

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего образования  
«Алтайский государственный технический университет  
им. И. И. Ползунова (АлтГТУ)»

Факультет специальных технологий

Кафедра технологии машиностроения

Ятло И.И., Буканова И.С.

## **МЕТАЛЛОРЕЖУЩЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ**

Учебно-методическое пособие к расчетному заданию по дисциплине  
«Металлорежущее оборудование»  
для студентов направления 15.03.05 «Конструкторско-технологическое  
обеспечение машиностроительных производств» всех форм обучения

Барнаул 2024

Ятло И. И., Буканова И. С. Учебно-методическое пособие к расчетному заданию по дисциплине «Металлорежущее оборудование» для студентов направления 15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» всех форм обучения / Алт. гос. техн. ун-т им. И. И. Ползунова. - Барнаул: АлтГТУ, 2024. - 33 с.

В учебно-методическом пособии изложена методика расчета и проектирования приводов скоростей и подач металлорежущих станков и деталей приводов.

Рассмотрены и одобрены на заседании кафедры «Технология машиностроения», протокол № 6 от «20» марта 2024г.

## **1 ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ РАСЧЕТНОГО ЗАДАНИЯ**

Целью выполнения расчетного задания по дисциплине «Металлорежущее оборудование» является закрепление и углубление знаний, полученных в ходе аудиторных и самостоятельных занятий по данной дисциплине. Навыки самостоятельного, творческого инженерного мышления, получаемые при выполнении расчетного задания, крайне важны в работе конструкторов и технологов современного машиностроительного производства.

## **2 ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СТУПЕНЧАТОГО ПРИВОДА**

1. Описание назначения и основных характеристик базовой модели станка.
2. Определение знаменателя геометрической прогрессии ряда частот вращения выходного вала привода главного движения, подач, либо другого заданного приводного механизма.
3. Расчет числовых значений частот вращения в требуемом диапазоне регулирования.
4. Выбор структурного варианта проектируемого привода (построение структурной сетки).
5. Динамический расчет.
6. Построение графика частот вращения валов привода.
7. Определение чисел зубьев зубчатых колес.
8. Подбор материала зубчатых колес, расчет модулей.
9. Расчет размеров зубчатых колес.
10. Подбор материала валов, расчет их диаметров и прочих размеров.
11. Выбор подшипников.
12. Обоснование принятой конструкции механизма переключения частот вращения.

## **3 ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЧАТОГО ПРИВОДА**

При ступенчатом регулировании приводов металлорежущего оборудования принято расположение частот вращения выходного вала в геометрической прогрессии:

$$\begin{aligned}
n_1 &= n_{\min}, \\
n_2 &= n_1 \cdot \varphi, \\
n_3 &= n_2 \cdot \varphi = n_1 \cdot \varphi, \\
&\dots\dots\dots \\
&\dots\dots\dots \\
n_z &= n_{z-1} \cdot \varphi = n_1 \cdot \varphi^{z-1} = n_{\max},
\end{aligned}$$

где  $n_1, n_2, n_3, \dots\dots\dots, n_z$  - частоты вращения выходного вала;  
 $\varphi$  - знаменатель геометрической прогрессии;  
 $z$  - количество скоростей (ступеней) привода.

Геометрический ряд обеспечивает постоянство перепада скоростей  $A$  во всех интервалах:

$$A = \frac{n_{k+1} - n_k}{n_{k+1}} \cdot 100\% = \frac{n \cdot \varphi^k - n \cdot \varphi^{k-1}}{n \cdot \varphi^k} \cdot 100\% = (1 - \varphi^{-1}) \cdot 100\% = \text{const.}$$

Отношение максимальной частоты вращения выходного вала  $n_{\max}$  к минимальной  $n_{\min}$  называют диапазоном регулирования  $R_n$ :

$$R_n = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{n_1 \cdot \varphi^{z-1}}{n_1} = \varphi^{z-1}$$

Таким образом, при заданных значениях  $R_n$  и  $z$  число  $\varphi$  определяется зависимостью:

$$\varphi = \sqrt[z-1]{R_n}$$

В станкостроении принят стандартный ряд чисел  $\varphi$ , таблица 1.

Таблица 1 - Принятый ряд чисел  $\varphi$

$\varphi$	Перепад скоростей $A$ , %	Область применения
1,06	5	Вспомогательное значение
1,12	10	Автоматы и полуавтоматы
1,26	20	Универсальные станки: фрезерные, расточные и др.
1,41	30	
1,58	40	Строгальные, долбежные, обдирочные
1,78	45	
2,00	50	Вспомогательное значение

При расчетах следует иметь в виду, что увеличение  $\phi$  ведет к уменьшению количества скоростей  $z$ , а значит - к уменьшению возможностей станка. Меньшие значения  $\phi$  позволяют более точно устанавливать режим резания, однако большое количество валов и зубчатых передач при этом делают привод громоздким, что, как правило, нежелательно.

## 4 ГРАФИЧЕСКОЕ ИЗОБРАЖЕНИЕ СТРУКТУРНОГО ВАРИАНТА ПРИВОДА

### 4.1 Структурная сетка

Вполне определенный численный ряд частот вращения выходного вала может быть обеспечен различной внутренней структурой привода, определяющей его конструктивные особенности. Графическое изображение структуры называют структурной сеткой.

Пусть, например, требуется спроектировать шестиступенчатую коробку скоростей.

Для этого:

- 1) выбирается известная (см. приложение А), либо проектируется оригинальная структурная сетка;
- 2) в соответствии со структурной сеткой вычерчивается реализующая ее кинематическая схема привода (см. рисунки 1-2).

Структурная сетка показывает количество возможных переключений от вала к валу, а также соотношения между частотами вращения и передаточными отношениям.

Примеры:

На рисунке 1а 
$$\frac{n_6}{n_3} = \frac{n_1 \cdot \phi^5}{n_1 \cdot \phi^2} = \phi^3.$$

На рисунке 1а 
$$\frac{n_4}{n_3} = \frac{n_1 \cdot \phi^3}{n_1 \cdot \phi^2} = \phi.$$

На рисунке 1а 
$$\frac{n_5}{n_3} = \frac{n_1 \cdot \phi^4}{n_1} = \phi^4.$$

При одинаковом количестве переключений от вала к валу структурная сетка может иметь различные варианты соотношений между частотами вращения на промежуточных валах (см. рисунки 1а и 1б). Это обстоятельство при одной кинематической схеме дает различные варианты передаточных отношений при аналогичных включениях. Это позволяет варьировать габаритами привода и различными вариантами передачи мощности.

Одной из важных характеристик привода станка является набор передаточных отношений  $i$ , отражающий кинематические связи проектируемого механизма. Число  $i$  определяется соотношением угловых скоростей ведомого и ведущего валов:

$$i = \frac{\omega_{ведом}}{\omega_{ведущ}} = \frac{n_{ведом}}{n_{ведущ}}.$$

При  $i > 1$  - передача ускорительная,  
 $i < 1$  - передача замедлительная,  
 $i = 1$  - угловые скорости валов равны.

Соотношения передаточных отношений в приводах с геометрическим рядом частот вращения равны числу  $\varphi$  в степени, равной числу интервалов между лучами. Например, рисунок 1б:

$$\frac{i_4}{i_5} = \frac{n_6}{n} \cdot \frac{n}{n_5} = \frac{n_6}{n_5} = \frac{n_1 \cdot \varphi^5}{n_1 \cdot \varphi^4} = \varphi.$$

## 4.2 График частот вращения

График частот вращения показывает численные значения всех возможных частот вращения входного, промежуточных и выходного валов, а также значения передаточных отношений.

Для удобства расчетов принято все передаточные отношения назначать равными или кратными числу  $\varphi$ :

$$i = \dots \frac{1}{\varphi^4}; \frac{1}{\varphi^3}; \frac{1}{\varphi^2}; \frac{1}{\varphi}; 1; \varphi; \varphi^2; \varphi^3; \varphi^4 \dots$$

Для выполнения этого условия концы лучей, изображающие передаточные отношения, на графике частот вращения должны лежать в точках пересечений горизонтальных и вертикальных линий числовой сетки. Исключение - точка графика, изображающая частоту вращения ротора приводного электродвигателя  $n_{дв}$ .

Наклон луча вправо на  $k$  делений означает ускорительную передачу  $i = \varphi^k$ , наклон влево на  $k$  делений - замедлительную  $i = 1/\varphi^k$ . Вертикальный луч соответствует  $i = 1$ .

Из соображений компактности передач и рационального использования мощности привода, при проектировании принято ограничение:

$$\frac{1}{4} \leq i \leq 2.$$

Предельные значения передаточных отношений:

$$\frac{1}{5} \leq i \leq 2,5.$$

Пример: построить график частот вращения для структурного варианта коробки скоростей, изображенного на рисунке 1а.

