



А.С. Красиков

**ТЕОРИЯ И КОНСТРУКЦИЯ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН
И ОБОРУДОВАНИЯ**

Екатеринбург
2016

Электронный архив УГЛТУ

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

ФГБОУ ВО «УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ЛЕСОТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра инновационных технологий
и оборудования деревообработки

А.С. Красиков

ТЕОРИЯ И КОНСТРУКЦИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ

Учебно-методическое пособие
по выполнению курсового проекта
для обучающихся по специальности 15.03.02
«Технологические машины и оборудование»
всех форм обучения

Екатеринбург
2016

Печатается по рекомендации методической комиссии ИЛБиДС.
Протокол № 2 от 15 октября 2015 г.

Рецензент – И.Т. Глебов, канд. техн. наук, профессор

Редактор А.Л. Ленская
Оператор компьютерной верстки Е.А. Газеева

Подписано в печать 31.10.16		Поз. 61
Плоская печать	Формат 60×84 1/16	Тираж 10 экз.
Заказ №	Печ. л. 2,32	Цена руб. коп.

Редакционно-издательский отдел УГЛТУ
Отдел оперативной полиграфии УГЛТУ

ВВЕДЕНИЕ

Методическое пособие составлено в соответствии с программой дисциплины «Теория и конструкция технологических машин и оборудования» и предназначено для студентов специальности 15.03.02 «Технологические машины и оборудование». Дисциплина имеет большое значение в практической деятельности бакалавра, она формирует следующие профессиональные компетенции:

ПК-3 – способность принимать участие в работах по составлению научных отчетов по выполненному заданию и внедрять результаты исследований и разработок в области технологических машин и оборудования;

ПК-4 – способность участвовать в работе над инновационными проектами, используя базовые методы исследовательской деятельности;

ПК-5 – способность принимать участие в работах по расчету и проектированию деталей и узлов машиностроительных конструкций в соответствии с техническими заданиями и использованием стандартных средств автоматизации проектирования;

ПК-7 – умение проводить предварительное технико-экономическое обоснование проектных решений.

Темой курсового проекта может быть проект нового станка для обработки деталей заданной формы и размеров или проект модернизации известного станка с целью расширения его технологических возможностей или улучшения каких-либо его технических характеристик: повышение надежности, точности базирования, снижение трудозатрат в технологическом процессе и т.д. Обучающиеся на заочном факультете выбирают задание по Приложению 1.

СОДЕРЖАНИЕ И ОБЪЕМ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Курсовой проект состоит из расчетно-пояснительной записки объемом 25 – 30 страниц и двух листов чертежей.

Расчетно-пояснительная записка включает следующие разделы.

Задание на курсовой проект.

Оглавление.

Введение.

1. Обзор конструкций аналогичных станков.

2. Технологическая часть.

2.1. Разработка технологической схемы.

2.2. Выбор параметров дереворежущего инструмента.

2.3. Расчет сил резания.

3. Расчетно-конструкторская часть.

3.1. Расчет тягового усилия.

3.2. Разработка кинематической схемы и выбор привода.

3.3. Проектирование узла станка.

4. Техническая характеристика станка.

Заключение.

Библиографический список.

Графическая часть проекта выполняется на двух листах формата А1.

Первый лист разбивается на форматы А3 – А4, на которых вычерчиваются кинематическая схема проектируемого станка или механизма и 3 – 4 наиболее важных детали узла.

На втором листе формата А1 выполняется сборочный чертеж модернизируемого или вновь проектируемого узла. В соответствии с ГОСТ 2.108-68 к сборочному чертежу составляется спецификация, выполняемая на отдельных листах формата А4.

На сборочном чертеже должны быть проставлены габаритные, установочные и присоединительные размеры, а также нанесены линии – выноски с номерами позиций от каждой сборочной единицы, детали, стандартного изделия и т.д.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ И СПРАВОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ К ВЫПОЛНЕНИЮ ОТДЕЛЬНЫХ РАЗДЕЛОВ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Введение

Во введении кратко излагаются основные цели и задачи проекта, а также дается предварительная оценка ожидаемых результатов осуществляемых в проекте разработок.

1. Обзор конструкций аналогичных станков

Раздел содержит краткую, на 5 – 6 страницах, характеристику не менее трёх известных аналогов (подобных моделей) отечественного и зарубежного производства. При этом указывается назначение станков, их место в технологическом потоке, приводятся технологические и (или) кинематические схемы и таблицы технических характеристик [1 – 6]. Описываются конструкции станков и порядок работы, даётся анализ достоинств и недостатков станков. На основании анализа описанных аналогов и полученного задания формулируются основные требования к вновь проектируемому или модернизируемому станку (механизму).

2. Технологическая часть

2.1. Разработка технологической схемы

По результатам обзора конструкций аналогичных станков и в соответствии с полученным заданием на курсовой проект разрабатывается и

вычерчивается технологическая схема проектируемого станка. Затем составляются основные технологические и технические характеристики станка, которые будут использоваться в дальнейших расчетах. Мощность механизма резания и скорость подачи задаются студентом с учетом аналогов, предназначенных для обработки заготовок с заданными размерами.

Технологическая схема показывает взаимное расположение и взаимодействие режущего инструмента, обрабатываемой детали, подающих и базирующих органов. На технологической схеме указывается направление главного движения и движения подачи.

Технологическая схема проектируется с учетом геометрических параметров обрабатываемой детали и требований по точности и шероховатости обработанной поверхности.

2.2. Выбор параметров дереворежущего инструмента

В общем виде дается характеристика применяемого в данном станке инструмента. Для выбора параметров инструмента нужно вычертить схему процесса резания. На схеме показывают взаимное расположение заготовки, инструмента и базирующих элементов.

По схеме рассчитывают минимальные размеры инструмента, а затем, учитывая износ и переточки инструмента, по каталогу или ГОСТу выбирают номинальные размеры инструмента, материал, артикул или обозначение для заказа.

2.2.1. Пиление ленточными пилами

Пилы ленточные столярные и делительные изготавливают по ГОСТ 6532-77 из стали 9ХФ трех типов: тип 1 – узкие (столярные), тип 2 – широкие с зубьями нормального профиля, тип 3 – широкие с удлиненной впадиной. Столярные пилы предназначены для прямолинейной и криволинейной продольной и поперечной распиловки древесины на ленточных столярных станках. Делительные пилы предназначены для прямолинейной продольной распиловки пиломатериалов по толщине на ленточнопильных делительных станках.

Схема пиления ленточной пилой показана на рис. 1. Параметры ленточных пил представлены в табл. 1. Приняты следующие обозначения:

B – ширина пильной ленты, мм;

S – толщина пилы, мм;

t_z – шаг зубьев, мм;

h – высота зубьев, мм;

γ – передний угол, град.;

β – угол заострения зубьев, град.

Длина пильной ленты, сваренной в кольцо, для станка, мм:

$$L_{\pi} = \pi D + 2L, \quad (1)$$

где D – диаметр пильных шкивов станка, мм;

L – расстояние между шкивами станка, мм.

Толщину пил S выбирают по табл. 1 примерно равной

$$S \approx 0,001D. \quad (2)$$

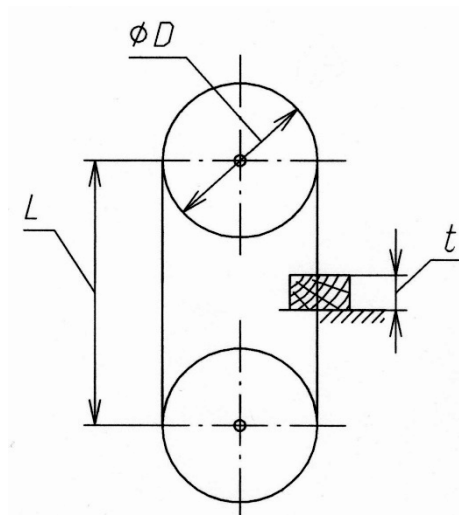


Рис. 1. Пиление ленточной пилой

Таблица 1

Основные параметры ленточных пил по ГОСТ 6532-77

Обозначение	Тип	B	S	t_3	h	γ	β	
Пилы столярные								
3405-0021	1	10	0,6	6	3	5	50	
-0022		15						
-0023		20	0,7	8	4			
-0024		30						
-0025		40	0,8	10	5			
-0026		50						
3405-0027		60	0,9	12	6			
Пилы делительные								
3405-0028	2	85	1,0	30	10	20	50	
-0029		100						
-0031		125						
-0032			1,2					
-0033			1,0	50	13	30	45	
-0034			1,2					
-0035		150			30	10	20	50
-0037					50	13	30	45
-0039					30	10	20	50
3405-0042		175			50	13	30	45

Пример условного обозначения пилы $B = 20$ мм, $S = 0,7$ мм, $t_3 = 8$ мм:
Пила 3405-0023 ГОСТ 6532-77.

