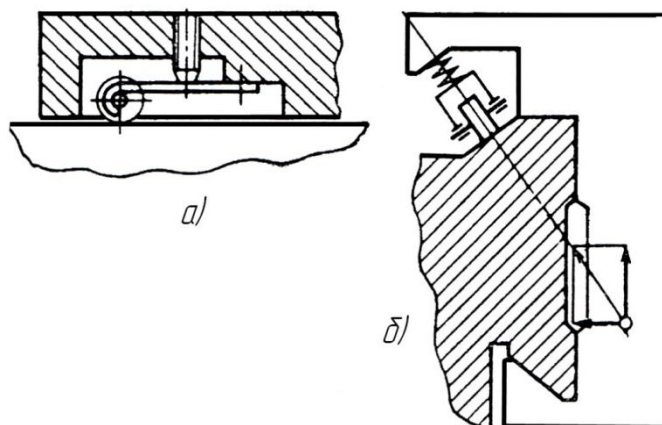


Рис. 5.16. Схемы комбинированных направляющих с разгрузкой подпружиненными катками:
а – при вертикальной нагрузке; *б* – при комбинированной нагрузке

Общая сила трения в комбинированных направляющих смешанного трения качения

$$T = T_0 + f_{ck} N_1 + \frac{f_k}{r} N_2, \quad (5.31)$$

где $T_0 \approx 5\text{Н}$ – начальная сила трения качения; f_{ck} – коэффициент трения скольжения (для чугуна $f_{ck} = 0,1\text{--}0,25$); f_k – коэффициент трения качения (для чугуна $f_k = 0,0025$ см, для стали $f_k = 0,001$ см); N_1 и N_2 – доли общей нагрузки, воспринимаемые соответственно направляющими смешанного трения и качения, Н; r – радиус тел качения, см.

Последним членом в формуле (5.31) при неполной разгрузке пренебрегают.

Для ответственных направляющих весьма эффективна **гидроразгрузка** направляющих смешанного трения за счет подачи в разгружающие карманы смазочной жидкости под давлением. Подбором соответствующего давления масла можно существенно уменьшить коэффициент трения, обеспечить высокую долговечность направляющих, избежать всплывания, которое имеет место в гидростатических направляющих, обеспечить высокую контактную жесткость и надежную фиксацию узла после перестановки.

Трение в направляющих с гидроразгрузкой

$$T = f P_N \left(1 - \frac{P_0}{P_N} \right), \quad (5.32)$$

где P_N – сила, нормальная к поверхности направляющей; f – коэффициент смешанного трения; P_0 – сила гидроразгрузки.

Силу гидроразгрузки определяют так же, как и для гидростатических направляющих, по формуле

$$P_0 = p_k F c_F, \quad (5.33)$$

где p_k — давление масла в карманах; F — площадь опоры; c_F — коэффициент, учитывающий распределение давлений в зазоре (для прямоугольной опоры с двумя канавками $c_F = 0,5$).

Силу разгрузки обычно принимают $P_0 = 0,7P_N$.

На рис. 5.17 приведена принципиальная схема гидроразгрузки направляющих.

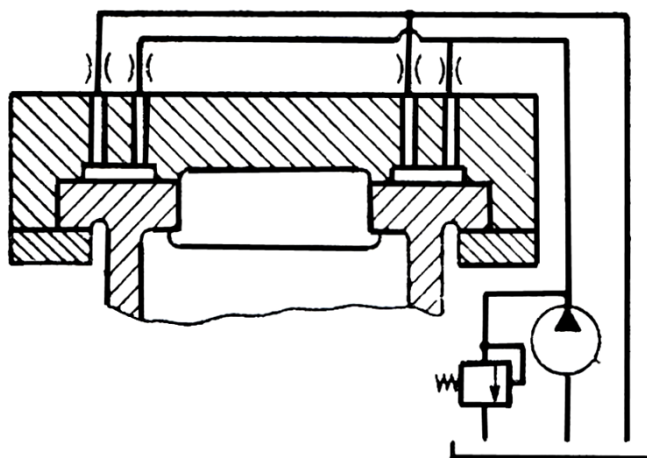


Рис. 5.17. Направляющие с гидроразгрузкой

Дроссели на входе и выходе в каждый карман необходимы при значительных перекашивающих моментах для индивидуальной настройки давления масла в каждом кармане. При постоянной и равномерной по длине направляющей нагрузке, как это имеет место в горизонтальных направляющих под действием собственного веса, дроссели не нужны.

6. ТЯГОВЫЕ УСТРОЙСТВА ДЛЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ РАБОЧИХ ОРГАНОВ СТАНКОВ

6.1. Назначение и основные виды тяговых устройств

Тяговые устройства предназначены для перемещения подвижных узлов станка вдоль направляющих. Они являются последним звеном кинематической цепи привода подач и вспомогательных движений, а в некоторых случаях и привода главного движения (строгальные, долбежные и протяжные станки).

В большинстве случаев тяговые устройства перемещают узлы станка вдоль направляющих прямолинейного движения. Требования, предъявляемые к тяговым устройствам, связаны главным образом с требованиями к точности движения узлов станка и перечислены ниже:

- 1) обеспечение заданного закона изменения скорости движения или заданного пути перемещения, в подавляющем большинстве у станков необходимо поддерживать постоянную скорость движения;
- 2) высокая чувствительность, т. е. способность осуществлять перемещение на малой длине пути;
- 3) быстроедействие всего привода, которое в значительной степени зависит от инерционных и упругих свойств тягового устройства;
- 4) жесткость тягового устройства является одним из важнейших параметров, влияющих на статические и динамические характеристики станка;
- 5) отсутствие зазоров, особенно в тех случаях, когда по характеру движения или действию внешней силы имеет место раскрытие этих зазоров.

В зависимости от того, какие из указанных требований оказываются наиболее важными, в станках используют различные тяговые устройства: механические, электромагнитные, гидравлические и пневматические.

Механические тяговые устройства преобразуют вращательное движение электродвигателя в прямолинейное движение узла станка вдоль направляющих. Наибольшее распространение в приводе станков получили механические тяговые устройства в виде передач винт-гайка, червяк-рейка, зубчатое колесо-рейка, а также кулачковые, кривошипно-шатунные, ленточные и некоторые другие механизмы.

Электромагнитные тяговые устройства встречаются в станках пока сравнительно редко, поскольку они способны создать лишь небольшую величину тяговой силы. Из электромагнитных тяговых уст-

роЙств получили применение такие: в виде линейно-развернутого электродвигателя, соленоидов или бесконтактных электромагнитных передач (винт-гайка, червяк-рейка).

Гидравлические устройства в виде пары поршень-цилиндр получили в станках широкое распространение. Регулирование скорости перемещения подвижного органа при малых мощностях осуществляют дросселированием, при больших – регулированием подачи насоса или включением в различных сочетаниях нескольких нерегулируемых насосов разной подачи.