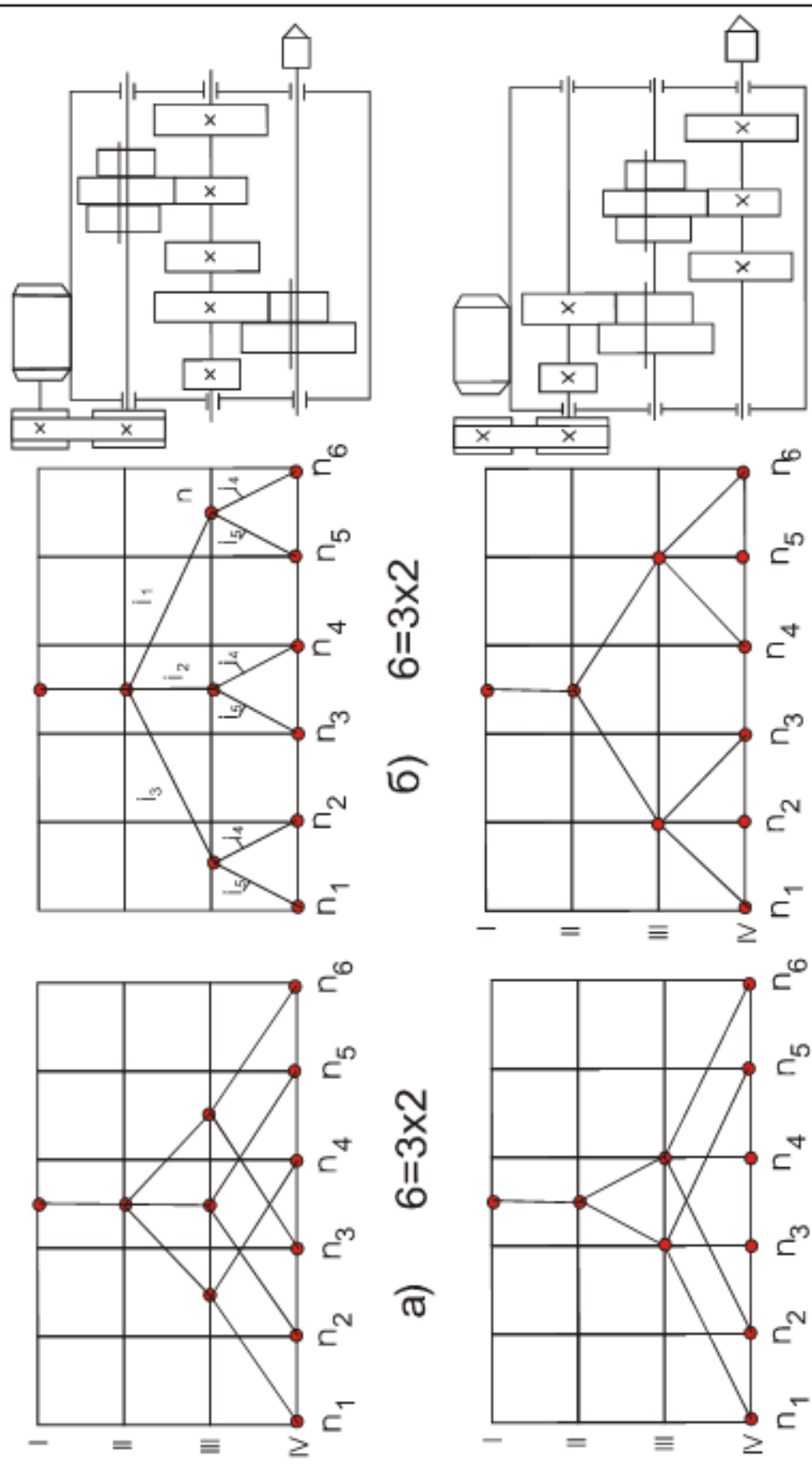


Рисунок 2. Соответствующие кинематические схемы

Рисунок 1. Возможные структурные схемы шестиступенчатого привода

Для этого необходимо иметь конкретное число  $\varphi$ .

Пусть  $\varphi = 1,26$ .

Таблица 2 - Возможные значения передаточных отношений

$\frac{1}{\varphi^9}$	$\frac{1}{\varphi^8}$	$\frac{1}{\varphi^7}$	$\frac{1}{\varphi^6}$	$\frac{1}{\varphi^5}$	$\frac{1}{\varphi^4}$	$\frac{1}{\varphi^3}$	$\frac{1}{\varphi^2}$	$\frac{1}{\varphi}$	1	$\varphi$	$\varphi^2$	$\varphi^3$	$\varphi^4$	$\varphi^5$	$\varphi^6$	$\varphi^7$	$\varphi^8$	$\varphi^9$
1/8,0	1/6,35	1/5,04	1/4	1/3,16	1/2,5	1/2	1/1,58	1/1,26	1	1,26	1,58	2,0	2,5	3,16	4,0	5,04	6,35	8,0

Приемлемые значения  $i$

Возможны различные варианты графиков частот вращения, вытекающих из заданной структурной сетки и различных частот вращения приводного электродвигателя, рисунок 3.

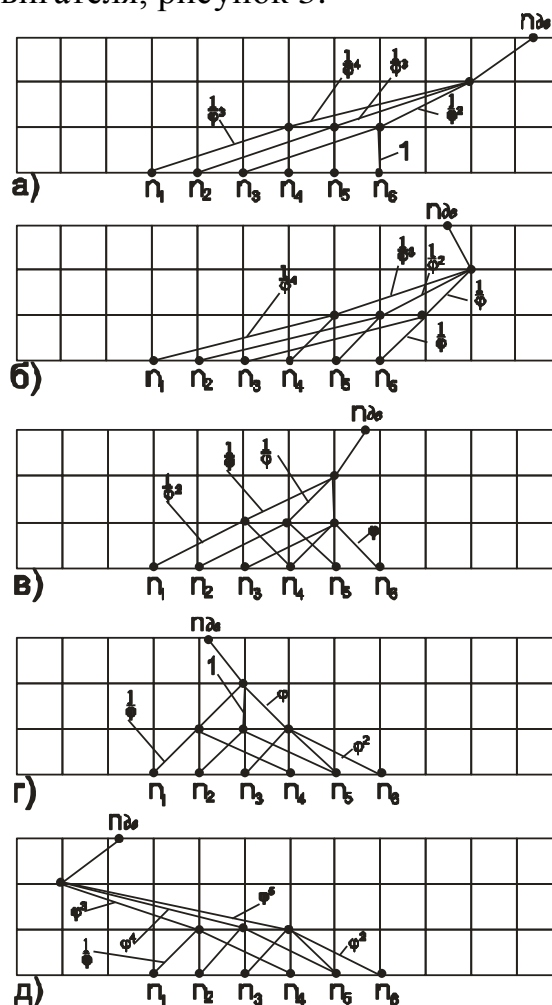


Рисунок 3 - Графики частот вращения, реализующие сетку, изображенную на рисунке 4



При этом во всех пяти вариантах графика соблюдено условие: соотношения между передаточными числами в каждой группе (между двумя валами) должны соответствовать соотношениям той же группы на структурной сетке.

Однако на графике, изображенном на рисунке 3д, передаточные числа  $i = \varphi^4$ ,  $i = \varphi^5$  выходят за пределы диапазона приемлемости, следовательно, данный график неверен. Варианты графиков на рисунках 3а, 3б, 3в, 3г удовлетворяют предъявленным требованиям, и любой из них может быть принят за основу для дальнейшего проектирования.

Замечание: график частот вращения на рисунке 3г имеет наиболее близкие к единице значения чисел  $i$ , и, следовательно, соответствует наиболее компактному варианту коробки скоростей.

## **5 ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ (ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ).**

### **5.1 Определение максимальной касательной составляющей силы резания $P_{zmax}$ .**

$P_{zmax}$  рассчитывается по зависимостям теории резания для экстремальных условий обработки на конкретном станке (максимальные рекомендуемые глубины резания, подачи и т.д.).

### **5.2 Расчет мощности резания**

$$\begin{aligned} \text{а) } N_{рез} &= P_{zmax} \cdot V_{резmax}; & Bт &= H \cdot м/с, \\ \text{где } V_{резmax} &= \pi \cdot D_{max} \cdot n_{max}; & м/с &= м \cdot об/с, \\ \text{б) } N_{рез} &= 2 \cdot \pi \cdot M_{крmax} \cdot n_{max}; & Bт &= H \cdot м \cdot л/с, \\ \text{где } M_{крmax} &= P_{zmax} \cdot D_{max}/2; & H \cdot м &= H \cdot м. \end{aligned}$$

Например, для случая сверления составляющая силы резания не рассчитывается.

### **5.3 Расчет мощности двигателя**

$$N_{дв. расч} = N_{рез}/\eta$$

где  $\eta = 0,7 \dots 0,98$  - КПД привода;

$K_1$  - количество валов;

$K_2$  - количество ременных передач;

$K_3$  - количество зубчатых передач;

$\eta_i$  - другие возможные потери мощности.

### **5.4 Выбор стандартного электродвигателя**

В соответствии с условием  $N_{дв} \geq N_{дв. расч}$  выбирается стандартный приводной электродвигатель. Частота вращения ротора выбранного двигателя принимается в качестве исходной при построении графика частот вращения.

## **6 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧИСЕЛ ЗУБЬЕВ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС**

При определении чисел зубьев необходимо обеспечить:

а) передаточное отношение каждой пары колес:

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{z_1}{z_2},$$

где  $n_1, n_2$  - частоты вращения зубчатых колес;

$z_1, z_2$  - числа зубьев зубчатых колес;

б) постоянное межосевое расстояние всех пар колес в двухваловой передаче, а значит, постоянную сумму зубьев:

$$z_1 + z_2 = \sum z = \text{const.}$$

Таким образом, числа зубьев определяются из системы уравнений:

$$\begin{cases} i = \frac{z_1}{z_2}, \\ z_1 + z_2 = \sum z \end{cases}$$

Отсюда:

$$z_1 = i \cdot \sum z / (i + 1); z_2 = \sum z / (i + 1),$$

Передаточные отношения  $i$  определяются графиком частот вращения,  $\sum z$  - из условия  $z_{\min} = 18 - 20$ .

Так как передаточное отношение  $i$  - число дробное, то расчетные значения  $z_1, z_2$  тоже, как правило, получаются дробными.

При округлении  $z_1, z_2$  до целых значений следует соблюдать условие:

$\Delta i \leq \pm 10 \cdot (\varphi - 1), \%$ , обеспечивающее заданный перепад скоростей.

## 7 СОЧЕТАНИЕ СТУПЕНЧАТОГО И БЕССТУПЕНЧАТОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ

Недостатком большинства средств бесступенчатого регулирования скорости является ограниченность диапазона регулирования  $R_B$ . У механических вариаторов и двигателей постоянного тока при постоянной передаваемой мощности обычно  $R_B \leq 4$ . Чтобы использовать преимущества бесступенчатого регулирования и охватить больший диапазон регулирования привода  $R_{\Pi}$ , к регулируемому двигателю или вариатору добавляют коробку передач на несколько ступеней с диапазоном регулирования  $R_K$ . При этом должно выполняться условие  $R_{\Pi} = R_B \cdot R_K$ , т.е. коробку скоростей можно рассматривать как переборную группу, расширяющую диапазон регулирования привода. При переключении коробки на соседнюю скорость последняя должна меняться в  $R_B$  раз, если нет разрывов и перекрытий. Следовательно, знаменатель ряда скоростей у коробки передач  $\varphi_K = R_B$ , а диапазон ее регулирования  $R_K = \varphi_K^{z-1} = R_B^{z-1}$ . Общий диапазон регулирования привода:

$$R_{\Pi} = R_K \cdot R_B = R_B^{z-1} \cdot R_B = R_B^z, \quad (1)$$

что позволяет определить число ступеней коробки скоростей:

$$z = \frac{\lg R_{\Pi}}{\lg R_B}, \quad (2)$$

Проскальзывание, свойственное вариаторам, или нежесткость механической характеристики двигателя могут несколько сократить диапазон  $R_B$  при изменении нагрузки, что грозит появлением разрывов в ряду скоростей на выходе привода.