Ширина пропила определяется по формуле

$$b = S + 2 S', \quad (3)$$

где S – толщина диска, мм; S' – уширение зубьев на сторону, мм.

Уширение пропила на сторону достигается разводом или плющением зубьев на величину $S' = 0,45 \pm 0,1$ мм. Большие значения выбираются для хвойных свежесрубленных пород, а меньшие для твердых лиственных пород и мерзлой древесины.

2.2.2. Пиление круглыми пилами

Круглые пилы с плоским диском изготавливают по ГОСТ 980-80 из стали 9ХФ. В табл. 2 представлена выборка из ГОСТ 980-80.

Тип 1 – для продольной распиловки: исполнение 1 – с ломаной задней гранью (передний угол $\gamma = 35^\circ$, угол заострения $\beta = 40^\circ$); исполнение 2 – с прямолинейной задней гранью ($\gamma = 20^\circ$, $\beta = 40^\circ$).

Тип 2 – для поперечной распиловки: исполнение 1 – для нижнего расположения пилы ($\gamma = 0^\circ$, $\beta = 40^\circ$); исполнение 2 – для верхнего расположения пилы ($\gamma = -25^\circ$, $\beta = 50^\circ$).

Ширина пропила определяется по формуле (3).

Таблица 2

Основные параметры круглых пил

Обозначение	Исполнение профиля	D , мм, наружный	d , мм, посадочный	S , мм, толщина полотна	z - число зубьев пилы
Пилы типа 1 для продольной распиловки					
3420-0361...0362	2	160	32	1,2; 1,4	60
3420-0370...0372	2	200	32	1,2; 1,4; 1,6	60
3420-0162...0165	1	250	32	1,4; 1,6; 1,8	60
3420-0169...0171	1	315	50	1,8; 2,0; 2,2	48
3420-0179...0181	1	360	50	2,0; 2,2; 2,5	48
3420-0183...0185	1	360	50	2,0; 2,2; 2,5	60
3420-0189...0191	1	400	50	2,0; 2,2; 2,5	48
3420-0193...0195	1	400	50	2,0; 2,2; 2,5	60
Пилы типа 2 для поперечной распиловки					
3421-0302...0304	2	250	32	1,4; 1,6; 1,8	96
3421-0305...0307	2	315	50	1,8; 2,0; 2,2	72
3421-0312...0313	2	360	50	2,0; 2,5	72
3421-0151...0153	1	360	50	2,0; 2,2; 2,5	72

Уширение зубчатого венца достигается либо разводом зубьев пилы, либо плющением вершинок зубьев, либо напайкой на зубья пластинок твердого сплава, либо напайкой на зубья стеллита.

Обычно уширение зубьев на сторону принимается для круглых пил 0,4...0,7 мм, меньшие значения при пилении твердой и сухой древесины, большие – при пилении древесины мягких пород и влажной древесины.

Минимальный диаметр пилы согласно рис.2 определяют по формуле

$$D_{\min} = 2(t + r_{\phi} + a_1 + a_2), \quad (4)$$

где t – высота пропила, мм;

r_{ϕ} – радиус зажимных фланцев, мм;

a_1 – зазор между зажимным фланцем и заготовкой, мм;

a_2 – выступ пилы из пропила, мм.

Для круглых пил диаметром $D \leq 360$ мм диаметр зажимных фланцев $d_{\phi} = 100$ мм, для пил $360 \leq D \leq 500$ $d_{\phi} = 125$ мм.

В расчетах принимают для пил с верхним расположением пильного вала $a_1 = 5$ мм, $a_2 = 2...3$ мм, для пил с нижним расположением вала $a_1 = 10...15$ мм, $a_2 = 10...15$ мм.

Рассчитанный диаметр D_{\min} увеличивается на 50...100 мм для переточек, и затем параметры пилы уточняют по ГОСТ 980-80 (см. табл. 2).

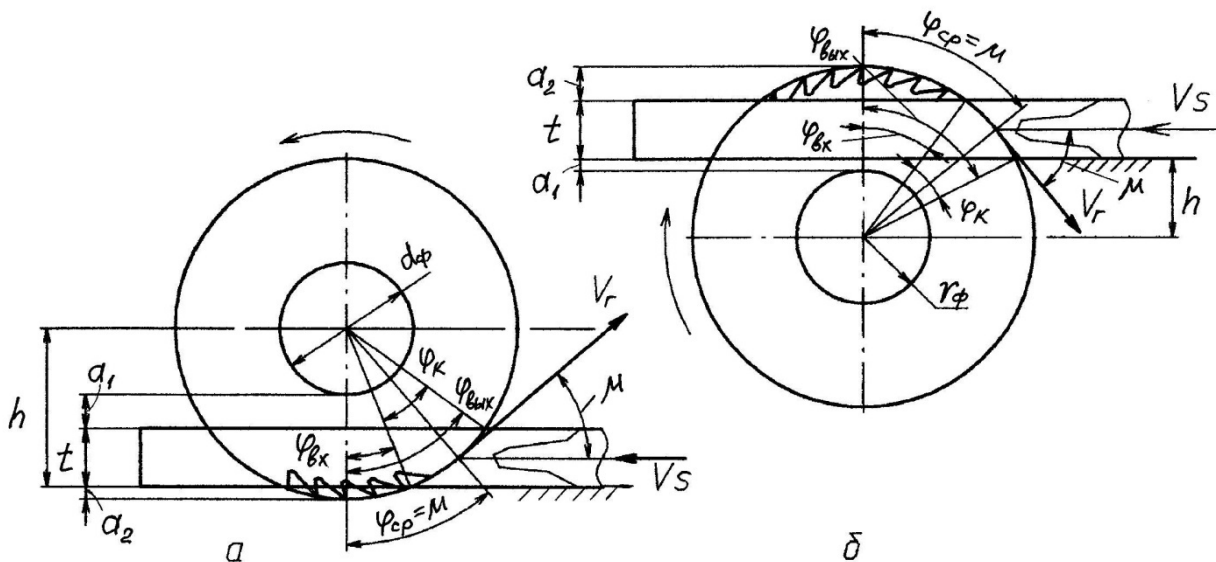


Рис. 2. Продольное пиление дисковой пилой:

а - с верхним расположением пилы;

б - с нижним расположением пилы

Угол контакта зуба пилы с заготовкой

$$\varphi_k = \varphi_{вых} - \varphi_{вх} \quad (5)$$

Значения углов $\varphi_{вх}$ и $\varphi_{вых}$ при встречной подаче (см. рис. 2) определяются по формулам, приведенным в табл. 3.

Таблица 3

Значения углов $\varphi_{вх}$ и $\varphi_{вых}$ при встречной подаче

Положение пилы	Подача встречная	
	$\varphi_{вх}$	$\varphi_{вых}$
Верхнее	$\arccos \frac{h}{R}$	$\arccos \frac{h-t}{R}$
Нижнее	$\arccos \frac{h+t}{R}$	$\arccos \frac{h}{R}$

R - радиус пилы, мм;
 h - расстояние от стола до центра пилы, мм.