Удобство регулирования скорости и изменения направления движения подвижного органа на обратное, а также плавность хода являются особенностями гидравлического привода.

Пневматические устройства применяют главным образом для привода зажимных органов приспособлений.

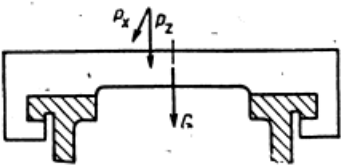
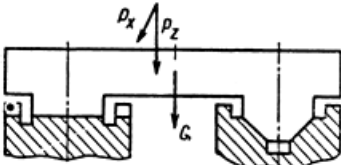
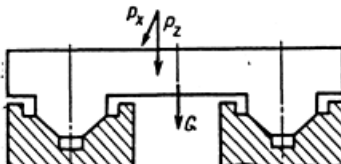
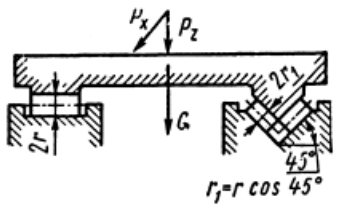
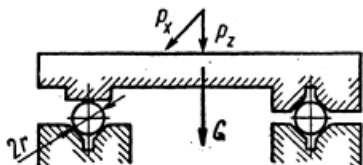
Механизмы малых перемещений применяют для незначительных перемещений при небольшой подаче, например, в механизме подачи шлифовальных станков. Для прецизионных станков необходимо обеспечить равномерность малых подач и точность малых перемещений.

Выбор того или иного типа тягового устройства в значительной мере зависит от величины тяговой силы, необходимой для перемещения подвижного узла по направляющим. Значения тяговых сил определяют расчетом по формулам, приведенным в табл. 6.1, для направляющих скольжения и качения некоторых распространенных конструктивных форм. Составляющие силы резания (P_x , P_y , P_z) и координаты точки ее приложения известны для каждого конкретного вида обработки. Массу подвижного узла G берут с учетом дополнительной массы установленных на нем деталей. Коэффициент трения скольжения для чугуна $f = 0,1 \dots 0,25$; коэффициент трения качения для чугуна $f_k = 0,0025$ см, для стали $f_k = 0,001$ см. Начальная сила трения качения $T_0 \approx 5H$. Угол наклона рабочей грани направляющей $\alpha = 40^\circ$.

Для осуществления точных поступательных перемещений подвижных органов (суппорты, столы, траверсы и т. п.) в приводе подач металлорежущих станков, промышленных роботов и средств автоматизации служит передача винт-гайка скольжения.

Таблица 6.1

Величина тяговой силы

Схема направляющих	Тяговая сила
Направляющие скольжения	
	$Q = P_x + f (P_z + P_y + G)$
	$Q = P_x + \frac{f}{\cos \alpha} (P_z + G) - \frac{f (1 - \cos \alpha)}{\cos \alpha} \times \left(P_z \frac{y_p}{y_c} + G \frac{y_p}{z_p} - P_y \frac{z_p}{y_c} \right)$
	$Q = P_x + \frac{f}{\cos \alpha} (P_z + G)$
Направляющие качения	
	$Q = P_x + 3T_0 + 1,5 \frac{f_k}{r} (P_z + G)$
	$Q = P_x + 2T_0 + 1,5 \frac{f_k}{r} (P_z + G)$

6.2. Передача ходовой винт-гайка скольжения

Главной особенностью этого вида тяговых устройств являются наличие смешанного трения и связанный с ним износ.

Достоинством передачи винт-гайка скольжения является самоторможение, способствующее надежной фиксации подвижного узла даже при его вертикальном перемещении. Износостойкость пары винт-гайка при смешанном трении обеспечивают правильным подбором материалов винта и гайки, а также обоснованным выбором основных конструктивных параметров.

Материал ходового винта должен обеспечивать за счет высокой поверхностной твердости износостойкость и, кроме того, гарантировать незначительность деформации в процессе механической обработки и в период эксплуатации. Винты классов точности 0,1 и 2 наружного диаметра до 60 мм рекомендуется изготавливать из стали ХВГ и подвергать объемной закалке. Для винтов диаметром до 120 мм пригодна также сталь 7ХГ2ВМ.

Винты классов 1, 2 и 3 любого диаметра целесообразно изготавливать из азотируемых сталей 30Х3МФ, 18ХГТ, 40ХФА, 38Х2МЮА. Толщина азотируемого слоя должна быть не менее 0,3 мм. Неупрочняемые винты изготавливают из сталей 35 и 45 в нормализованном состоянии и стали У10А в отожженном состоянии, имеющей структуру зернистого перлита.

Для изготовления гаек применяют оловянистые бронзы Бр010Ф0,5, Бр06Ц6С3 (для прецизионных передач), антифрикционный чугун (для неответственных гаек). Для экономии оловянистой бронзы крупные гайки выполняют биметаллическими.

Профиль резьбы по соображениям наименьшего трения следует брать прямоугольным, однако он нетехнологичен и в станках применяется редко. Наибольшее распространение получил трапецеидальный профиль резьбы с углом 30° , а в прецизионных станках иногда и с меньшим углом профиля ($10...20^\circ$). С уменьшением угла профиля ослабляется влияние радиального биения винта на точность перемещения гайки.

Конструктивное оформление передач винт-гайка скольжения должно обеспечивать простоту изготовления и сборки, высокую осевую жесткость при минимальном числе соединений и рациональное расположение опор ходового винта.

Длинные ходовые винты выполняют составными таким образом, чтобы обеспечивалось надежное и точное соединение отдельных секций, длину которых выбирают в пределах 600...1500 мм. Для устранения зазоров в резьбовом соединении применяют устройства, обеспечивающие периодический и постоянный выбор зазоров независимо от направления внешней тяговой силы, которая может менять знак при

реверсе или при некоторых видах обработки (попутное фрезерование). В устройствах выбора зазоров гайку выполняют составной, а две ее части смещают в осевом направлении либо взаимно проворачивают. Смещение частей гайки осуществляется пружинами или гидравлически. Реже применяют устройства с постоянным прижимом гайки к винту от расположенного вне передачи противовеса или гидроцилиндра.

6.2.1. Расчет передачи ходовой винт-гайка скольжения

При проектировании передачи ходовой винт-гайка выбирают размер винта, профиль и шаг резьбы опор ходового винта и др. Типоразмер передачи выбирают из условия допустимых значений сил растяжения и сжатия (табл. 6.2).

В формулах для расчета приняты следующие обозначения: $P, d_2, d_3, D_4, H_1, a_c$ – параметры трапецеидальной резьбы, мм (рис. 6.1); E, G – модули упругости при растяжении и кручении соответственно, МПа; W, J_p – моменты сопротивления, мм³, и инерции, мм⁴, соответственно; F – поперечное сечение винта, мм²; η – КПД резьбы; i – число витков гайки; σ_T – предел текучести материала, МПа; λ – угол подъема винтовой линии резьбы; ρ – угол трения резьбы; Q – осевая сила, действующая на винт, H .