Во избежание этого предусматривают небольшое перекрытие частей диапазона, получаемых при переключении передач в группе (рисунок 4,б). Для этого принимают:  $\varphi_K = \kappa \cdot R_B$ , где  $\kappa = 0,95 \dots 0,98$ .

Тогда:  $R_{II} = \kappa^{z-1} \cdot R_B^z$ .

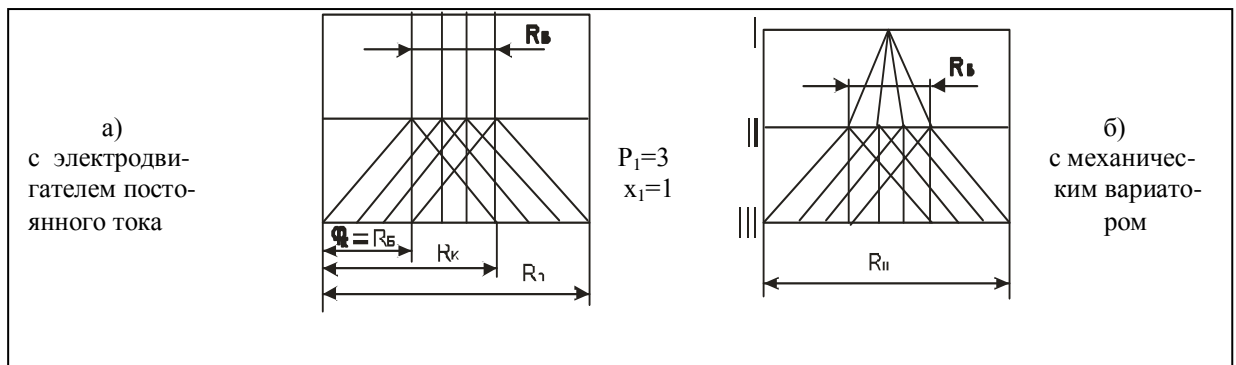


Рисунок 4 - Структурная сетка при бесступенчатом регулировании

## 8 РАСЧЕТЫ ДЕТАЛЕЙ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ

Основным критерием, определяющим работоспособность зубчатых колес, валов, опор и других деталей коробок передач, является прочность. Имеет значение также жесткость, а в отдельных случаях - виброустойчивость.

Существенная особенность большинства станков, которая должна учитываться в расчетах - переменность режимов работы (черновая, чистовая операции и т.д.).

### 8.1 Коробки скоростей (привод главного движения)

Известно, что коробки скоростей регулируются при постоянной мощности  $N$ . Так как крутящий момент  $M = N/\omega$ , то при  $N = \text{const}$  наибольший момент должен быть при наименьшей частоте вращения. Однако при разных операциях мощность, потребляемая для резания, неодинакова, и в нижней части ряда частот вращения полная мощность электродвигателя, как правило, не используется. Статистические данные и опыт эксплуатации станков, в особенности универсальных, показывают, что существует некоторая расчетная частота вращения  $n_p$ , выше которой используется полная мощность электродвигателя. За  $n_p$  принимается частота вращения, соответствующая верхней ступени нижней трети диапазона регулирования или нижней ступени второй - от  $n_{\min}$  - четверти диапазона. Например, при двенадцати ступенях скорости привода  $n_p = n_4$ .

В каждой группе передач рассчитывается одна, наиболее нагруженная

передача. Расчетной цепью коробки скоростей следует считать условную цепь, составленную из 2-х участков: участка минимальных передаточных отношений от двигателя до предпоследнего вала и последней передачи при расчетной частоте вращения  $n_p$ . В некоторых случаях расчетная цепь будет без разрыва на последней передаче.

Крутящий момент на любом звене расчетной цепи  $M_p = M_3 \cdot \eta / i'$ ,

где  $M_3$  - полный крутящий момент на валу электродвигателя;

$\eta$ ,  $i'$  - КПД и передаточное отношение участка цепи от двигателя до рассматриваемого вала соответственно.

При расчете станков с неравномерным процессом резания (фрезерные) или с резким реверсом, врезанием (строгальные, долбежные) должен быть учтен коэффициент динамичности  $K_d = 1,5 \dots 2$ .

$$M_{pd} = M_p \cdot K_d.$$

## 8.2 Коробки подач (привод подач)

Движение подачи в большинстве случаев прямолинейно. При расчете коробок подач исходят из уравнения работы за один оборот вала тягового устройства:

$$F \cdot h = 2 \cdot \pi \cdot M_K, \quad (3)$$

где  $F$  - тяговая сила подачи;  $h$  - ход тягового устройства;  $M_K$  - крутящий момент на валу тягового устройства.

Для ходового винта число заходов всегда равно единице и  $h = p$  - шагу резьбы. Для реечной передачи с диаметром  $d$  колеса  $h = \pi \cdot d$ . Для кулачкового механизма с рабочей кривой в форме архимедовой спирали под  $h$  понимают ее шаг, т.е. подъем в пересчете на  $360^\circ$ .

Крутящий момент на  $j$ -ом промежуточном валу:

$$M_{kj} = \frac{F \cdot h}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{j'}{\eta} = \frac{F \cdot S_j}{2 \cdot \pi \cdot \eta} \cdot 10^3, \quad (4)$$

где  $i'$  и  $\eta$  - соответственно передаточное отношение и КПД участка цепи от  $j$ -го вала до тягового устройства;  $S_j$  - подача на оборот вала  $j$ , мм/об.

Крутящий момент пропорционален подаче. Следовательно, за расчетную цепь подач должна быть принята цепь, обеспечивающая максимальную подачу. Наибольшим будет крутящий момент на самом тихоходном валу этой цепи.

## 8.3 Расчеты зубчатых колес

Зубчатые колеса приводов станков работают при переменных режимах. Прочность является основным критерием, ограничивающим их работоспособность. Коробки скоростей содержат преимущественно цилиндрические зубчатые колеса, передающие значительные нагрузки при высокой скорости. Такие колеса рассчитывают на контактную выносливость зубьев.

При проектировочном расчете определяют делительный диаметр шестерни (мм):

$$d_0 = K_\delta \sqrt[3]{\frac{M_K \cdot K_{H\beta}}{\psi_{bd} \cdot \sigma_{HP}} \cdot \frac{u+1}{u}}, \quad (5)$$

где  $K_\delta$  - вспомогательный коэффициент;  $M_K$  - крутящий момент на валу шестерни, Н·м;  $K_{H\beta}$  - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине зубчатого венца;  $\psi_{bd}$  - коэффициент ширины зубчатого венца;  $\sigma_{HP}$  - допустимое контактное напряжение, МПа;  $u$  - передаточное число (отношение числа зубьев большого колеса к числу зубьев меньшего колеса передачи).

$$M_K = 9550 \cdot \frac{N}{n_p}, \quad (6)$$

где  $N$  - в кВт,  $n_p$  - в мин<sup>-1</sup>.

Для незакаленной стали  $\sigma_{HP} = 2,73 \text{HB}$  МПа, где HB - твердость по Бринелю. Для закаленной стали в зависимости от твердости HRC<sub>Э</sub>  $\sigma_{HP} = 800 \dots 1100$  МПа.

Коэффициент  $\psi_{bd}$  -  $b/d$ , где  $b$  - ширина зубчатого венца.  $\psi_{bd}=0,2$  для передвигных прямозубых колес;  $\psi_{bd}=1,5$  для косозубых колес;  $\psi_{bd}=0,4$  при консольном расположении зубчатого колеса.

Коэффициент  $K_{H\beta}$  зависит от расположения колес относительно опор, твердости зубьев, коэффициента  $\psi_{bd}$  и выбирается по таблице или графикам.

Вспомогательный коэффициент  $K_\delta=770$  при прямых зубьях,  $K_\delta=675$  при косых зубьях.

Найдя  $d_0$ , определяют модуль  $m$  передачи. Для колес без смещения исходного контура  $m = \frac{d_0}{z} \cos \beta$ , где  $z$  - число зубьев шестерни, полученное при кинематическом расчете,  $\beta$  - угол наклона зуба. Рассчитанный модуль округляют до ближайшего стандартного значения. Для колес одной группы передач принимают, как правило, общий модуль и одинаковый коэффициент  $\psi_{bd}$ .

При проверочном расчете определяют ожидаемые в передаче контактные напряжения  $\sigma_H$  (должно быть  $\sigma_H \leq \sigma_{HP}$ );

$$\sigma_H = z_H \cdot z_M \cdot z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{d} \cdot \frac{(u+1)}{u}}, \quad (7)$$

где  $z_H$  - коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев, зависящий от  $u$  и  $\beta$  угла зацепления  $\alpha$ ;  $z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \beta}{\sin 2\alpha}}$ ; для прямозубых колес  $z_H=1.76$ .

Коэффициент  $z_M$  учитывает механические свойства материалов; для стальных колес  $z_M=274$ .

Коэффициент  $z_\varepsilon$  учитывает суммарную длину контактных линий; для

прямозубых колес  $z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}$ , для косозубых колес  $z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$ , причем коэффициент торцового перекрытия пары колес с числами зубьев  $z_i$  и  $z_i'$ :

$$\varepsilon_\alpha \approx [1.88 - 3.2(\frac{1}{z_i} + \frac{1}{z_i'})] \cdot \cos \beta. \quad (8)$$

Удельная расчетная окружная сила (Н/мм):

$$\omega_{Ht} = \frac{2 \cdot M}{b \cdot d} \cdot 10^3 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}, \quad (9)$$

где  $K_{H\alpha}$  - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями; при прямых зубьях  $K_{H\alpha}=1$ , для косозубых колес 7-й степени точности  $K_{H\alpha}$  зависит от окружной скорости:

V, м/с	2,5	5	10	15	20
$K_{H\alpha}$	1,03	1,05	1,07	1,09	1,12

Коэффициент  $K_{H\beta}$  имеет значение, принятое при проектировочном расчете.