Средний угол на дуге контакта $\varphi_{ср}$, равный углу подачи μ , находится на середине дуги контакта:

$$\varphi_{ср} = \mu = \frac{\varphi_{вх} + \varphi_{вых}}{2} \quad (6)$$

Длина дуги контакта зуба пилы с заготовкой (l , мм):

$$l = \frac{2\pi R \varphi_k}{360} = \frac{\pi D \varphi_k}{360} \quad (7)$$

2.2.3. Продольное встречное цилиндрическое фрезерование

Фрезы, ножевые головки и ножевые валы применяют в качестве режущего инструмента при цилиндрическом фрезеровании.

Основным режущим элементом сборных фрез, ножевых головок и ножевых валов являются ножи, изготавливаемые по ГОСТ 6567-75 из стали 8Х6НФТ, 8Х4В4Ф1, Х6ВФ или других марок, не уступающих по механическим свойствам и работоспособности перечисленным. Ножи плоские с прямолинейной режущей кромкой для ножевых головок и ножевых валов имеют ширину 32 и 42 мм и толщину 3 мм. Угол заострения ножа равен $40 \pm 2^\circ$. В зависимости от типа станка применяют ножи длиной 80, 90, 100, 110, 130, 140, 170, 200, 260, 310, 410, 610, 810, 1260 или 1610 мм.

На рис.3 показаны силы резания и геометрия срезаемого слоя при цилиндрическом фрезеровании.

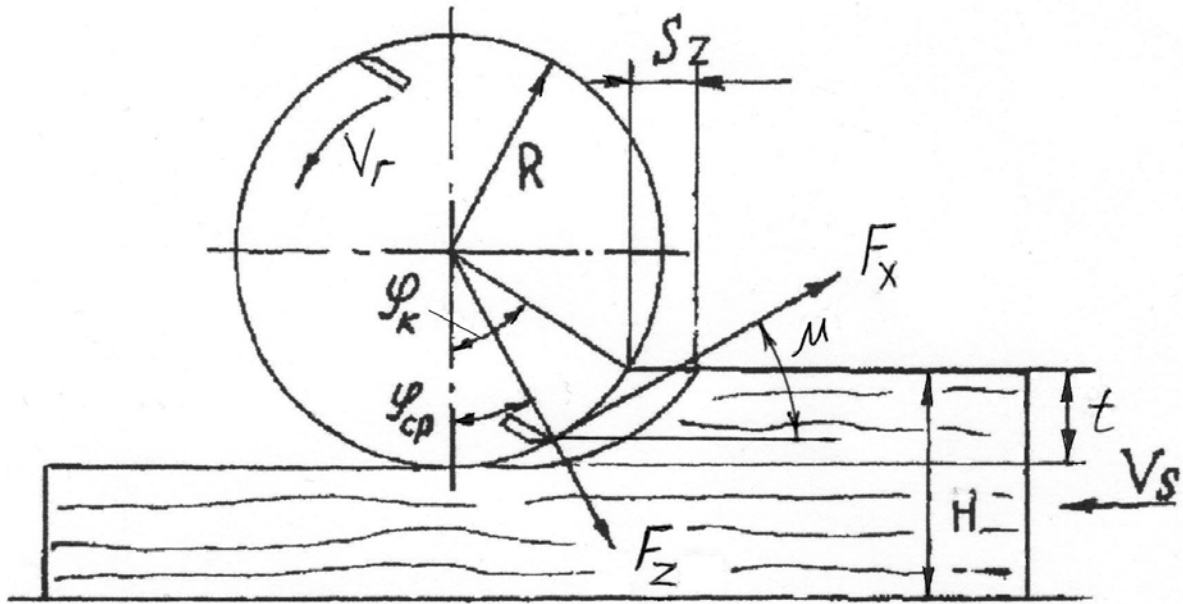


Рис. 3. Силы резания и геометрия срезаемого слоя при цилиндрическом фрезеровании

Угол контакта лезвия с древесиной

$$\varphi_k \approx 115 \sqrt{t/D}, \quad (8)$$

где t – толщина снимаемого слоя, мм;

D – диаметр окружности резания, мм.

Средний угол на дуге контакта $\varphi_{cp} = \varphi_k/2$. Длина дуги контакта определяется по формуле (7).

Наладка сборных фрез состоит в выверке и закреплении режущих элементов в корпусе. В круглых ножевых головках (рис. 4) ножи 1 закрепляют в корпусе 2 распорными винтами 3, ввернутыми в прижимной клин 4. Для регулирования положения лезвия ножа по отношению к корпусу внутри корпуса устанавливают либо пружины 5, либо винты 6.

Выставка ножей "с" должна составлять 1,5...2 мм. При этом режущие кромки всех ножей должны быть установлены параллельно оси вращения с точностью $\leq 0,05$ мм в отношении разницы радиусов резания в одной плоскости сечения, а непараллельность лезвия базовой поверхности стола не должна превышать 0,1 мм на длине 1000 мм.

Ножи выставляют по бруску, линейке или с помощью различных приспособлений. Неточная установка ножей ведет к ухудшению качества обработки. Поэтому рекомендуется проводить выравнивание радиусов резания прифуговкой ножей на ножевом валу станка.

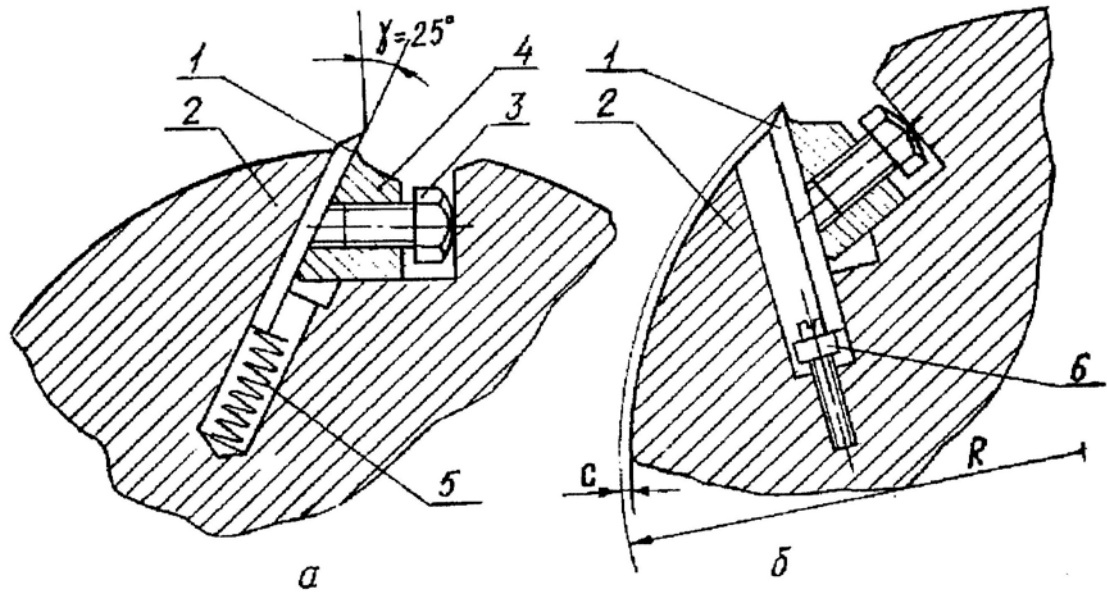


Рис. 4. Варианты установки ножей:
 а - при опирании ножей на пружины;
 б - при опирании ножей на винты

2.3. Расчет сил резания

Силы взаимодействия инструмента и заготовки при обработке древесины резанием называются силами резания. Для принятого варианта технологической схемы, выбранного инструмента, принятой мощности электродвигателя механизма резания и заданных размерах заготовки проводится расчет сил резания.

Частота вращения (n , мин^{-1}) инструмента (пилы, фрезы, ножевого вала, шкива ленточнопильного станка и т.д.) находится по формуле

$$n = \frac{V_2 \cdot 60000}{\pi D}, \quad (9)$$

где V_2 – выбранное (заданное) значение скорости резания, м/с.

В современных станках скорость главного движения V_2 находится в пределах: при пилении рамными пилами – 5...8 м/с, ленточными пилами – 25...50 м/с, круглыми пилами – 50...80 м/с, при фрезеровании – 25...50 м/с, сверлении – 0,5...6 м/с, шлифовании – 15...30 м/с.