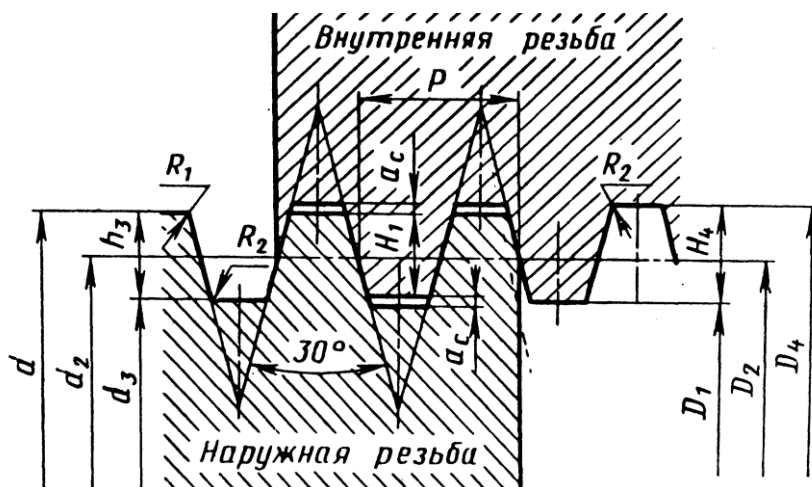


Рис. 6.1. Номинальные профили трапецеидальной резьбы

1. Расчет на износостойкость.

Давление на один опорный виток

$$P = \frac{Q}{\pi d_2 H_1 i} \leq P_0, \text{ МПа}, \quad (6.1)$$

где $H_1 = 0,5 \frac{P}{z}$ и z – число заходов резьбы; $p_0 = 2 \dots 4$ МПа для витков 0, 1, 2 классов точности; $p_0 = 5 \dots 12$ МПа для витков третьего и четвертого классов точности.

Таблица 6.2

*Допустимые значения сил растяжения и сжатия
для ходовых винтов с трапецидальной резьбой*

Типо- размер пере- дачи	Сила растя- жения, ДаН	Сила сжатия (ДаН) при длине винта (м)									
		0,20	0,50	0,75	1,00	1,50	2,00	2,50	3,00	4,00	5,00
Trx3	330	75	12,0	5,4	3,0	–	–	–	–	–	–
Trx3	570	221	35,4	15,7	8,9	3,9	–	–	–	–	–
Trx4	710	345	55,2	24,6	13,8	6,1	3,4	–	–	–	–
Trx4	1040	740	118,0	52,4	29,5	13,1	7,4	4,7	3,3	1,8	–
Trx4	1430	1408	225,0	100,0	56,3	25,0	14,0	9,0	6,3	3,5	2,2
Trx4	1890	–	391,0	173,8	97,7	43,4	24,4	15,6	10,8	6,1	3,9
Trx5	2140	–	502,0	223,0	125,5	55,8	31,4	20,0	13,9	7,8	5,0
Trx5	2690	–	794,0	353,0	198,0	88,2	49,6	31,7	22,0	12,4	7,9
Trx5	3300	–	1200,0	532,0	300,0	133,0	74,8	47,8	33,3	18,7	12,0
Trx5	3980	–	1732,0	770,0	433,0	192,5	108,2	69,2	48,2	27,0	17,3
Trx5	4340	–	2062,0	918,0	517,0	229,0	129,0	82,5	57,3	32,2	20,6
Trx6	5110	–	2860,0	1271,0	715,0	318,0	178,0	114,3	79,4	44,7	28,6
Trx6	6830	–	5120,0	2280,0	1280,0	569,0	320,0	205,0	142,2	80,0	51,2
Trx6	8300	–	7560,0	3360,0	1890,0	840,0	472,0	302,0	210,0	118,0	75,6
Trx7	10460	–	–	5330,0	3000,0	1332,0	750,0	480,0	333,0	187,0	120,0
Trx7	13530	–	–	8940,0	5020,0	2230,0	1255,0	804,0	558,0	314,0	201,0
Trx8	16260	–	–	12880,0	7240,0	3220,0	1810,0	1160,0	805,0	452,0	290,0
Trx9	20030	–	–	19570,0	11000,0	4890,0	2750,0	1761,0	1222,0	688,0	440,0
Trx10	27810	–	–	–	21200,0	9420,0	5300,0	3390,0	2352,0	1325,0	848,0
Trx10	37940	–	–	–	–	17560,0	9880,0	6320,0	4890,0	2470,0	1580,0

С учетом соотношений между параметрами гайки можно уточнить средний диаметр резьбы

$$d_2 \approx \sqrt{\frac{Q}{\lambda p_0}}, \quad (6.2)$$

где $\lambda = \frac{L_1}{d_2} = 1,5 \dots 4$.

2. Расчет на прочность ходовых винтов

Эквивалентное (приведенное) напряжение

$$\sigma_{\text{эKB}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_T / n, \text{ МПа}, \quad (6.3)$$

где $n = 3 \dots 5$ – коэффициент запаса.

Напряжение сжатия или растяжения винта

$$\sigma = Q / F = 4Q / \pi d_3^2, \text{ МПа}. \quad (6.4)$$

Касательное напряжение

$$\tau = T_n / W = T_n / (0,2d_3^2), \text{ МПа.} \quad (6.5)$$

Крутящий момент на винте

$$T_n = QP/(2\pi\eta), \text{ Н}\cdot\text{мм.} \quad (6.6)$$

3. Расчет на срез резьбы гаек

Для металлических гаек касательное напряжение

$$\tau = \frac{3,73Q}{\pi D_4 (H_1 + 2a_c) i} \leq \tau_{\text{ср}}, \text{ МПа.} \quad (6.7)$$

Для гаек из фтористой бронзы $\tau_{\text{ср}} = 25 \dots 35 \text{ МПа.}$

4. Расчет критической частоты вращения ходовых винтов

$$n_{\text{кр}} = 5 \cdot 10^7 d_3 \nu k / L_1^2, \text{ мин}^{-1}. \quad (6.8)$$

Таблица 6.3

*Размеры фланцевых гаек (бронза) ходовых винтов
с трапецеидальной резьбой, мм*

<i>Tr</i>	<i>D₁</i>	<i>D₂</i>	<i>D₃</i>	<i>d</i>	<i>L₁</i>	<i>L₂</i>	<i>L₃</i>
10 × 2	25	42	34	5	25	10	6
10 × 3	25	42	34	5	25	10	6
12 × 3	28	48	38	6	35	12	8
14 × 4	28	48	38	6	35	12	8
15 × 4	28	48	38	6	35	12	8
18 × 4	28	48	38	6	35	12	8
20 × 4	32	55	45	7	44	12	8
22 × 5	32	55	45	7	44	12	8
24 × 5	32	55	45	7	44	12	8
26 × 5	38	62	50	7	46	14	8
28 × 5	38	62	50	7	46	14	8
30 × 6	38	62	50	7	46	14	8
32 × 6	45	70	58	7	54	16	10
36 × 6	45	70	58	7	54	16	10
40 × 7	63	95	78	9	66	16	12
44 × 7	63	95	78	9	66	16	12
48 × 8	72	110	90	11	75	18	14
50 × 8	72	110	90	11	75	18	14
60 × 9	88	130	110	13	90	20	16