Коэффициент  $K_{HV}$  учитывает динамическую нагрузку:

$$K_{HV} = 1 + \frac{W_{HV} \cdot b \cdot d}{2 \cdot M \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot 10^3} \quad (10)$$

где  $W_{HV}$  - удельная окружная динамическая сила, Н/мм:

$$W_{HV} = \delta_H \cdot g_0 \cdot V \cdot \sqrt{\frac{a}{u}},$$

$a$  - межосевое расстояние.

Коэффициент  $\delta_H$  учитывает вид зубчатой передачи и твердость зубьев. При твердости одного из сопряженных колес  $HВ < 350$  принимают  $\delta_H = 0,006$  при прямых зубьях и  $\delta_H = 0,002$  при косых зубьях; при  $HВ > 350$  принимают соответственно  $\delta_H = 0,014$  или  $\delta_H = 0,004$ .

Коэффициент  $g_0$  учитывает влияние разницы шагов зацепления шестерни и колеса; для колес 7-й степени точности принимают  $g_0 = 47$  при  $m < 3,5$  мм,  $g_0 = 53$  при  $4 < m < 10$  мм. При тех же условиях соответствующие максимальные значения  $W_{HV} = 240$  или  $W_{HV} = 310 W_{HV}$ .

#### 8.4 Расчет валов

Валы коробок передач предварительно рассчитывают исходя из допустимого угла закручивания  $[\varphi]$  на 1 м длины вала. При  $[\varphi] = 0,5^\circ$  средний диаметр вала (мм)  $d = \sqrt[4]{\frac{N}{n_p}}$ . Посадочные диаметры под зубчатые колеса, подшипники и другие детали должны отвечать ГОСТ 3225-85.

### Проверочный расчет валов.

Проверочный расчет валов проводят после конструктивной проработки узла. Порядок расчета следующий:

1. Составляют расчетную схему. Если силы расположены в разных плоскостях (и угол между ними больше  $30^\circ$ ), то схему строят в 2-х взаимно перпендикулярных плоскостях 1 и 2.

2. Определяют силы и крутящий момент, действующие на вал, в том числе реакции опор (в каждой плоскости).

3. Строят эпюры изгибающих моментов  $M_1$  и  $M_2$  (в каждой плоскости) и эпюру крутящего момента  $M_K$  (Н·м).

4. Определяют суммарные изгибающие моменты для предполагаемых опасных сечений вала:  $M_H = \sqrt{M_1^2 + M_2^2}$ .

5. Определяют амплитуду (МПа) нормальных напряжений изгиба и касательных напряжений для опасных сечений:

$$\sigma_a = \sigma_{\max} = \frac{M_H}{W} \cdot 10^3; \quad \tau_a = \tau_{\max} = \frac{M_K}{W_P} \cdot 10^3, \quad (11,12)$$

где  $W$  - осевой момент сопротивления изгибу,  $\text{мм}^3$ ;  $W_P$  - полярный момент сопротивления кручению,  $\text{мм}^3$ .

6. Определяют запасы прочности по выносливости (расчет на усталостную прочность):

Общий коэффициент запаса прочности:

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}; \quad (13)$$

Коэффициенты запаса прочности соответственно по нормальным и касательным напряжениям:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}; \quad n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}, \quad (14,15)$$

где  $\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}$  - пределы выносливости соответственно при изгибе и кручении, причем  $\sigma_{-1} \approx 0,43 \cdot \sigma_B$ ,  $\tau_{-1} \approx 0,58 \cdot \sigma_{-1}$ ; для наиболее распространенных материалов валов (сталь 45, 20X, 40X) предел прочности  $\sigma_B = 560-900$  МПа.

Коэффициенты концентрации напряжений при изгибе  $K_\sigma$  и кручении  $K_\tau$  зависят от формы вала (наличие галтелей, канавок, отверстий, шлицев и т.п.).

Масштабные факторы  $\varepsilon_\sigma$  и  $\varepsilon_\tau$ , учитывающие абсолютные размеры вала. Коэффициенты  $\psi_\sigma$  и  $\psi_\tau$  учитывают влияние асимметричности цикла изменения напряжений. Средние напряжения  $\sigma_m$   $\tau_m$  в частном случае - для реверсивных валов (симметричный цикл) - равны нулю.

7. Сравнивают  $n$  с допустимым коэффициентом  $[n] = 1,5 \dots 1,8$ . Должно быть  $n \geq [n]$ .

8. Проводят расчет на жесткость, определяя в каждой из плоскостей 1 и 2 расчетной схемы углы наклона упругой линии вала под зубчатыми

колесами и подшипниками, а также максимальное значение прогиба. Используют формулы и методы расчета из курса "Сопротивление материалов".

9. Сравнивают  $\theta$  и  $y$  с допустимыми  $[\theta]$  и  $[y]$ . Должно быть  $\theta \leq [\theta]$  и  $y \leq [y]$ .

## 9 РАСЧЕТЫ ШПИНДЕЛЕЙ

Все шпиндели рассчитывают на жесткость, тяжело нагруженные, кроме того, на прочность, быстроходные ( $>2000 \text{ мин}^{-1}$ ) - на виброустойчивость. Жесткость не зависит от марки стали, т.к. модуль упругости для разных сталей практически одинаков. Поэтому выбор материала для шпинделя должен обеспечивать главным образом поверхностную твердость. Она необходима не только в местах соединения со сменными деталями (конус, фланец) или на шейках, работающих в подшипниках скольжения. Шейки под подшипники качения в прецизионных станках также должны иметь высокую твердость для лучшей обрабатываемости при шлифовании и сохранении степени подвижности при сборке-разборке.

Для шпинделей станков нормальной точности используют сталь 45 или 40X с закалкой ТВЧ до твердости  $HRC_3=48...56$ . Шпиндели сложной формы, например, с внутренним конусом небольшого размера, изготавливают из сталей 50X, 40XГР с объемной закалкой (только передней части) до  $HRC_3=56...60$ . Шпиндели, устанавливаемые в опорах качения, особенно небольшого диаметра, изготавливают из цементируемых сталей 18ХГТ, 12ХНЗА (твердость  $HRC_3=56...60$ ). Шпиндели, работающие в опорах жидкостного трения, делают из азотируемой стали 38ХМ10А,  $HRC_3=63...68$ . Крупные полые шпиндели иногда выполняют из чугуна.

Расчетная схема отражает действующую на шпиндельный узел нагрузку (силы, моменты), элементы конструкции, воспринимающие эти нагрузки (опоры и т.п.), и параметры, характеризующие расположение элементов расчетной схемы, а также свойства этих элементов (размеры, жесткость и т.п.). На рисунке 5 приведены схемы наиболее типичных конструкций шпиндельных узлов (а, б) и соответствующие расчетные схемы, где  $P$  - сила резания,  $Q$  - сила со стороны привода. Необходимо обращать внимание на то, чтобы расчетная схема, в т.ч. графические условные обозначения элементов, воспринимающих нагрузку, отражали физическую сущность конструкции, особенности взаимодействия ее частей. Так, одинарный подшипник качения позволяет в некоторых пределах наклонить ось внутреннего кольца относительно оси наружного кольца. Следовательно, поперечное сечение шпинделя в такой опоре под действием сил может повернуться на угол  $\theta$ , что учтено в расчетной схеме изображением слева ножевой опоры. Опора со сдвоенными подшипниками, в особенности роликовыми, препятствует повороту оси опорного участка шпинделя, защемляет этот участок. Если считать такую опору абсолютно жесткой, то ее эквивалент в расчетной схеме - жесткая заделка (рисунок 5,в). При



взаимодействии шпинделя с опорой скольжения возникает реактивный момент (рисунок 5, б, г).

Различные комбинации подшипников качения оказывают не одинаковое защемляющее воздействие при деформировании шпинделя, что учитывают в расчете соответствующими коэффициентами. Обычно силы действуют в различных плоскостях. Тогда расчетную схему надо строить отдельно для вертикальной и горизонтальной плоскостей. В каждой плоскости учитывают соответствующие проекции сил.

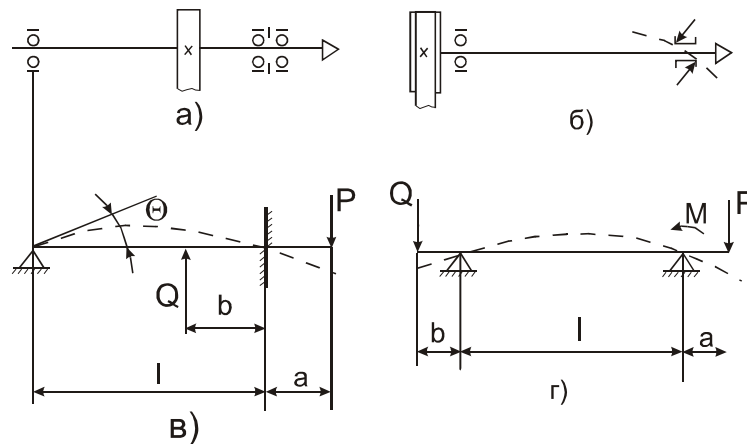


Рисунок 5 - Схемы различных конструкций шпиндельных узлов (а, б) и соответствующие расчетные схемы

### 9.1 Расчет на жесткость

Расчет шпинделя на жесткость предусматривает определение упругих смещений. На работоспособность шпинделя наибольшие ограничения накладывают деформации изгиба, вызванные поперечными силами. На шпиндель действует обычно сила резания  $P$  и движущая сила привода  $Q$ . Для токарных станков  $P = \sqrt{P_y^2 + P_z^2}$ , где  $P_y$  и  $P_z$  соответственно радиальная и окружная составляющие силы резания. При передаче крутящего момента на шпиндель зубчатым колесом  $Q = \sqrt{F_t^2 + F_r^2}$ , где  $F_t$  и  $F_r$  - соответственно окружная (тангенциальная) и радиальная силы, действующие в зубчатой передаче. Можно принять:

$$Q \approx 1,1 \cdot F_t = 2,2 \cdot 10^3 \cdot \frac{M_K}{D}, \quad (16)$$

где  $M_K$  - крутящий момент на шпинделе, Н·м.,  $D$  - делительный диаметр зубчатого колеса, мм.

Если применен шпиндель, разгруженный от действия сил со стороны шкива, или электрошпиндель, то учитывают только силу резания.

Для упрощения расчета на жесткость рассмотрим расчетные схемы (рисунок б) со шпинделями в виде балок на шарнирных (ножевых) опорах. Пренебрежем защемляющим действием подшипников, что несколько снижает жесткость, т.е. создает ее запас.