Мощность двигателя механизма резания ($P_{\text{дв}}$, кВт):

$$P_{\text{дв}} = \frac{F_x V_2}{1000 \eta_{\text{мп}}}, \quad (10)$$

где F_x – касательная сила резания, то есть сила, совпадающая по направлению с вектором главного движения резца в заготовке V_z ;

η_{mp} – КПД кинематической цепи механизма резания, который равен произведению КПД механических передач и подшипников (табл. 4).

Таблица 4

Значения КПД механических передач и подшипников

Тип передачи	Передача	
	закрытая	открытая
Зубчатая: цилиндрическая коническая	0,98	0,96
	0,97	0,95
Червячная при передаточном числе: от 8 до 14 от 14 до 30 свыше 30	0,9	0,8
	0,85	0,75
	0,8	0,7
Ременная (все типы)	-	0,95
Цепная	-	0,92
Муфта соединительная	-	0,98
Подшипники качения (одна пара)	0,99	-
Подшипники скольжения	0,98	-

Из формулы (10) выразим касательную силу резания (F_x , Н):

$$F_x = \frac{1000\eta_{mp} P_{дв}}{V_z} \cdot \quad (11)$$

Нормальная сила резания F_z направлена перпендикулярно касательной силе резания в сторону заготовки. Для тупых резцов, когда силы резания максимальны, можно принять, что $F_z = 0,8 F_x$.

2.3.1. Пиление ленточными пилами

Исходные данные: заготовки толщиной $t = 50$ мм распиливаются на станке ЛС80, расстояние между центрами шкивов $L = 1500$ мм. Ведущий шкив приводится в движение от электродвигателя мощностью $P_{дв} = 4,0$ кВт через клиноременную передачу и вращается с частотой $n = 720$ мин⁻¹.

Решение.

Длина пильной ленты по формуле (1)

$$L_{п} = \pi D + 2L = 3,14 \cdot 800 + 2 \cdot 1500 = 5512 \text{ мм.}$$

Толщина пилы S по формуле (2) $S \approx 0,001D = 0,001 \cdot 800 = 0,8$ мм.

Выбираем пилу по табл. 1: $B = 40$ мм, $S = 0,8$ мм, $t_3 = 10$ мм, $\gamma = 5^\circ$,

$\beta = 50^\circ$. Обозначение: *Пила 3405-0025 ГОСТ 6532-77*.

Ширина пропила по формуле (3)

$$b = S + 2 S' = 0,8 + 2 \cdot 0,4 = 1,6 \text{ мм.}$$

Скорость главного движения, выраженная из формулы (9),

$$V_z = \frac{\pi D n}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 800 \cdot 720}{60000} = 30,15 \text{ м/с.}$$

КПД кинематической цепи механизма резания, включающей клино-ременную передачу и две пары подшипников качения,

$$\eta_{\text{мр}} = 0,95 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 0,931.$$

Касательная сила резания по формуле (11)

$$F_x = \frac{1000 \eta_{\text{мр}} P_{\text{дв}}}{V_z} = \frac{1000 \cdot 0,931 \cdot 4,0}{30,15} = 123,5 \text{ Н.}$$

Нормальная сила резания $F_z = 0,8 F_x = 0,8 \cdot 123,5 = 98,8 \text{ Н}$.

Касательная сила резания при ленточном пилении прижимает заготовку к столу, а нормальная сила резания направлена противоположно направлению подачи и оказывает сопротивление подаче.

2.3.2. Продольное пиление круглыми пилами

Исходные данные: заготовки толщиной $t = 45 \text{ мм}$ распиливаются на круглопильном станке со встречной подачей и нижним расположением пильного вала, высота стола над центром пилы $h = 90 \text{ мм}$, скорость резания $V_z = 45 \text{ м/с}$. Пильный шпиндель приводится в движение от электродвигателя мощностью $4,5 \text{ кВт}$ через клиноремённую передачу.

Решение.

Минимальный диаметр пилы определяем согласно рис. 2,б по формуле (4). При этом $r_\phi = 50 \text{ мм}$, $a_1 = 10 \text{ мм}$, $a_2 = 15 \text{ мм}$.

$$D_{\text{min}} = 2(t + r_\phi + a_1 + a_2) = 2(45 + 50 + 10 + 15) = 240 \text{ мм.}$$

По табл. 2, с учетом запаса на переточку, выбираем пилу тип 1, исполнение 1, $D = 315 \text{ мм}$, $d = 50 \text{ мм}$, $S = 1,8 \text{ мм}$, $z = 48$, $\gamma = 35^\circ$, $\beta = 40^\circ$.

Обозначение: *Пила 3420-0169 ГОСТ 980-80*.

Развод (уширение) зубьев примем $S' = 0,5 \text{ мм}$. Тогда, по формуле (3), ширина пропила будет

$$b = S + 2 S' = 1,8 + 2 \cdot 0,5 = 2,8 \text{ мм.}$$

Углы контакта определим по табл. 3 и формулам (5), (6):

$$\varphi_{\text{вх}} = \arccos \frac{h+t}{R} = \arccos \frac{90+45}{157,5} = 31^\circ,$$

$$\varphi_{\text{вых}} = \arccos \frac{h}{R} = \arccos \frac{90}{157,5} = 55,15^\circ,$$

$$\varphi_k = \varphi_{\text{вых}} - \varphi_{\text{вх}} = 55,15^\circ - 31^\circ = 24,15^\circ ,$$

$$\varphi_{\text{ср}} = \mu = \frac{\varphi_{\text{вх}} + \varphi_{\text{вых}}}{2} = \frac{31^\circ + 55,15^\circ}{2} = 43,1^\circ .$$

Длина дуги контакта пилы с заготовкой по формуле (7)

$$l = \frac{2\pi R \varphi_k}{360} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 157,5 \cdot 24,15}{360} = 66,4 \text{ мм.}$$

Зная скорость главного движения и диаметр пилы, по формуле (9) определим частоту вращения пильного вала:

$$n = \frac{60000V_z}{\pi D} = \frac{60000 \cdot 45}{3,14 \cdot 315} = 2730 \text{ мин}^{-1}.$$

КПД кинематической цепи механизма резания, включающей клино-ременную передачу и одну пару подшипников качения,

$$\eta_{\text{мп}} = 0,95 \cdot 0,99 = 0,94.$$

Касательная сила резания по формуле (11)

$$F_x = \frac{1000 \eta_{\text{мп}} P_{\text{дв}}}{V_z} = \frac{1000 \cdot 0,94 \cdot 4,5}{45,0} = 94,0 \text{ Н.}$$

Радиальная составляющая силы резания (нормальная сила резания)

$$F_z = 0,8 F_x = 0,8 \cdot 94,0 = 75,2 \text{ Н.}$$

Схема действия сил резания показана на рис. 5. Алгебраическая сумма вертикальных проекций сил F_x и F_z составит силу F_2 , перпендикулярную к подаче:

$$F_2 = F_x \sin \mu - F_z \cos \mu , \quad (12)$$

$$F_2 = 94,0 \sin 43,1^\circ - 75,2 \cos 43,1^\circ = 9,3 \text{ Н,}$$

где μ – угол подачи.

Если сила F_2 имеет отрицательный знак, то имеет место эффект отрыва заготовки от стола, при положительном значении F_2 – эффект прижима заготовки к столу.