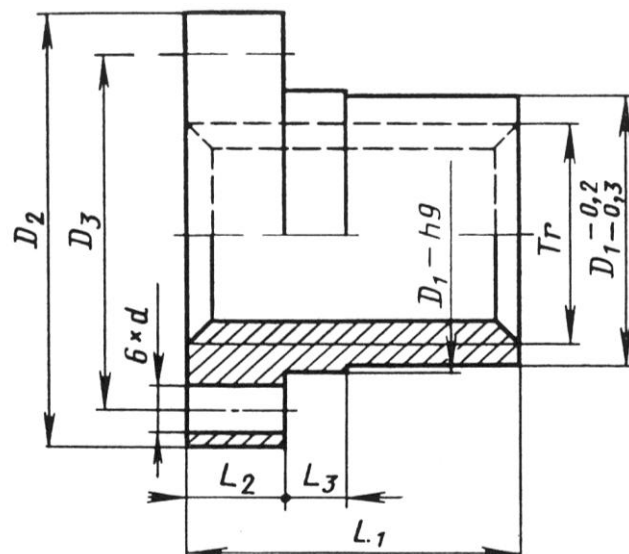


Рис. 6.2. Гайка с трапецидальной резьбой

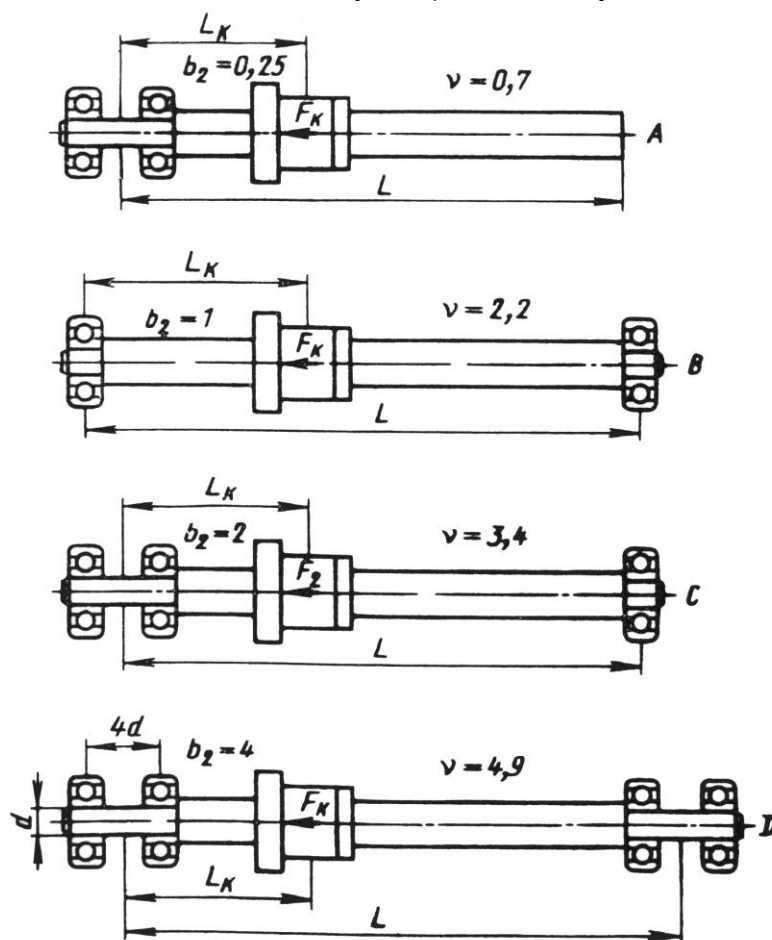


Рис. 6.3. Способ крепления винта:

- A* – один конец закреплен, другой – свободный; *B* – оба конца на опорах;
C – один конец закреплен, другой – на опорном креплении;
D – оба конца закреплены (закрепление возможно тогда, когда расстояние между двумя подшипниками опоры превышает или равно $4d$)

6.3. Передача винт-гайка качения

По сравнению с передачей винт-гайка скольжения достоинствами передачи винт-гайка качения являются высокий коэффициент полезного действия (0,8–0,9), отсутствие зазоров и возможность создания предварительного натяга, высокая жесткость и достаточная для многих случаев долговечность. Недостатками являются высокая стоимость, пониженное демпфирование, отсутствие самоторможения.

Реализовать качение в передаче винт-гайка качения можно различными способами. Преимущественное применение в современных станках, особенно в станках с ЧПУ, получили шариковые передачи винт-гайка со сплошным потоком шариков, циркулирующих по замкнутой траектории (рис. 6.4).

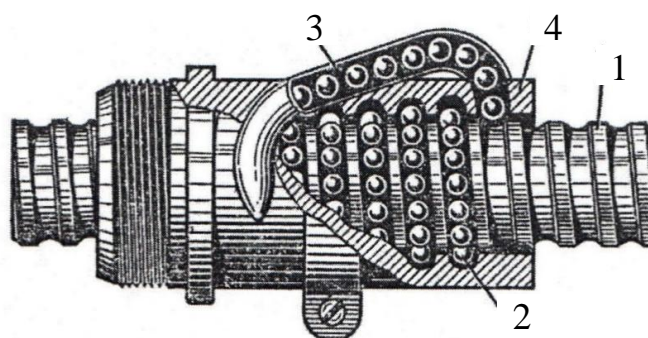


Рис. 6.4. Шариковая винтовая передача:
1 – винт, 2 – шарики, 3 – канал возврата, 4 – гайка

Между резьбой винта и гайки, которую выполняют полукруглой (рис. 6.5, а) или в формате стрельчатой арки (рис. 6.5, б), шарики прокатываются при вращении винта, а затем возвращаются по каналу возврата. Для последнего используют трубки, сверления и каналы в корпусе гайки или специальные вкладыши, закрепляемые на корпусе гайки.

Материал ходовых винтов и гаек в парах качения должен обеспечивать высокую износостойкость благодаря поверхностной прочности. Ходовые винты изготавливают из сталей типа 20Х3МВФ с азотированием и закалкой до высокой твердости. Для гаек используют стали 9ХС и 7ХГ2ВМ с упрочнением объемной закалкой, а также стали 25ХГТ и 12ХН3А с упрочнением и последующей объемной закалкой.