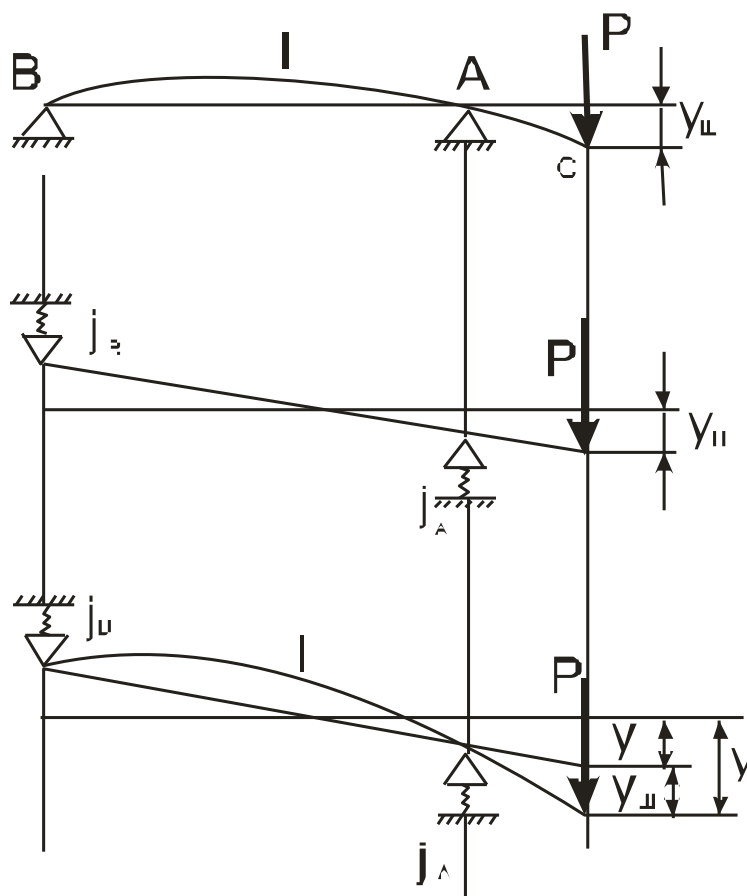


Рисунок 6 - Деформации в шпиндельном узле

Из-за прогиба у переднего конца шпинделя в точке С возникает погрешность обработки, например отклонение диаметра изделия от допускаемого значения. Наклон оси шпинделя вызывает перекос зубьев приводных колес. Наклон оси должен быть ограничен для удовлетворительной работы подшипников.

При нагружении нежесткого шпинделя в абсолютно жестких опорах он изогнется (рисунок 6,а). Прогиб конца  $y_{ш}$  зависит от усредненного момента инерции  $I$  поперечного сечения шпинделя. При нагружении абсолютно жесткого шпинделя, установленного в нежестких опорах, он смещается из-за отжимов опор (рисунок 6,б), причем величина  $y_{п}$  зависит от жесткостей  $j_A$  и  $j_B$  опор. Так как упругая податливость свойственна и шпинделю и опорам, то суммарное смещение конца шпинделя  $y = y_{ш} + y_{п}$  (рисунок 6,в).

На рисунке 7 представлены основные виды расчетных схем для шпинделей станков.

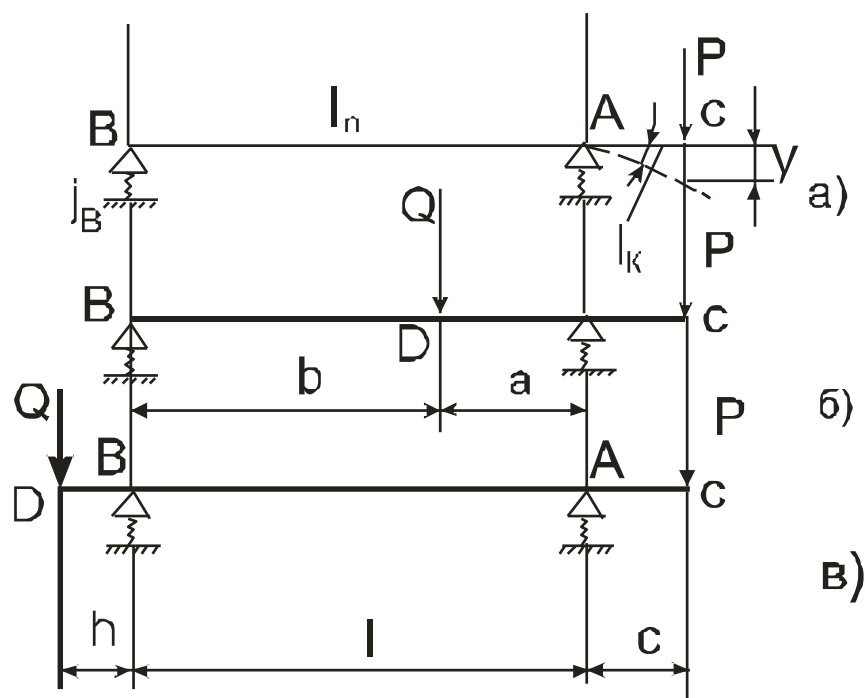


Рисунок 7 - Расчетные схемы шпинделей

Ниже приведены формулы для определения прогибов  $y$  (мм) и углов наклона  $\theta$  (рад).

Для схемы на рисунке 7,а (шпиндель, разгруженный от шкива или электрошпиндель):

$$y = P \cdot \left[ \frac{(l+c)^2}{j_A \cdot l^2} + \frac{c^2}{j_B \cdot l^2} + \frac{c^3}{3 \cdot E \cdot I_K} + \frac{l \cdot c^2}{3 \cdot E \cdot I_{II}} \right]; \quad (17)$$

$$\theta = \frac{P \cdot l \cdot c}{3 \cdot E \cdot I_{II}}, \quad (18)$$

где  $j_A$  и  $j_B$  - жесткости опор А и В соответственно, Н/мм ;  $I_K$  и  $I_{II}$  - усредненные моменты инерции шпинделя соответственно на консоли и в пролете между опорами, мм<sup>4</sup>;  $E$  - модуль упругости материала шпинделя, МПа;  $l$  - расстояние между опорами, мм ;  $C$  - длина консоли, мм;  $P$  - сила резания, Н.

Для схемы на рисунке 7,б (привод зубчатым колесом):

$$y = P \cdot \left[ \frac{(l+c)^2}{j_A \cdot l^2} + \frac{c^2}{j_B \cdot l^2} + \frac{c^3}{3 \cdot E \cdot I_K} + \frac{l \cdot c^2}{3 \cdot E \cdot I_{II}} \right] \mp Q \cdot \left[ \frac{(l+c) \cdot h}{j_A \cdot l^2} + \frac{(l+c) \cdot h}{j_B \cdot l^2} - \frac{l \cdot c \cdot h}{6 \cdot E \cdot I_{II}} \right]; \quad (19)$$

$$\theta = \frac{1}{3 \cdot E \cdot I_{II}} \cdot \left[ P \cdot c \cdot l \mp Q \cdot \frac{a \cdot b}{2 \cdot l} (l+b) \right], \quad (20)$$

где  $Q$  - движущая сила привода, Н ;  $a, b$  - расстояние от межопорной силы соответственно до опор А и В, мм.

Верхние знаки перед  $Q$  соответствуют направлению этой силы по рисунку 7,6, нижние - в противоположном направлении.

Для схемы на рисунке 7,в (шпиндель со шкивом):

$$y = P \cdot \left[ \frac{(l+c)^2}{j_A \cdot l^2} + \frac{c^2}{j_B \cdot l^2} + \frac{c^3}{3 \cdot E \cdot I_K} + \frac{l \cdot c^2}{3 \cdot E \cdot I_{II}} \right] \mp Q \cdot \left[ \frac{(l+c) \cdot h}{j_A \cdot l^2} + \frac{(l+c) \cdot h}{j_B \cdot l^2} - \frac{l \cdot c \cdot h}{6 \cdot E \cdot I_{II}} \right]; \quad (21)$$

$$\theta = \frac{1}{3 \cdot E \cdot I_{II}} \cdot \left( P \cdot c \pm Q \cdot \frac{h}{2} \right), \quad (22)$$

где  $h$  - длина консоли для шкива, мм.

Дополнительно для схемы по рисунку 7,б необходимо определить прогиб (мм) под зубчатым колесом:

$$n_D = P \cdot \left[ \frac{(l+c) \cdot b}{j_A \cdot l^2} - \frac{a \cdot c}{j_B \cdot l^2} - \frac{a \cdot b \cdot c \cdot (l+b)}{6 \cdot E \cdot I_{II} \cdot l} \right] \pm Q \cdot \left[ \frac{b^2}{j_A \cdot l^2} + \frac{a^2}{j_B \cdot l^2} + \frac{a^2 \cdot b^2}{3 \cdot E \cdot I_{II} \cdot l} \right]. \quad (23)$$

Жесткость (суммарная) гидродинамических опор  $j_{оп}$  зависит от жесткости масляных клиньев  $j_m$  и жесткости деталей подшипника (в частности для подшипника ЛОН-34 учитывают контактную жесткость  $j_k$  и определяется по зависимости:

$$\frac{1}{j_{оп}} = \frac{1}{j_m} + \frac{1}{j_k}. \quad (24)$$

При эксцентриситете  $e=0$  и использовании минерального масле (велосит) с кинематической вязкостью при  $T=50^\circ\text{C}$  4...5 сСт и динамическим коэффициентом вязкости 4сП, жесткость масляного клина  $j_m=0,9 \cdot n \cdot D$ . По экспериментальным данным  $j_k \leq 250...350$  Н/мкм. Расчет показывает, что  $j_m \gg j_k$ .

Жесткость гидростатической опоры определяется жесткостью смазочного слоя в зазоре:

$$j = \frac{0.15 \cdot D^2 \cdot P_H}{\Delta} \text{ Н/мкм}, \quad (25)$$

где  $D$  и  $\Delta$  - диаметр шейки подшипника и зазор соответственно, мм;  $P_H$  - давление насоса, МПа.