Проекция сил F_x и F_z на направление подачи дают силу сопротивления подаче F_1 , Н:

$$F_1 = F_x \cos \mu + F_z \sin \mu . \quad (13)$$

$$F_1 = 94,0 \cos 43,1^\circ + 75,2 \sin 43,1^\circ = 120,0 \text{ Н.}$$

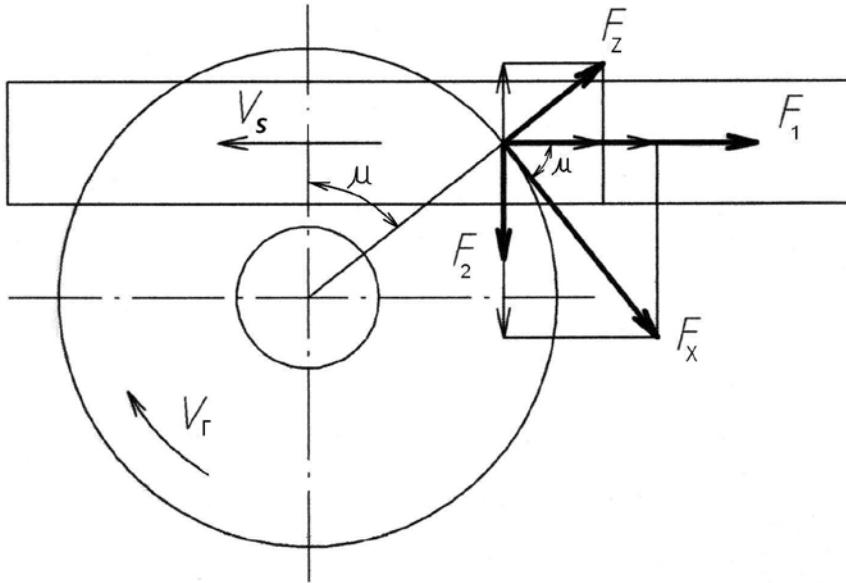


Рис. 5. Схема действия сил резания при пилении

Силы F_1 и F_2 учитываются при расчете механизмов подачи.

2.3.3. Продольное встречное цилиндрическое фрезерование

Исходные данные: заготовки обрабатываются на фуговальном станке, глубина фрезерования $t = 1,5$ мм (см. рис. 3). Диаметр окружности резания ножевого вала $D = 128$ мм, число ножей $z = 3$. Скорость главного движения $V_f = 35$ м/с. Ножевой вал приводится в движение от электродвигателя мощностью 2,8 кВт через плоскоремённую передачу.

Решение.

Частота вращения ножевого вала, выраженная из формулы (9),

$$n = \frac{60000V_f}{\pi D} = \frac{60000 \cdot 35}{3,14 \cdot 128} = 5225 \text{ мин}^{-1}.$$

Угол контакта лезвия с древесиной по формуле (8)

$$\varphi_k \approx 115 \sqrt{t/D} = 115 \sqrt{1,5/128} = 12,45^\circ.$$

Средний угол на дуге контакта $\varphi_{cp} = \varphi_k/2 = 12,45/2 = 6,22^\circ$.

Длина дуги контакта по формуле (7)

$$l = \frac{\pi D \varphi_k}{360} = \frac{3,14 \cdot 128 \cdot 12,45}{360} = 13,9 \text{ мм}.$$

КПД кинематической цепи механизма резания, включающей плоскоремённую передачу и одну пару подшипников качения,

$$\eta_{\text{мп}} = 0,95 \cdot 0,99 = 0,94.$$

Касательная сила резания по формуле (11)

$$F_x = \frac{1000 \eta_{\text{мп}} P_{\text{дв}}}{V_2} = \frac{1000 \cdot 0,94 \cdot 2,8}{35,0} = 75,2 \text{ Н.}$$

Радиальная составляющая силы резания (нормальная сила резания)

$$F_z = 0,8 F_x = 0,8 \cdot 75,2 = 60,2 \text{ Н.}$$

Проецируя касательную и радиальную силы резания на вертикаль, найдем нормальную к подаче составляющую сил резания F_2 по формуле (12):

$$F_2 = F_x \sin \mu - F_z \cos \mu = 75,2 \sin 6,22 - 60,2 \cos 6,22 = -51,7 \text{ Н.}$$

Отрицательное значение F_2 на фуговальном станке показывает, что обрабатываемая заготовка отталкивается силами резания от стола, при положительном значении F_2 имеет место прижим заготовки к столу.

Соппротивление подаче F_1 найдем, проецируя силы F_x и F_z на горизонталь, по формуле (13):

$$F_1 = F_x \cos \mu + F_z \sin \mu = 75,2 \cos 6,22 + 60,2 \sin 6,22 = 81,2 \text{ Н.}$$

3. Расчетно-конструкторская часть

В этом разделе проекта выполняется расчет тягового усилия механизма подачи, обосновывается выбор привода, разрабатывается кинематическая схема станка, выполняется кинематический расчет, проектируется один из узлов станка и рассчитываются основные детали на механическую прочность.

3.1. Расчет тягового усилия

Расчет тягового усилия начинают с вычерчивания расчетной технологической схемы. На схеме показывают сопротивление подаче F_1 , нормальную к подаче составляющую сил резания F_2 , силы прижима, силы трения и тяги. Затем составляется уравнение тягового усилия. Решая это уравнение, определяют давление прижимных элементов и усилия тяги.

На рис. 6 приведены расчетные схемы механизмов подачи с фрикционной связью.

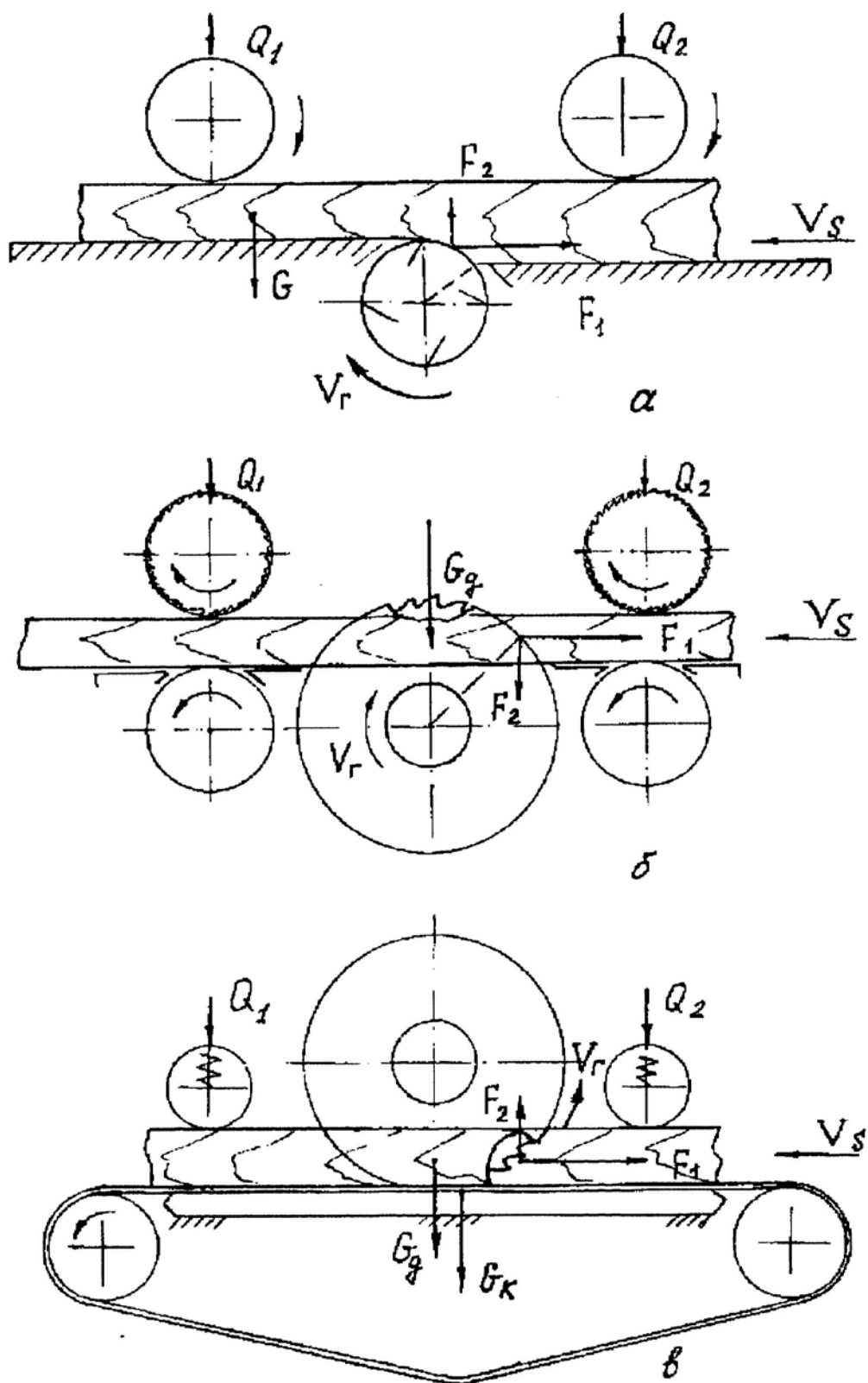


Рис. 6. Схемы сил при подаче:
 а - на фуговальном станке; б - на круглопильном станке типа ЦА;
 в - на круглопильном станке типа ЦДК

Для обеспечения подачи заготовки необходимо, чтобы тяговое усилие F_T было выше расчетного значения усилия сопротивления подаче F_c [2]:

$$F_T = \alpha F_c, \quad (14)$$

где α – коэффициент запаса ($\alpha = 1,3 \dots 1,5$).