Конструкции передач винт-гайка качения должны обеспечивать создание предварительного натяга. Профиль резьбы в форме стрельчатой арки (рис. 6.5, б) допускает создание предварительного натяга подбором шариков несколько увеличенного диаметра, которые при сборке заполняют рабочее пространство при постоянном натяге. При полукруглом профиле резьбы, когда желательно регулировать величину

натяга в период эксплуатации станка, применяют гайки, состоящие из двух частей. Относительное осевое или узловое смещение частей гайки дает возможность установить необходимую величину натяга (рис. 6.6).

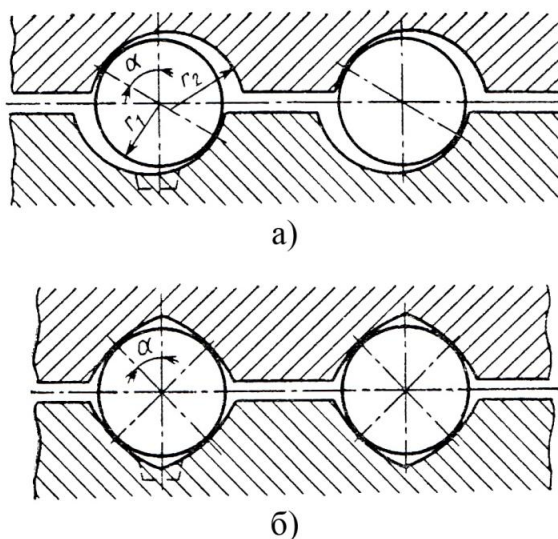


Рис. 6.5. Профили резьбы шариковых пар винт-гайка

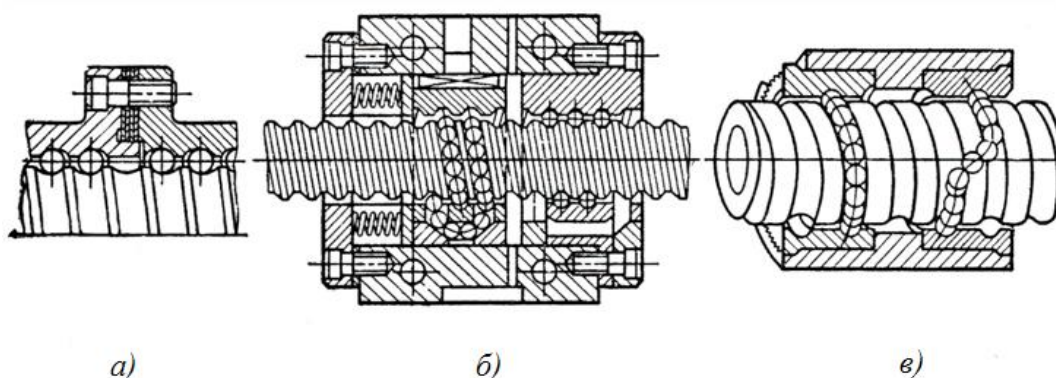


Рис. 6.6. Способы создания натяга в шариковых передачах винт-гайка:
а, б – осевым смещением полугаек;
в – относительным поворотом полугаек

Высокая долговечность передач винт-гайка качения обеспечивается при условии надежной защиты резьбового соединения от загрязнений и продуктов износа. Винт по всей длине закрывают защитными устройствами типа гармоник, а по краям гайки нередко устанавливают дополнительные уплотнения.

6.3.1. Расчет передачи винт-гайка качения

Расчет передачи винт-гайка качения предусматривает проверку по условиям статической прочности и долговечности, а также выбор величины предварительного натяга.

Крутящий момент на ходовом винте

$$M = \frac{M_d \eta}{i}, \quad (6.9)$$

где M_d – крутящий момент на валу двигателя; η – КПД цепи от двигателя к винту; i – передаточное отношение этой цепи.

Окружная сила на радиусе резьбы

$$T = \frac{2M}{d_0}, \quad (6.10)$$

где d_0 – средний диаметр винта.

Осевая сила, действующая на винт

$$Q = \frac{T}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho)} = \frac{2M}{d_0 \operatorname{tg}(\lambda + \rho)}, \quad (6.11)$$

где $\lambda = \frac{\operatorname{arctg} \rho}{\pi d_0}$ – угол подъема резьбы; $\rho = \operatorname{arctg} f$ – угол трения;

$f = (57 \dots 85) \cdot 10^{-5}$, f – коэффициент трения качения.

На первом этапе расчета передачу выбирают по осевой нагрузке, конструктивным и технологическим соображениям. Диаметр винта d_0 берут равным $\frac{L}{(20 - 25)}$. Шаг резьбы, диаметр шариков d_1 и остальные параметры определяют согласно рекомендациям [10].

Предельно допустимая статическая нагрузка на один шарик

$$P = k_\sigma \cdot d_1^2, \text{ Н}, \quad (6.12)$$

где k_σ – коэффициент, зависящий от допустимого контактного напряжения на поверхности шарика σ_n (при $\sigma_n = 2500; 3000; 3500; 3800$ МПа соответственно $k_\sigma = 20; 35; 55; 70$); d_1 – диаметр шарика, мм.

Контактное напряжение для винта с шариками при соотношении радиусов шарика и полукруглого профиля резьбы $\frac{r_1}{r_2} = 0,96$ определяют по формуле

$$\sigma_\kappa = 918 \sqrt[3]{\frac{P}{d_1^2}}, \text{ МПа}. \quad (6.13)$$

Исходя из нижнего предела допустимого напряжения контактирующих поверхностей, допустимая нагрузка на один шарик должна быть $P \leq 20d_1^2$ Н, соответственно допустимая осевая сила $Q \leq 10zd^2$, Н, где z – число шариков в одном витке резьбы.

Расчет на долговечность учитывает циклический характер напряжений в шариках, и его ведут с учетом предела поверхностной выносливости.

При расчете определяют коэффициент долговечности

$$K = K_Q \sqrt[3]{\frac{60T \cdot n \cdot C_i}{10^7}}, \quad (6.14)$$

где T – требуемый срок службы, ч; n – расчетная частота вращения, мин^{-1} (при переменных частотах вращений берут как среднее арифметическое); C_i – число циклов нагружения за один оборот, приближенно равное половине числа шариков в одном витке; K_Q – коэффициент переменной нагрузки.

Принимая $T = 5000$ ч, $C_i \approx \frac{20}{2} = 10$, $K_Q \approx 0,9$, получим

$$K = 0,6 \sqrt[3]{n}. \quad (6.15)$$

Если при расчете $K \leq 1$, что соответствует по формуле (6.14) средней частоте вращения $n < 5$, то критерий выносливости перекрывается условием статической прочности, а при $K > 1$ вводят поправку в величину допустимой осевой силы

$$Q = \frac{10 \cdot z \cdot d_1^2}{K}. \quad (6.16)$$

На работоспособность шариковой передачи большое влияние оказывает сила предварительного натяга $Q_{\text{нат}}$. Эта сила, повышая осевую жесткость передачи, увеличивает момент холостого хода и снижает ее долговечность. Ориентировочно величину предварительного натяга для любого значения тяговой силы принимают

$$Q = 35 \cdot z \cdot d_1^2. \quad (6.17)$$

Длинные ходовые винты (когда длина рабочего участка в 7,5–10 раз превышает диаметр), работающие на станке, следует проверять на **устойчивость**.