Так как жесткость подшипника д. б. не меньше жесткости шпинделя, то  $j \gg 500$  н/мкм, тогда формула 25 превращается в условие, используемое при выборе  $P_H$  и  $\Delta$ :

$$\frac{P_H}{\Delta} \gg \frac{500}{0.15 \cdot D^2}. \quad (26)$$

Жесткость опор качения зависит от контактной жесткости между телами качения и кольцами (повышается вследствие предварительного натяга) и контактной жесткости соединений колец со шпинделем и с корпусом (определяется характером посадок). Радиальную жесткость опор качения ориентировочно можно оценить по рисунку 8 (в зависимости от внутреннего диаметра  $d$  подшипника). При определении жесткости шпиндельного узла без учета податливости опор ( $j = \infty$ ) в формулах 21 и 23 не надо учитывать дроби, в знаменатель которых входят  $j_A$  и  $j_B$ .

В приближенных расчетах шпиндель считают балкой с сечением, постоянным по всей длине. Тогда момент инерции сечения:

$$I_K = I_{II} = \frac{\pi}{4} \cdot (R^4 - r^4) \text{ мм}, \quad (27)$$

где  $R$  и  $r$  - радиусы соответственно наружной и внутренней поверхностей шпинделя в передней опоре.

При усреднении момента инерции пользуются формулой среднего диаметра:

$$d = \frac{(d_1 \cdot l_1 + d_2 \cdot l_2 + \dots + d_K \cdot l_K)}{L}, \quad (28)$$

где  $d_1, d_2, \dots, d_K$  и  $l_1, l_2, \dots, l_K$  - диаметры и соответственно длины участков шпинделя.

$L$  - общая длина шпинделя (или части шпинделя, например, в межопорном пролете при определении  $I_{II}$ ).

В общем случае силы  $P$  и  $Q$  могут располагаться в различных плоскостях, проходящих через ось шпинделя. Если угол между этими плоскостями  $20-30^\circ$  следует вести расчет прогибов в 2-х координатных плоскостях: в горизонтальной и вертикальной или в плоскости, проходящей через вектор силы  $P$ , и в плоскости, перпендикулярной ему.

При расчете прогиба в плоскости вектора силы  $P$  вместо  $Q$  подставляют ее составляющую  $Q_1 = Q \cos \beta$  (рисунок 9).

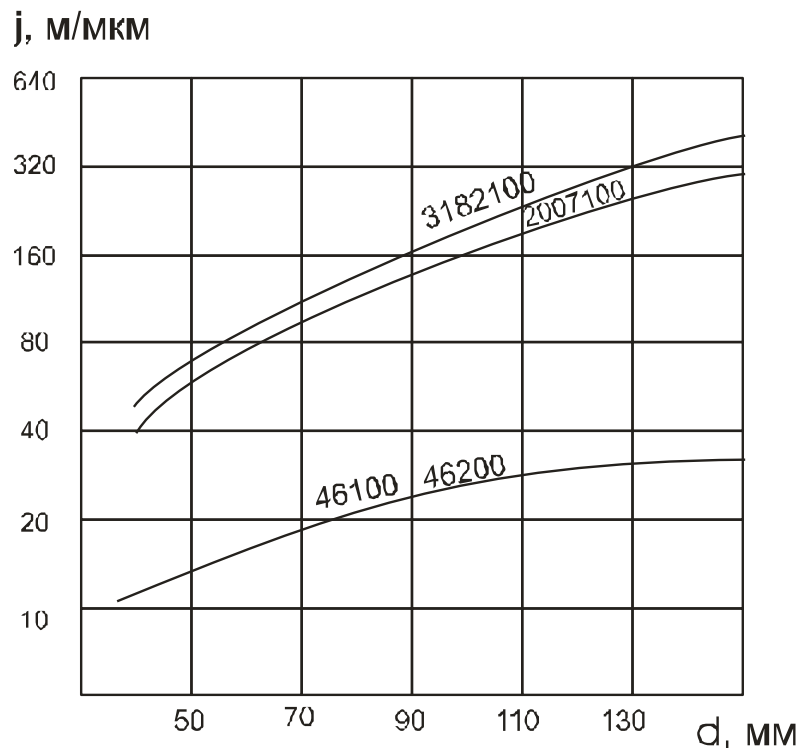


Рисунок 8 - Графики ориентировочной жесткости шпиндельных опор качения с предварительным натягом

Подшипники: 3182100 - радиальный, 2-хрядный роликоподшипник

2007100 - конический однорядный роликоподшипник

46100 и 46200 - радиально-упорный шарикоподшипник

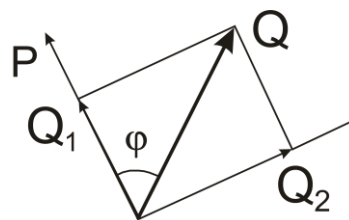


Рисунок 9 - Схема расположения действующих сил

Получают  $y_1$  и  $\theta_1$ . Далее по тем же формулам определяют прогиб  $y_2$  и угол  $\theta$  наклона оси шпинделя в перпендикулярной плоскости, полагая  $P=0$  и  $\theta_2 = \theta \sin \varphi$ . Затем находят результирующие величины  $y = \sqrt{y_1^2 + y_2^2}$  и  $\theta = \sqrt{\theta_1^2 + \theta_2^2}$ .

Радиальная жесткость шпиндельного узла:

$$j_{\text{общ}} = \frac{P}{y}, \text{ Н/мм.} \quad (29)$$

Завершив расчет, делают заключение: сравнивают вычисленные величины с допустимыми. Допустимый прогиб конца шпинделя  $[y] = \Delta/3$ , где  $\Delta$  - допуск на биение конца шпинделя по нормам точности станка. Условие достаточной жесткости:

$$y \leq [y]. \quad (30)$$

Допустимый угол наклона оси шпинделя в передней опоре  $[\theta] = 0,001$  рад и гидростатической опоры  $[\theta] = 0,0003$  рад.

Условие достаточной жесткости: минимальная допустимая радиальная жесткость для большинства станков общего назначения  $j_{\min} = 250$  Н/мкм, для прецизионных станков  $j_{\min} = 500$  Н/мкм. Должно быть  $j_{\text{общ}} \gg j_{\min}$ . Допустимый прогиб межопорной части шпинделя зависит от расположенных там приводных элементов. Под зубчатым колесом  $[y] = (0,0001 \dots 0,0002) \cdot l$ , где  $l$  - расстояние между опорами.

Для электрошпинделя  $[y] = 0,1 \cdot t$ , где  $t$  - зазор между ротором и статором. Жесткость шпиндельного узла зависит от отношения  $K = l/c$ . Чем меньше  $K$ , тем больше влияет на  $y$  одна и та же податливость опор, но шпиндель получается более жестким. Чем больше  $K$ , тем меньше влияние нежесткости опор, но тем в большей степени ослабляется сам шпиндель. Рекомендуемая оптимальная область значений  $K$ :  $K \geq 2,5$ . Длину консоли  $C$  следует принимать минимально возможной, например, чтобы разместить уплотнение.

## 9.2 Расчет на прочность

Расчет на прочность носит для шпинделя проверочный характер. Для пропуска прутка заготовки или деталей крепления инструмента шпиндели делают полыми, поэтому момент сопротивления определяется по формуле  $W = \frac{\pi}{4 \cdot R} \cdot (R_4^4 - r^4)$ . Шпиндели рассчитываются на усталостную прочность, как и валы. Обычно совместно действуют нормальные и касательные напряжения. Минимальный запас прочности по выносливости  $n_{\min} = 1,5 \dots 1,8$ . Условие достаточной прочности  $n \geq n_{\min}$ .

## 9.3 Расчет на виброустойчивость

Данный расчет выявляет возможность возникновения резонансных явлений. Для этого определяют частоту  $f$  собственных колебаний шпинделя, которая должна отличаться от частоты вращения шпинделя не менее чем на 25-30%. Однако, вследствие неточности определения  $f$ , в расчете желательно, чтобы разница была больше. Практически обеспечивают у шпинделей станков  $f \geq 200$  Гц, а в ответственных случаях  $f \geq 500$  Гц.

## 10 ЛИТЕРАТУРА

1. Вереина Л.И. Технологическое оборудование машиностроительных заводов : учебник / Вереина Л.И., Краснов М.М.. - Москва, Вологда : Инфра-Инженерия, 2022. - 332 с. - ISBN 978-5-9729-1066-3. - Текст : электронный // IPR SMART : [сайт]. - URL: <https://www.iprbookshop.ru/123889.html> .
2. Скиба В.Ю. Оборудование машиностроительного производства. Металлорежущие станки : учебное пособие / Скиба В.Ю., Иванцовский В.В.. - Новосибирск : Новосибирский государственный технический университет, 2022. - 144 с. - ISBN 978-5-7782-4739-0. - Текст : электронный // IPR SMART : [сайт]. - URL: <https://www.iprbookshop.ru/126509.html>
3. Сибикин, М.Ю. Современное металлообрабатывающее оборудование: справочник / М.Ю.Сибикин. - М. : Директ-Медиа, 2014. - 308 с. - ISBN 978-5-4458-9553-4 ; То же [Электронный ресурс]. - URL:<http://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=236496>.
4. Завистовский, С. Э. Технологическое оборудование машиностроительного производства : учебное пособие / С. Э. Завистовский. - Минск : РИПО, 2019. - 353 с. : ил., табл., схем. - Режим доступа: по подписке. - URL:. - Библиогр. в кн. - ISBN 978-985-503-849-9.
5. Схиртладзе А.Г. Автоматизация технологических процессов и производств: учебник. Схиртладзе А.Г., Федотов А.В., Хомченко В.Г., Моисеев В.Б. Пенза: ПензГТУ, 2015. - 442 с. - Доступ из ЭБС «Университетская библиотека online».



## Содержание расчетного задания

Титульный лист

Содержание

Введение

- 1    Общий вид станка. Описание назначения и основных характеристик базовой модели станка. Кинематическая схема станка.
- 2    Определение знаменателя геометрической прогрессии ряда частот вращения выходного вала привода главного движения, подач, либо другого заданного приводного механизма.
- 3    Расчет числовых значений частот вращения в требуемом диапазоне регулирования.
- 4    Выбор структурного варианта проектируемого привода (построение структурной сетки).
- 5    Динамический расчет.
- 6    Построение графика частот вращения валов привода.
- 7    Определение чисел зубьев зубчатых колес. Подбор материала зубчатых колес, расчет модулей. Расчет размеров зубчатых колес.
- 8    Подбор материала валов, расчет их диаметров и прочих размеров.
- 9    Выбор подшипников.
- 10   Конструирование валов и зубчатых колес с назначением допусков, посадок, шероховатости, точности, термообработки и пр.
- 11   Обоснование принятой либо проектирование оригинальной конструкции механизма переключения частот вращения.
- 12   Литература

Приложения

### Требования к оформлению пояснительной записки РЗ

Расчетно-пояснительная записка выполняется в объеме 20-25 страниц и содержит:

- 1) титульный лист;
- 2) содержание;
- 3) введение;
- 4) основная часть;
- 5) заключение;
- 6) список использованных источников;
- 7) приложения.