В общем виде тяговое усилие при участии одного вальца будет

$$F_T = Q\varphi, \quad (15)$$

где φ – коэффициент сцепления вальца с древесиной;

Q – усилие прижима подающего вальца, Н.

Приближенно можно принять: для гладкого вальца $\varphi \approx 0,3$, рифленого $\varphi = 0,45$, обрешиненного $\varphi = 0,7$. Более точные значения коэффициента сцепления по данным [7] приведены в табл. 5.

Таблица 5

Коэффициенты сцепления вальцов с древесиной

Порода	Влажность, %	Коэффициенты сцепления рифленых вальцов φ при диаметре вальцов, мм							
		60	80	100	120	140	160	180	200
Сосна	12	0,48	0,46	0,44	0,45	0,40	0,38	0,36	0,34
	65	0,55	0,52	0,50	0,48	0,46	0,44	0,41	0,39
Берёза	12	0,49	0,47	0,45	0,43	0,41	0,39	0,37	0,35
	65	0,56	0,54	0,52	0,48	0,47	0,45	0,42	0,4
Дуб	12	0,43	0,41	0,39	0,37	0,38	0,34	0,32	0,31
	65	0,49	0,47	0,45	0,43	0,41	0,39	0,37	0,35

Коэффициенты сцепления для обрешиненных вальцов $\varphi_{рез}=1,8 \varphi$

Пример 1

На фуговальном станке (см. рис. 6, а) обрабатывается заготовка весом $G = 50$ Н, сопротивление подаче $F_1 = 80$ Н, сила $F_2 = 40$ Н, скорость подачи $V_s = 12$ м/мин. Вальцы обрешиненные $\varphi = 0,7$. Коэффициент трения заготовки по столу $f = 0,3$. Определить величину тягового усилия F_T и мощность на подачу P_n .

Решение. Тяговое усилие $F_T = Q\varphi$. Усилие сопротивления подаче

$$F_c = F_1 + (G - F_2)f + Qf.$$

Подставим найденные F_T и F_c в уравнение (14):

$$Qf = \alpha [F_1 + (G - F_2)f + Qf].$$

Определим из полученного уравнения Q , приняв $\alpha = 1,3$:

$$Q = \frac{\alpha [F_1 + (G + F_2)f]}{\varphi - \alpha f} = \frac{1,3 [80 + (50 - 40) \cdot 0,3]}{0,7 - 1,3 \cdot 0,3} = 348 \text{ Н.}$$

Тяговое усилие $F_T = Q\varphi = 348 \cdot 0,7 = 243,6$ Н.

Мощность на подачу без учета КПД передачи

$$P_n = \frac{F_T V_s}{60000} = \frac{243,6 \cdot 12}{60000} = 0,049 \text{ кВт.}$$

Пример 2

На круглопильном станке типа ЦА (см. рис. 6, б) распиливается заготовка весом $G_d = 150$ Н, составляющие сил резания $F_1 = 180$ Н; $F_2 = 50$ Н. Нижние вальцы приводные гладкие, $\phi_1 = 0,4$, верхние вальцы приводные рифленые, $\phi_2 = 0,45$. Коэффициент трения заготовки по столу $f = 0,3$. Скорость подачи $V_s = 40$ м/мин. Определить F_T и P_n .

Решение. Примем условие, что наибольшее давление вальцов будет тогда, когда силы сопротивления преодолеваются только передней или только задней парой вальцов.

В этом случае условие равновесия между тяговыми силами и силами сопротивления подаче можно представить в следующем виде:

$$\left(Q + \frac{G_d}{2} \right) \phi_1 + Q \phi_2 = \alpha [F_1 + (G_d + F_2) f].$$

Отсюда давление со стороны вальцов

$$Q = \frac{\alpha [F_1 + (G_d + F_2) f] - \frac{G_d}{2} \phi_1}{\phi_1 + \phi_2} = \frac{1,3 [180 + (150 + 50) \cdot 0,3] - \frac{150}{2} \cdot 0,4}{0,4 + 0,45} = 332 \text{ Н.}$$

Тяговое усилие

$$F_T = \left(Q + \frac{G_d}{2} \right) \phi_1 + Q \phi_2 = \left(332 + \frac{150}{2} \right) 0,45 + 332 \cdot 0,45 = 333 \text{ Н.}$$

Мощность подачи без учета КПД передачи

$$P_n = \frac{F_T V_s}{60000} = \frac{333 \cdot 40}{60000} = 0,222 \text{ кВт.}$$

Пример 3

На круглопильном станке с верхним расположением пильного вала типа ЦДК (см. рис. 6, в) обрабатывается заготовка весом $G_d = 150$ Н, составляющие сил резания $F_1 = 180$ Н, $F_2 = 50$ Н. Верхние вальцы не приводные, играют роль прижима. Подача осуществляется цепным конвейером с весом рабочей ветви $G_k = 350$ Н. Коэффициент трения чугуна-текстолит $f_1 = 0,12$. Скорость подачи $V_s = 24$ м/мин, коэффициент сцепления конвейера с древесиной $\phi = 0,45$.

Решение. Условие равновесия между тяговыми силами и силами сопротивления подаче при $Q_1 = Q_2 = Q$

$$\left(Q + \frac{G_d}{2} - F_2 \right) \phi = \alpha \left[F_1 + \left(\frac{G_d}{2} + G_k - F_2 + Q \right) f_1 + Q \mu \right],$$

где μ – приведенный коэффициент сопротивления вальца (качения по древесине и скольжения в подшипнике), м.

$$\mu = \frac{2k + fd_0}{D_B}.$$

Здесь k – коэффициент трения качения, $k \approx 0,002$ м;

$f = 0,05$ для подшипника качения;

$d_0 = (1/5 \dots 1/6)D_B$ – диаметр оси вальца;

D_B – диаметр вальца, примем $D_B = 0,12$ м.

$$\mu = \frac{2 \cdot 0,002 + 0,05 \cdot 0,02}{0,12} = 0,04.$$

После решения уравнения относительно Q получим

$$Q = \frac{\alpha \left[F_1 \left(\frac{G_D}{2} + G_K - F_2 \right) f_1 \right]}{\phi - \alpha (f_1 + \mu)} = \frac{1,3 \left[180 + \left(\frac{150}{2} + 350 - 50 \right) 0,12 \right]}{0,45 - 1,3 \cdot (0,12 + 0,04)} = 1209 \text{ Н.}$$

Тяговое усилие $F_T = \left(Q + \frac{G_D}{2} - F_2 \right) \phi = (1209 + 75 - 50) 0,45 = 555 \text{ Н.}$

Мощность на подачу без учета КПД

$$P_n = \frac{F_T V_s}{60000} = \frac{555 \cdot 24}{60000} = 0,222 \text{ кВт.}$$

Фактическая установленная мощность в механизмах подачи рассматриваемых станков почти на порядок выше. Это объясняется тем, что в приведенных расчетах учитывались статические силы сопротивлений без учета динамики пусковых моментов и реальных значений КПД всего передаточного механизма.