Критическое значение тяговой силы

$$Q = \frac{\pi^2 EJ}{(\mu l)^2}, \quad (6.18)$$

где E – модуль упругости материала винта; $J = \frac{\pi d_0^4}{64}$ – осевой момент инерции сечения винта; μ – коэффициент, зависящий от характера за-

делки концов винта (при жестко заделанных концах винта $\mu = 0,5$, при одном заделанном и одном шарнирном $\mu = 0,7$, при обоих шарнирных концах $\mu = 1$); l – наибольшее расстояние между гайкой и опорой винта.

С учетом коэффициента запаса устойчивости k_y , принимаемого для передач винт-гайка равным 3, по зависимости (6.18) определяют номинальный диаметр d_0 , при котором он не теряет устойчивости.

$$d_0 = \sqrt{\frac{64k_y(\mu l)^2 Q_{кр}}{\pi^3 E}}. \quad (6.19)$$

Расчет винта на устойчивость по критической частоте вращения. В моменты быстрых перемещений рабочего органа станка, когда винт вращается с высокой частотой, центробежные силы могут вызвать потерю устойчивости, что проявляется в наступлении вибраций:

$$n_k = \frac{5 \cdot 10^7 d \mu k}{L^2}, \quad (6.20)$$

где d – внутренний диаметр резьбы винта, мм; значения коэффициента μ см. на рис. 6.3; $k = 0,5 \dots 0,8$ – коэффициент запаса; L – расстояние между опорами винта, мм.

Жесткость передачи винт-гайка качения может быть рассчитана по формуле

$$j = 20d_1 z \text{ Н/мкм}, \quad (6.21)$$

где d_1 – диаметр шариков, см; z – число шариков.

Для повышения жесткости всей передачи винт-гайка качения, которая зависит от контактной жесткости резьбового соединения, от жесткости самого винта и его опор, рекомендуется увеличивать прежде всего диаметр ходового винта. Жесткость рабочего участка винта

$$j_b = 1600 \frac{d_0^2}{L_b} \text{ Н/мкм}, \quad (6.22)$$

где d_0 – средний диаметр винта, см; L_b – длина рабочего участка, см.

Приближенное значение жесткости опор винта

$$j_0 = e \cdot d_0 \text{ Н/мкм}, \quad (6.23)$$

где $e = 5, 10, 30$ соответственно для радиально-упорных, шариковых и роликовых упорных подшипников; d_0 – в мм.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 7.1

Двигатели трехфазные асинхронные

Типоразмер двигателя	Мощность, кВт	Частота вращения, мин ⁻¹	Типоразмер двигателя	Мощность, кВт	Частота вращения, мин ⁻¹
4A71B2Y3	1,1	3000	АИР80А4	1,1	1500
4A80A4Y3	1,1	1500	АИР71В2	1,1	3000
4A80B6Y3	1,1	1000	АИР80В6	1,1	1000
4A90LB8Y3	1,1	750	АИР80А2	1,5	3000
4A80A2Y3	1,5	3000	АИР80В4	1,5	1500
4A80B4Y3	1,5	1500	АИР90L6	1,5	1000
4A90L6Y3	1,5	1000	АИР80В2	2,2	3000
4A100L8Y3	1,5	750	АИР90L4	2,2	1500
4A80B2Y3	2,2	3000	АИР100L6	2,2	1000
4A90L4Y3	2,2	1500	АИР90L2	3,0	3000
4A100L6Y3	2,2	1000	АИР100S4	3,0	1500
4A112MA8Y3	2,2	750	АИР112MA6	3,0	1000
4A90L2Y3	3,0	3000	АИРХ112MA6	3,0	1000
4A100S4Y3	3,0	1500	АИР100L4	4,0	1500
4A112MA6Y3	3,0	1000	АИР112MB6	4,0	1000
4A112MB8Y3	3,0	750	АИРХ112MB6	4,0	1000
4A100L4Y3	4,0	1500	АИР132M8	4,0	750
4A100S2Y3	4,0	3000	АИР100S2	4,0	3000
4A112MB6Y3	4,0	1000	АИР132S8	4,0	750
4A132S8B3	4,0	750	АИРХ132S8	4,0	750
4A100L2Y3	5,5	3000	АИР100L2	5,5	3000
4A112M4Y3	5,5	1500	АИР112M4	5,5	1500
4A132M8Y3	5,5	750	АИРХ112M4	5,5	1500
4A132S6Y3	5,5	1000	АИРХ132M8	5,5	750
4A112M2Y3	7,5	3000	АИР132S6	5,5	1000
4A132M6Y3	7,5	1000	АИРХ132S6	5,5	1000
4A132S4Y3	7,5	1500	АИР112M2	7,5	3000
4A160S8Y3	7,5	750	АИРХ112M2	7,5	3000
4A132M2Y3	11,0	3000	ИАР132M6	7,5	1000
4A132M4Y3	11,0	1500	АИРХ132M6	7,5	1000
4A160M8Y3	11,0	750	АИР132S4	11,0	1500
4A160S6Y3	11,0	1000	АИР160S6	11,0	1000
4A160M6Y3	15,0	1000	АИРХ160S6	11,0	1000

Окончание табл. 7.1

Типоразмер двигателя	Мощность, кВт	Частота вращения, мин ⁻¹	Типоразмер двигателя	Мощность, кВт	Частота вращения, мин ⁻¹
4A160S2Y3	15,0	3000	АИР132М2	11,0	3000
4A160S4Y3	15,0	1500	АИРХ132М2	11,0	3000
4A180М8Y3	15,0	750	АИР132М4	11,0	1500
4A160М2Y3	18,5	3000	АИР160S2	15,0	3000
4A160М4Y3	18,5	1500	АИРХ160S2	15,0	3000
4A180М6Y3	18,5	1000	АИР160S4	15,0	1500
4A200М8Y3	18,5	750	АИР160М6	15,0	1000
4A180S2Y3	22,0	3000	АИРХ160М6	15,0	1000
4A180S4Y3	22,0	1500	АИР160М2	18,5	3000
4A200L8Y3	22,0	750	АИР160М4	18,5	1500
4A200М6Y3	22,0	1000	АИР180М6	18,5	1000
4A180М2Y3	30,0	3000	АИР180S2	22,0	3000
4A180М4Y3	30,0	1500	АИР180S4	22,0	1500
4A200L6Y3	30,0	1000	АИР180М2	30,0	3000
4A225М8Y3	30,0	750	АИР180М4	30,0	1500
4A250S10Y3	30,0	600			