Титульный лист оформляется на бланке формата А4 и содержит сведения согласно СТО АлтГТУ 12 570 – 2016 (Приложение Б).

Содержание состоит из последовательно перечисленных наименований разделов, подразделов и приложений с указанием номера страницы, на которой они помещены. Слово «Содержание» записывается в виде заголовка симметрично тексту с прописной буквы. Наименования, включенные в содержание, записывают строчными буквами, первая буква – прописная (с абзаца). Содержание включают в общую нумерацию листов пояснительной

записки.

Во введении кратко формулируются, задачи, стоящие перед машиностроением вообще и станкостроением в частности. Должно быть дано обоснование выбранных вариантов технических решений на основе современных достижений науки и техники. Оно должно носить конкретный характер и быть связанным с основным содержанием работы.

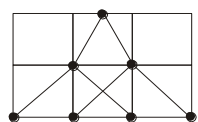
Основная часть пояснительной записки должна составлять не менее 80% объема пояснительной записки.

Заключение должно содержать краткие выводы, характеризующие результаты проектирования, и отражать проявленные студентом универсальные и предметные компетенции.

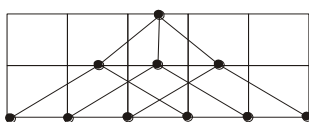
Список использованных источников должен включать все источники, расположенные в порядке ссылок в тексте записки или по алфавиту. Дается библиографическое описание каждого источника в соответствии с ГОСТ 7.1, ГОСТ 7.12.

Приложения должны содержать материалы вспомогательного характера (чертежи, спецификации, алгоритмы, программы ЭВМ, большие таблицы и т.д.). Каждое приложение следует начинать с новой страницы с указанием наверху посередине страницы слова «Приложение».

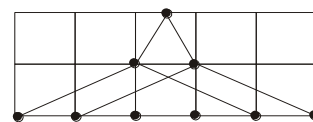
## ПРИЛОЖЕНИЕ А



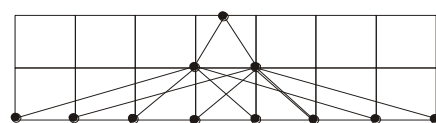
$$4 = 2 \times 2$$



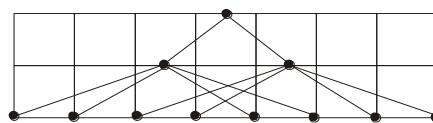
$$6 = 3 \times 2$$



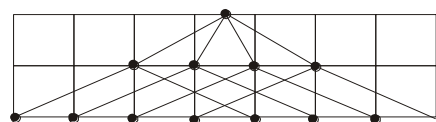
$$6 = 2 \times 3$$



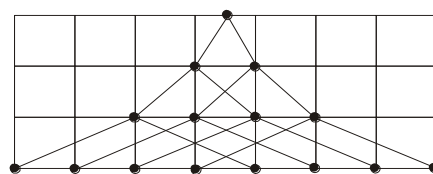
$$8 = 2 \times 4$$



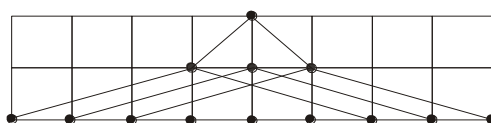
$$8 = 2 \times 4$$



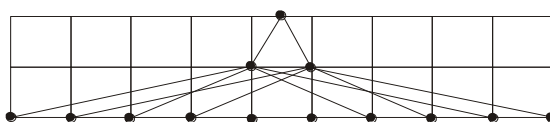
$$8 = 4 \times 2$$



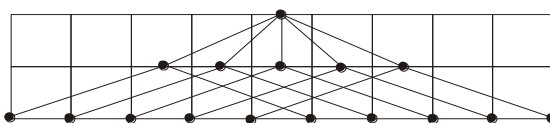
$$8 = 2 \times 2 \times 2$$



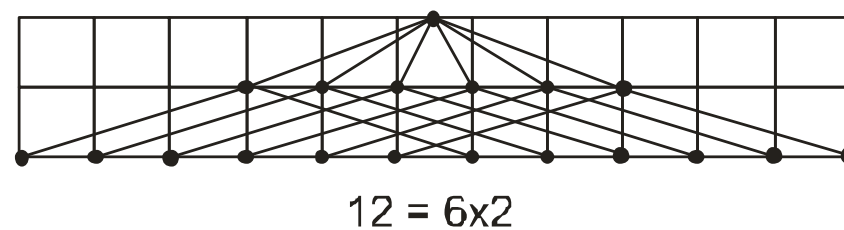
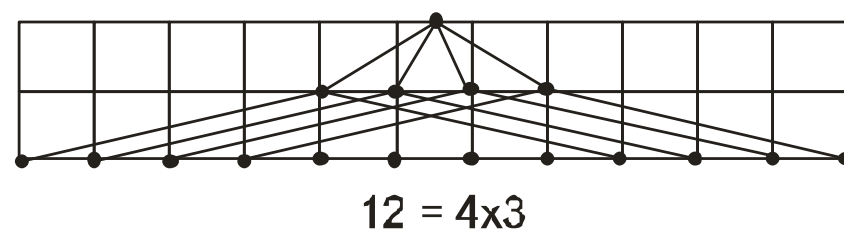
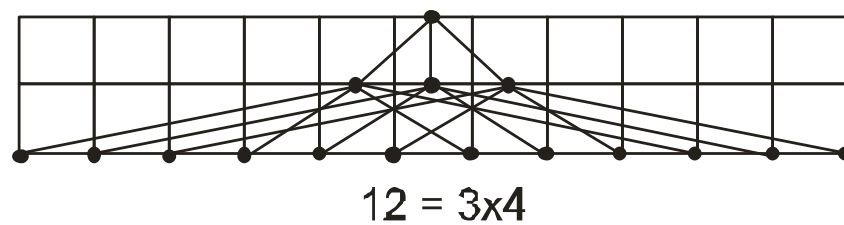
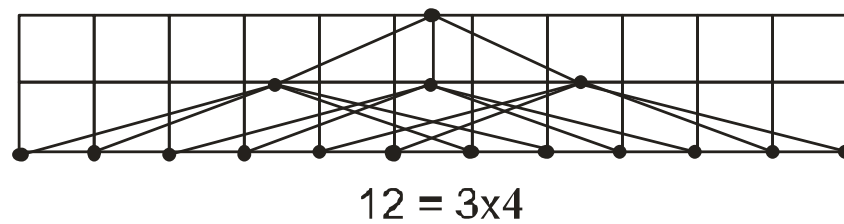
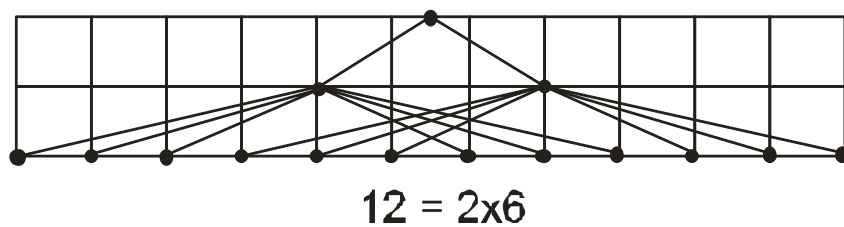
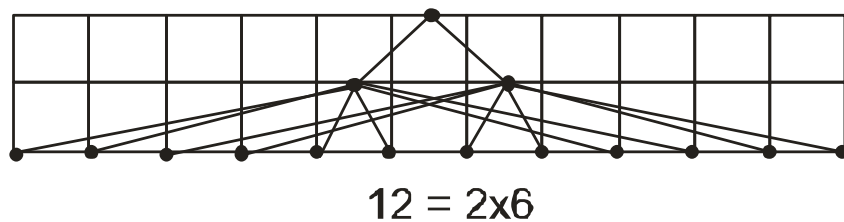
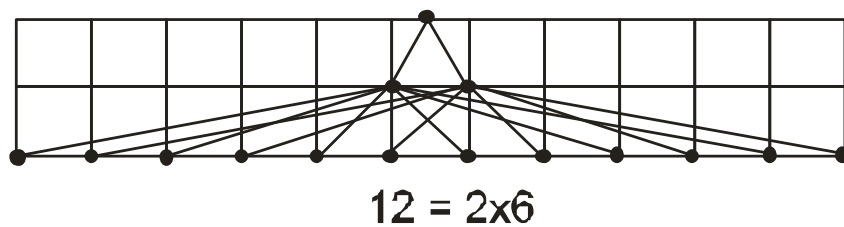
$$9 = 3 \times 3$$