3.2. Разработка кинематической схемы и выбор привода

Кинематические схемы выполняются по ГОСТ 2.703-68 с помощью условных графических обозначений по ГОСТ 2.770-68 и показывают способ передачи движения от двигательных механизмов к исполнительным механизмам. При передаче движения может изменяться скорость, траектория и направление движения, а также регулироваться скорость в заданном диапазоне.

Каждому кинематическому элементу, изображенному на схеме, как правило, присваивают порядковый номер, начиная от источника движения. Валы нумеруют римскими цифрами, остальные элементы нумеруют только арабскими цифрами. Порядковый номер элемента проставляют на полке линии-выноски. Под полкой линии-выноски указывают основные характеристики и параметры кинематического элемента.

Разработка варианта кинематической схемы проектируемого станка выполняется с учетом конкретного задания на курсовой проект и выполненных технологических расчетов. Мощности двигателей механизмов резания и подачи принимаются согласно обзору конструкций аналогичных станков для подобных параметров заготовок.

После вычерчивания принципиальной кинематической схемы, выполняется кинематический расчет [8]. Определяется общее передаточное число кинематической цепи

$$u = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{р.о}}} = u_1 \cdot u_2 \cdot \dots \cdot u_n, \quad (16)$$

где $n_{\text{дв}}$, $n_{\text{р.о}}$ – частота вращения соответственно двигательного механизма и рабочего органа, мин^{-1} ;

u_1 , u_2 , u_n – передаточные числа первой, второй и последней кинематической пары.

Передаточное число кинематической пары может быть определено как отношение диаметра ведомого d_2 к диаметру ведущего d_1 шкива ременной передачи или отношение числа зубьев ведомой z_2 шестерни (звездочки) к числу ведущей z_1 шестерни (звездочки) для зубчатой (цепной) передачи и т.д.

Частота вращения инструмента определяется по формуле (9)

$$n = \frac{6000V_z}{\pi D},$$

а частота вращения подающего вальца по формуле

$$n_g = \frac{1000V_s}{\pi d}, \quad (17)$$

где V_z – скорость резания, м/с ;

V_s – скорость подачи, м/мин ;

D – диаметр инструмента, мм ;

d – диаметр вальца, мм .

С учетом полученных значений частоты вращения рабочего органа выбирается частота вращения приводного электродвигателя. При этом в порядке предпочтения рекомендуется применять асинхронные трехфазные электродвигатели единой серии 5А (4А) с частотами вращения магнитного поля 3000, 1500, 1000, 750 мин^{-1} . Фактическая частота вращения электродвигателя несколько меньше и определяется по справочнику, например [9].

Если для привода механизма резания требуется частота вращения, отличающаяся от частоты вращения электродвигателя, следует между валом двигателя и рабочим органом механизма резания установить ременную передачу.

Частоту вращения рабочего органа механизма подачи (валец, звездочка гусеницы и т.д.) в сравнении с частотой вращения приводного электродвигателя, как правило, приходится снижать. Для этого применяются ременные передачи, редукторы, а непосредственно перед рабочим органом – цепные и зубчатые передачи [10].

Для ступенчатого регулирования скорости подачи используются многоскоростные асинхронные электродвигатели, коробки скоростей, ступенчатые шкивы.

Для бесступенчатого регулирования скорости подачи применяются асинхронные электродвигатели с преобразователями частоты, механические вариаторы, гидродвигатели.

Определив общее передаточное число, его разбивают на передаточные числа участвующих в передаче движения кинематических пар. Затем определяются параметры каждой кинематической пары, назначаются и рассчитываются диаметры шкивов, числа зубьев звездочек и шестерен, число заходов червяка, число зубьев червячного колеса и т.д.

Рассмотрим примеры выполнения кинематических схем.

Фуговальный станок типа СФА с роликовым автоподатчиком состоит из механизма резания, механизма подачи и настроечных устройств, которые закрепляются на единой станине станка (рис. 7).

Механизм резания включает в себя электродвигатель 1, который приводит в движение через клиноременную передачу со шкивами 2 и 3 ножевой вал 4.

Механизм подачи состоит из электродвигателя 5, который через конический фрикционный вариатор 6, 7, регулируемый парой винт-гайка 8, червячную пару 9, 10 и цепные передачи со звёздочками 11, 12; 13, 14; 15, 16 и 17, 18 приводит в движение исполнительные элементы в виде двух обрезиненных подающих роликов 19 и 20.

Один из подающих роликов располагается над передним столом 21, а другой – над задним столом 22. Столы, в свою очередь, базируются на эксцентриковых опорах, которые позволяют регулировать положение столов по высоте. Передний стол поднимается и опускается рукояткой 23, что позволяет установить требуемую величину срезаемого слоя с обрабатываемой заготовки. Задний стол устанавливается по касательной к окружности резания, за счет регулировки парой винт-гайка 24.

Настройка автоподатчика на высоту обрабатываемой детали осуществляется за счет одновременного поворота роликов 19 и 20 относительно верхних шарнирных опор с помощью двух тросиков 25, которые одним концом крепятся к поворотным рамкам 26 с роликами, а другим концом присоединены к ползуну 27 пинольного механизма, управляемого винтом 28. Тросики в месте перегиба опираются на ролики 29. Подающие ролики прижимаются к заготовке собственным весом и пружинами 31. Рассмотренная схема регулирования роликов обычно рассчитывается на

высоту деталей от 8 до 100 мм и позволяет исключить необходимость подъема всего механизма автоподатчика. Для удобства регулирования положения роликов на толщину доски имеется шкала 30 и стрелка, прикрепленная к поворотной рамке.