Таблица 7.2

Двигатели серии А2, АО с повышенным пусковым моментом

Типоразмер двигателя	Мощность, кВт	Частота вращения, мин ⁻¹	Типоразмер двигателя	Мощность, кВт	Частота вращения, мин ⁻¹
АОУП2-41-8Y3	2,2	710	АОУП2-52-4Y3	10,0	1465
АОУП2-41-6Y3	3,0	960	АОУП2-61-6Y3	10,0	970
АОУП2-42-8Y3	3,0	710	АОУП2-62-8Y3	10,0	720
АОУП2-41-4Y3	4,0	1440	АОУП2-61-4Y3	13,0	1440
АОУП2-42-6Y3	4,0	960	АОУП2-62-6Y3	13,0	970
АОУП2-51-8Y3	4,0	710	АОУП2-71-8Y3	13,0	730
АОУП2-42-4Y3	5,5	1440	АОУП2-62-4Y3	17,0	1440
АОУП2-51-6Y3	5,5	975	АОУП2-71-6Y3	17,0	970
АОУП2-52-8Y3	5,5	710	АОУП2-72-8Y3	17,0	730
АОУП2-51-4Y3	7,5	1465	АОУП2-71-4Y3	22,0	1460
АОУП2-52-6Y3	7,5	975	АОУП2-72-6Y3	22,0	970
АОУП2-61-8Y3	7,5	720	АОУП2-81-8Y3	22,0	730

Таблица 7.3

Двигатели серии АО2 с повышенным скольжением

Типоразмер двигателя	Мощность, кВт	Частота вращения, мин ⁻¹	Типоразмер двигателя	Мощность, кВт	Частота вращения, мин ⁻¹
АОЛС2-21-6У3	1,0	1000	АОС2-41-2У3	6,8	3000
АОЛС2-12-2У3	1,3	3000	АОС2-51-6У3	7,0	1000
АОЛС2-21-4У3	1,3	1500	АОС2-42-4У3	7,5	1500
АОЛС2-22-6У3	1,3	1000	АОС2-42-2У3	9,0	3000
АОЛС2-21-2У3	1,8	3000	АОС2-52-6У3	9,0	1000
АОЛС2-22-4У3	2,0	1500	АОС2-51-4У3	9,4	1500
АОС2-31-6У3	2,0	1000	АОС2-61-8У3	10,0	750
АОЛС2-22-2У3	2,5	3000	АОС2-51-2У3	11,0	3000
АОС2-32-6У3	2,7	1000	АОС2-52-4У3	12,0	1500
АОС2-31-4У3	3,0	1500	АОС2-61-6У3	12,5	1000
АОС2-41-8У3	3,0	750	АОС2-62-8У3	12,5	750
АОС2-31-2У3	3,5	3000	АОС2-52-2У3	13,0	3000
АОС2-42-8У3	3,5	750	АОС2-61-4У3	14,5	1500
АОС2-32-4У3	4,0	1500	АОС2-71-8У3	15,0	750
АОС2-41-6У3	4,0	1000	АОС2-62-6У3	15,5	1000
АОС2-42-6У3	4,7	1000	АОС2-72-8У3	18,0	750
АОС2-32-2У3	4,8	3000	АОС2-62-4У3	18,5	1500
АОС2-51-8У3	5,0	750	АОС2-71-6У3	19,0	1000
АОС2-41-4У3	5,2	1500	АОС2-71-4У3	23,0	1500
АОС2-52-8У3	6,4	750	АОС2-72-6У3	23,0	1000

Таблица 7.4

Двухскоростные двигатели серии А2, АО2

Типоразмер двигателя	Мощность, кВт	Частота вращения, мин ⁻¹	Типоразмер двигателя	Мощность, кВт	Частота вращения, мин ⁻¹
АОЛ2-21-4/2	0,7; 0,9	1400, 2700	АО2-51-4/2	6,1; 7,3	1470, 2925
АО2-41-8/4	1,6; 2,5	720, 1420	АО2-62-8/4	7; 10,5	700, 1400
АО2-31-4/2	1,8; 2,3	1430, 2830	АО2-52-4/2	8,3; 10,2	1470, 2925
АО2-32-4/2	2,3; 2,9	1430, 2830	АО2-61-4/2	8,5; 19	1450, 2890
АО2-42-8/4	2,3; 3,9	720, 1420	АО2-71-8/4	10; 14,5	700, 1400
АО2-51-8/4	2,8; 4,6	715, 1430	АО2-62-4/2	11,5; 14,5	1450, 2890
АО2-41-4/2	3,3; 4,1	1460, 2830	АО2-72-8/4	13,5; 19,5	700, 1400
АО2-52-8/4	3,8; 6,3	715, 1430	АО2-71-4/2	15,5; 19,5	1450, 2880
ОА2-42-4/2	4,7; 5,5	1460, 2860	АО2-81-8/4	19,28	755, 1450
АО2-61-8/4	5,5; 8,5	700, 1400	АО2-82-8/4	24,34	725, 1450

ЛИТЕРАТУРА

1. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. Т. 1 / В.И. Ануриев. – М.: Машиностроение, 1979. – 728 с.
2. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. Т. 2 / В.И. Ануриев. – М.: Машиностроение, 1979. – 559 с.
3. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. Т. 3 / В.И. Ануриев. – М.: Машиностроение, 1979. – 554 с.
4. Бушуев В.В. Основы конструирования станков. – М.: Станкин, 1992. – 520 с.
5. Васильков Д.В. Электромеханические приводы металлообрабатывающих станков: расчет и конструирование: учебник для вузов / Д.В. Васильков, В.Л. Вейц, А.Г. Схиртладзе. – СПб.: Политехника, 2010. – 759 с.
6. Говорухин В.А. Примерный расчет привода главного движения металлорежущих станков. – Томск: Изд-во ТПУ, 1983. – 22 с.
7. Гуртяков А.М. Расчет и проектирование металлорежущих станков: учебное пособие. – Томск: Изд-во ТПУ, 2007. – 96 с.
8. Гуртяков А.М. Металлорежущие станки: учебное пособие. – Томск: Изд-во ТПУ, 2009. – 350 с.
9. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Высшая школа, 1978. – 352 с.
10. Решетов Д.Н. Детали и механизмы металлорежущих станков: в 2-х т. Т. 2 / Д.Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1972. – 520 с.
11. Детали машин. Атлас конструкций / под ред. Д. Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1979. – 367.
12. Кочергин А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование: учебное пособие для вузов. – Минск: Высшая школа, 1991. – 382 с.: ил.
13. Кучер М.М. Металлорежущие станки. – Л.: Машиностроение, 1969. – 720 с.
14. Сверлильные и хонинговальные станки / С.И. Куликов и др. – М.: Машиностроение, 1977. – 232 с.
15. Токарные станки / А.А. Модзелевский и др. – М.: Машиностроение, 1979. – 344 с.
16. Маеров А.Г. Устройство, основы конструирования и расчет металлорежущих станков и автоматических линий. – М.: Машиностроение, 1986. – 386 с.
17. Металлорежущие станки / под ред. д-ра тех. наук., проф. В.Э. Пуша. – М.: Машиностроение, 1986. – 576 с.
18. Поляков В.С. Муфты / В.С. Поляков, И.Д. Барабаш. – М.;Л.: Машгиз, 1964. – 364 с.