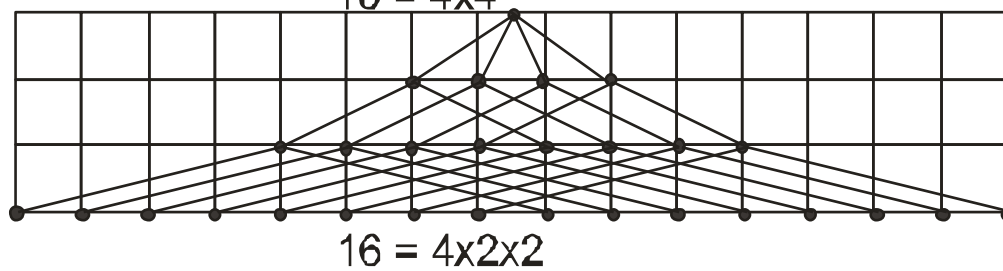
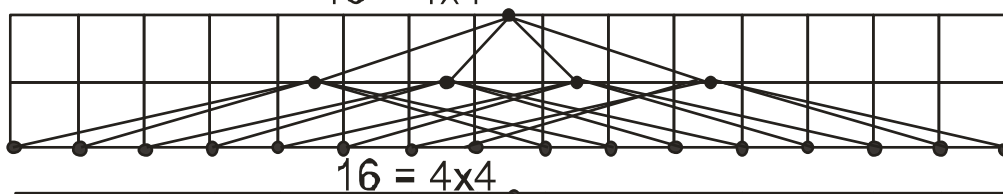
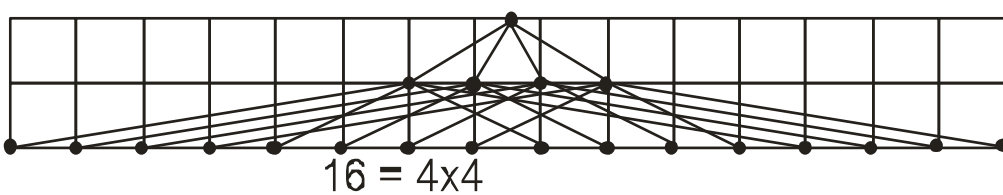
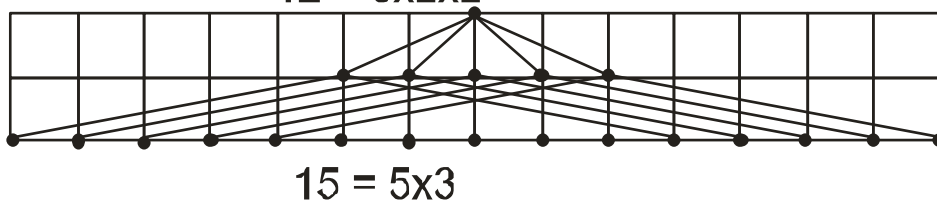
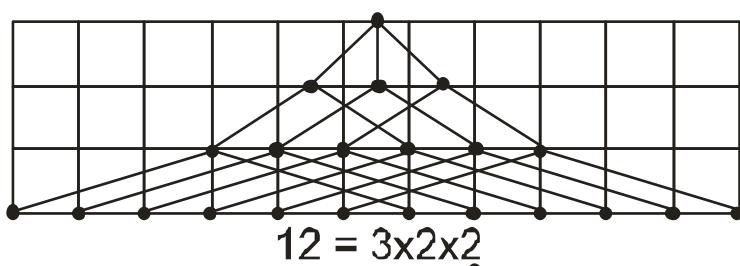
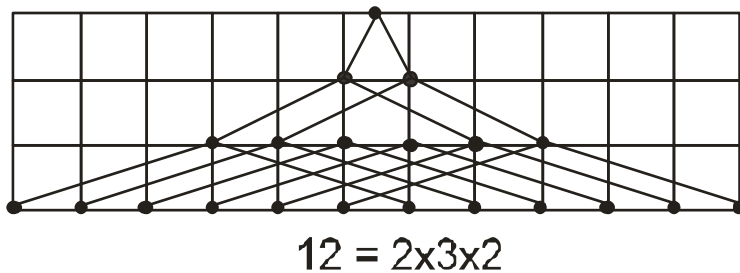
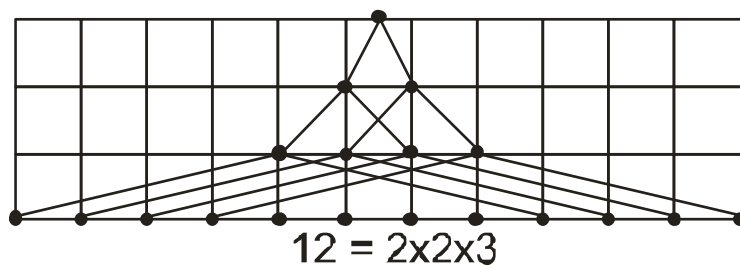


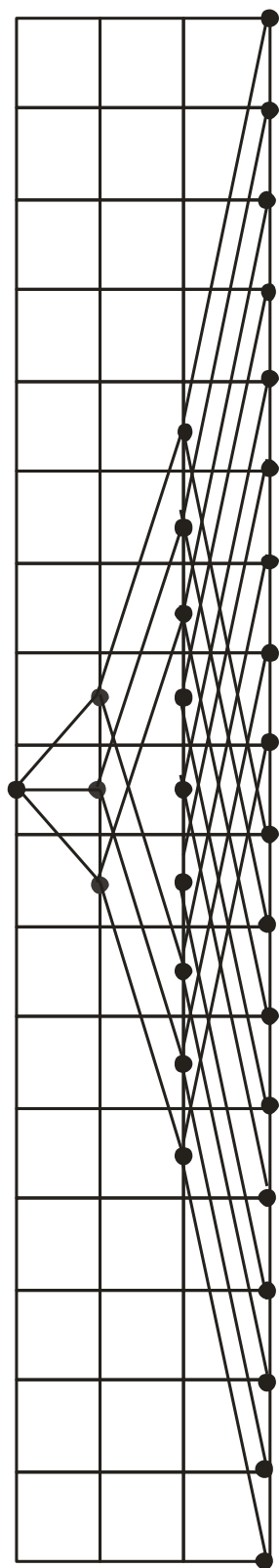
$$10 = 2 \times 5$$



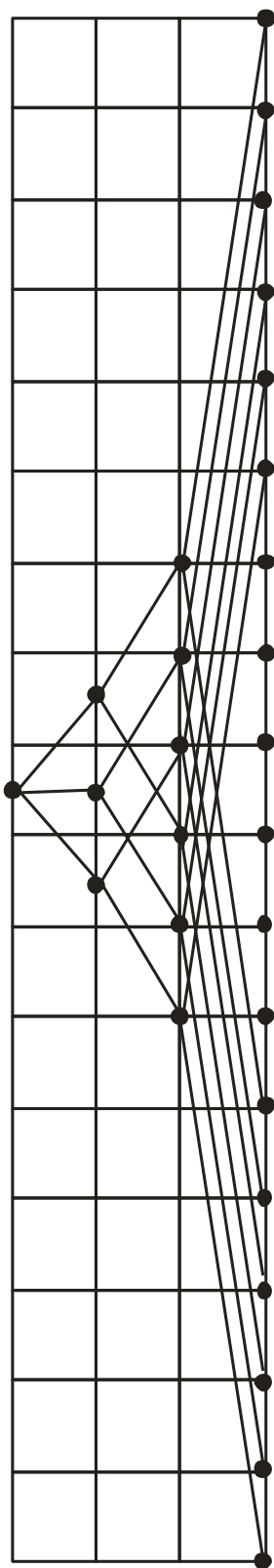
$$10 = 5 \times 2$$



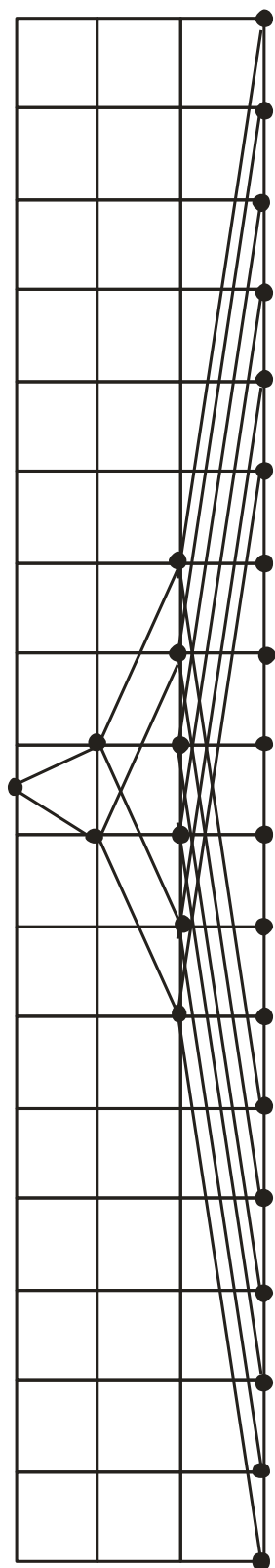




$$18 = 3 \times 3 \times 2$$



$$18 = 3 \times 2 \times 3$$



$$18 = 2 \times 3 \times 3$$

## ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Форма титульного листа расчетного задания

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего образования  
«Алтайский государственный технический университет  
им. И.И.Ползунова (АлтГТУ)»

Факультет специальных технологий

Кафедра технологии машиностроения

РЗ защищено  
с оценкой \_\_\_\_\_

Руководитель

\_\_\_\_\_  
(подпись) (и.о. фамилия)  
“ ” 20\_\_ г.  
дата

\_\_\_\_\_  
тема  
\_\_\_\_\_

### Пояснительная записка к расчетному заданию

по \_\_\_\_\_  
дисциплине

РЗ \_\_\_\_\_. 000 ПЗ

Студент группы \_\_\_\_\_

и.о., фамилия

Руководитель \_\_\_\_\_

должность, ученая степень

и.о., фамилия

БАРНАУЛ 20\_\_

## ПРИЛОЖЕНИЕ В

### Форма 2 (ГОСТ 2.104) – Основная надпись для пояснительных записок и первых листов спецификаций

(14)	(15)	(16)	(17)	(18)			
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			
Разраб.							
Пров.							
(10)	(11)	(12)	(13)		(1)	Лит.	Лист
Н.контр.						(4)	(7)
Утв.						5	5
						5	15
							20
							(9)
17	23	15	10		70	50	
185							

Пример заполнения

					<b>РЗ 15.03.05.15.000 ПЗ</b>		
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			
Разраб.		Новиков			Лит.	Лист	Листов
Пров.		Мальцев			У	2	
Н.контр.		Мальцев			Основная часть АлтГТУ, ФСТ, КТМ-11		
Утв.							

### Форма 2а (ГОСТ 2.104) – Основная надпись для последующих листов чертежей, схем и текстовых конструкторских документов

(14)	(15)	(16)	(17)	(18)			Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			(7)
7	10	23	15	10	110		10
185							

Пример заполнения

					<b>РЗ 15.03.05.15.000 ПЗ</b>		Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			3

Для последующих листов пояснительной записки допускается  
следующая упрощенная форма основной надписи 2а

Лист
4



Ятло Иван Иванович, Буканова Ирина Сергеевна

Учебно-методическое пособие к расчетному заданию по дисциплине  
«Металлорежущее оборудование» для студентов направления 15.03.05  
«Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных  
производств» всех форм обучения / Алт. гос. техн. ун-т им. И. И. Ползунова.  
- Барнаул: АлтГТУ, 2024. - 33 с.