19. Справочник по муфтам / В.С. Поляков и др. – Л.: Машиностроение, 1979. – 344 с.
20. Приводы машин: справочник / под ред. В.В. Длоучного. – Л.: Машиностроение, 1982. – 383 с.
21. Пуш В.Э. Конструирование металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1977. – 390 с.
22. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: справочник-учебник. В 3-х т. Т. 2. Ч. I. Расчет и конструирование узлов и элементов станков / под ред. А.С. Проникова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана: Машиностроение, 1995. – 371 с.
23. Петров В.П., Кравчик А.Э. Асинхронные электродвигатели общего назначения. – М.: Энергия, 1980. – 96 с.
24. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1974. – 641 с.
25. Расчет и проектирование деталей машин / под ред. Г.Б. Столбова, К.П. Жукова. – М.: Высшая школа, 1978. – 247 с.
26. Роботизированные технологические комплексы и гибкие производственные системы в машиностроении. Альбом схем и чертежей. учебное пособие для втузов / Ю.М. Соломенцев и др.; под общ. ред. Ю.М. Соломенцева. – М.: Машиностроение, 1989. – 192 с.: ил.
27. Карусельные станки / А.А. Сафранович и др. – М.: Машиностроение, 1983. – 262 с.
28. Тарзиманов Г.А. Проектирование металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1980. – 288 с.
29. Фомин С.Ф. Устройство и наладка токарно-револьверных станков. – М.: Машиностроение, 1976. – 184 с.
30. Чернов Н.Н. Металлорежущие станки. – М.: Машиностроение, 1978. – 389 с.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ.....	4
1.1. Основные закономерности кинематического расчета	4
1.2. Построение структурных сеток	13
1.3. Построение графика частот вращения.....	16
1.4. Множительные структуры с наложением частот вращения	19
1.5. Улучшение кинематики использованием сложенных структур	21
1.6. Множительные структуры с ломаным (неравномерным) геометрическим рядом.....	24
1.7. Множительные структуры с регулируемыми электродвигателями переменного тока	26
1.8. Множительные структуры с регулируемыми электродвигателями постоянного тока	28
2. ПРИМЕР РАСЧЕТА ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ МЕТАЛЛОРЕЖУЩЕГО СТАНКА	31
2.1. Кинематический расчет привода.....	31
2.2. Определение расчетных крутящих моментов на валах коробки скоростей	40
2.3. Расчет диаметров валов.....	42
2.4. Расчет модулей зубчатых передач	43
2.5. Расчет числа зубьев зубчатых передач	44
3. КОНСТРУКТИВНОЕ ОФОРМЛЕНИЕ КОРОБОК СКОРОСТЕЙ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ.....	48
3.1. Определение диаметров валов и зубчатых колес	48
3.2. Компоновка коробок скоростей	49
3.3. Определение размеров шпинделя	52
3.4. Особенности выполнения чертежей поперечного разреза (свертки) коробок скоростей станков различных типов	56
3.4.1. Токарно-винторезные и токарно-револьверные станки	56
3.4.2. Вертикально-сверлильные и вертикально-фрезерные бесконсольные станки	58
3.4.3. Консольно-фрезерные станки	59
3.4.4. Токарно-карусельные станки	59
3.5. Тормозные устройства	59
3.6. Смазка коробок скоростей	60
3.7. Уплотнения шпиндельных узлов	63
4. ШПИНДЕЛЬНЫЕ УЗЛЫ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ.....	65
4.1. Назначение шпиндельных узлов и основные требования к ним	65
4.2. Конструкция и материалы шпинделей	67
4.3. Шпиндельные узлы с опорами качения	68

4.3.1. Расчет шпиндельных узлов	68
4.4. Шпиндельные узлы с гидростатическими опорами.....	72
4.4.1. Конструктивные параметры гидростатических радиальных подшипников	74
4.4.2. Расчет гидростатических радиальных подшипников	75
4.4.3. Расчет гидростатических упорных подшипников	76
4.5. Шпиндельные узлы с гидродинамическими опорами	77
4.5.1. Конструктивные исполнения радиальных гидродинамических подшипников	78
4.5.2. Конструктивные параметры гидродинамических подшипников.....	81
4.5.3. Расчет гидродинамических радиальных подшипников	81
4.6. Шпиндельные узлы с аэростатическими опорами	83
4.6.1. Конструктивное оформление и параметры аэростатических подшипников.....	84
4.7. Шпиндельные узлы с магнитными опорами.....	86
4.7.1. Расчет характеристик электромагнитных опор.....	88
4.8. Сравнение важнейших характеристик опор шпинделей	89
5. НАПРАВЛЯЮЩИЕ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ.....	91
5.1. Назначение и основные типы направляющих	91
5.2. Направляющие смешанного трения.....	93
5.2.1. Материалы направляющих	93
5.2.2. Расчет направляющих	96
5.3. Гидродинамические направляющие	100
5.4. Гидростатические направляющие.....	102
5.4.1. Расчет направляющих	104
5.5. Аэростатические направляющие.....	106
5.6. Направляющие качения.....	108
5.6.1. Конструирование и расчет направляющих.....	111
5.7. Комбинированные направляющие.....	113
6. ТЯГОВЫЕ УСТРОЙСТВА ДЛЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ РАБОЧИХ ОРГАНОВ СТАНКОВ	116
6.1. Назначение и основные виды тяговых устройств	116
6.2. Передача ходовой винт-гайка скольжения.....	119
6.2.1. Расчет передачи ходовой винт-гайка скольжения	120
6.3. Передача винт-гайка качения	124
6.3.1. Расчет передачи винт-гайка качения	125
ПРИЛОЖЕНИЕ.....	129
ЛИТЕРАТУРА	132

Учебное издание

ГУРТЯКОВ Александр Максимович

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

Учебное пособие

Научный редактор
*кандидат технических наук,
доцент М.Г. Гольдшмидт*

Выпускающий редактор *Т.С. Савенкова*
Редактор *Е.А. Тетерина*
Компьютерная верстка *В. Лавров, О.Ю. Аршинова*
Дизайн обложки *О.Ю. Аршинова*

Подписано к печати 24.06.2011. Формат 60х84/16. Бумага «Снегурочка».
Печать XEROX. Усл. печ. л. 7,91. Уч.-изд. л. 7,15.
Заказ 937-11. Тираж 100 экз.



Национальный исследовательский Томский политехнический университет
Система менеджмента качества
Издательства Томского политехнического университета сертифицирована
NATIONAL QUALITY ASSURANCE по стандарту BS EN ISO 9001:2008



ИЗДАТЕЛЬСТВО  **ТПУ**. 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30. Тел./факс: 8(3822)56-35-35, www.tpu.ru