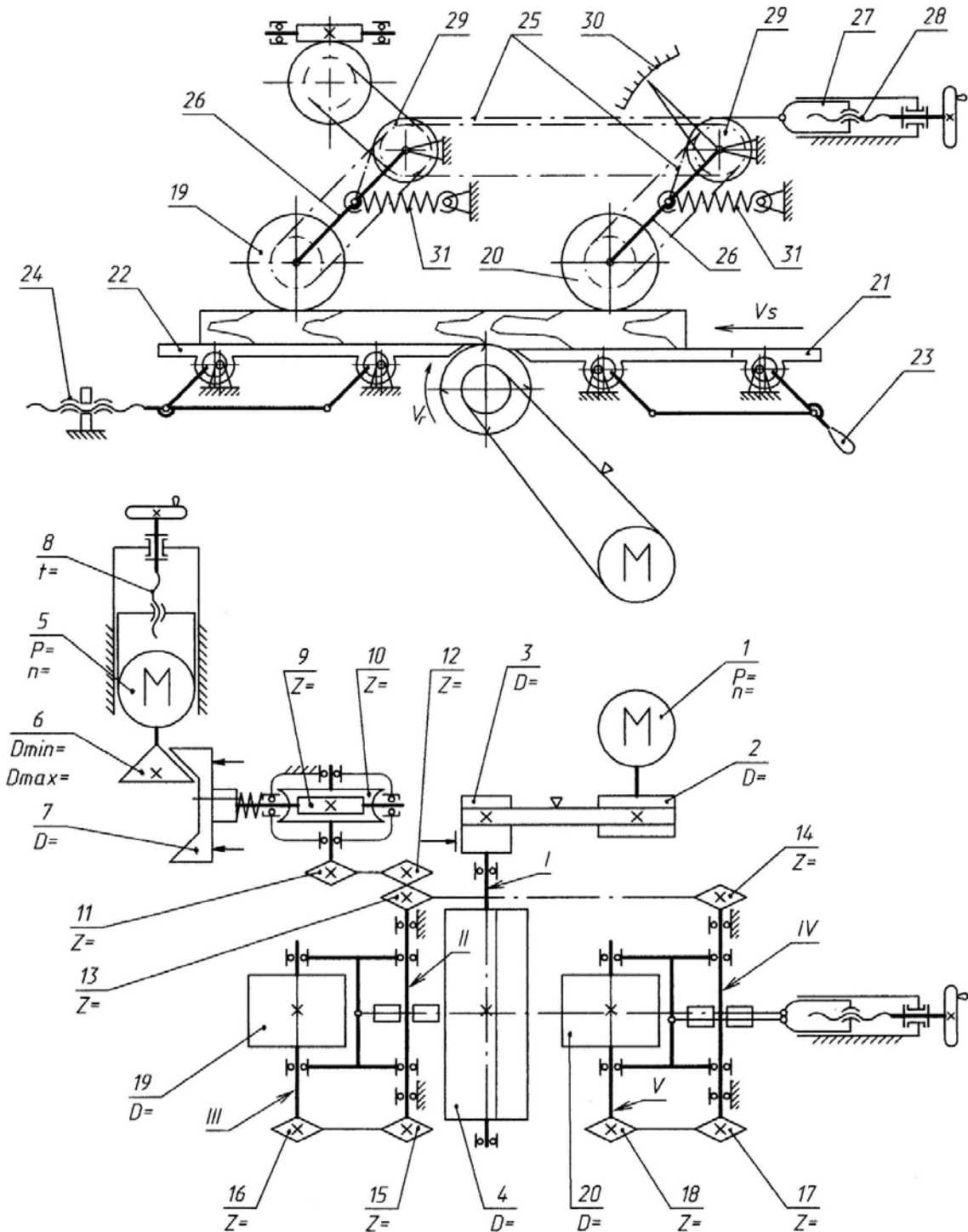


Рис. 7. Кинематическая схема фуговального станка типа СФА

В процессе работы над кинематической схемой необходимо её изменить, дополнить недостающими позициями кинематических элементов и указать характеристики всех элементов. Например, для червячного редуктора указать число зубьев червячного колеса, число заходов червяка, модуль профиля зубьев; для звездочек – число зубьев и шаг; для винта – шаг винта и число заходов; для вариатора – диапазон регулирования; для двигателя – мощность и частоту вращения ротора двигателя.

С учетом передаваемой мощности модуль червячного колеса редуктора для автоподатчиков фрезерных и фуговальных станков обычно не превышает $m = 2$, шаг цепи $t = 12,7$ мм.

Работу автоподатчика обучающийся должен описать самостоятельно, затем привести кинематический расчет.

Круглопильный станок типа ЦА с нижним расположением пилы состоит из механизма резания, механизма подачи и настроечных устройств, которые закрепляются на единой станине станка (рис. 8).

Описание работы кинематической схемы аналогично приведенному выше описанию для фуговального станка. Отличием является наличие пильного вала вместо ножевого вала, конический вариатор заменен на клиноременный вариатор 6, обрешиненные подающие ролики заменены на подающую звездочку 16 и рифленый подающий валец с расклинивающим диском 13. Заготовка подается по столу с гладкими опорными роликами 17. Валы II и IV (см. рис. 7) заменены на оси II и IV (рис. 8).

3.3. Проектирование узла станка

В соответствии с принятой кинематической схемой вычерчивают расчетную схему узла, на которой проставляют размеры и действующие на узел нагрузки. Обычно в задании требуется спроектировать узел пильного вала, ножевого вала, шпинделя или подающего вальца.

Если проектируется узел резания, то на расчетной схеме проставляются силы резания F_x и F_z или их проекции F_1 и F_2 , крутящие моменты M_k и отмечаются места установки подшипниковых опор. При проектировании узла подающего вальца вместо сил резания проставляются сила прижима вальца Q и сила тяги вальца F_T .

Для определения длин консолей и расстояния между подшипниковыми опорами выполняют эскизную компоновку узла с вычерчиванием деталей узла в масштабе. Расстояние между подшипниковыми опорами должно превышать длину консоли с рабочим органом не менее чем в 2 раза.

Затем определяются опорные реакции, строятся эпюры изгибающих и крутящих моментов и рассчитываются диаметры валов. Валы рассчитываются на прочность и на жесткость. Диаметр вала, полученный при расчете на прочность, по величине бывает меньше, чем при расчете на жесткость. Поэтому расчет валов на прочность рекомендуется вести приближенно [11].

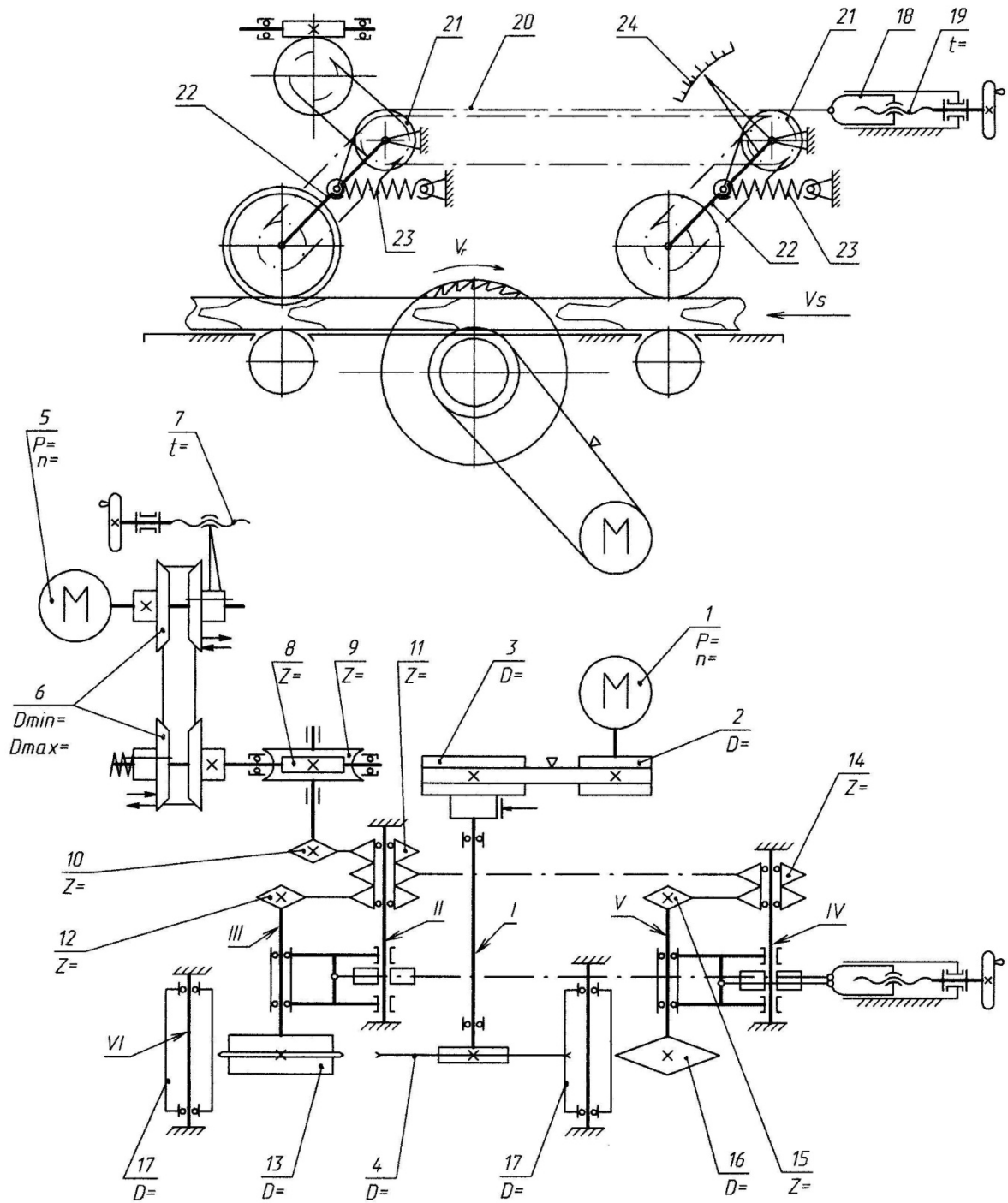


Рис. 8. Кинематическая схема круглопильного станка типа ЦА

Приближенным называют проектный расчет на стадии конструктивной разработки узла. Для его выполнения необходимо построение эпюры вращающих и изгибающих моментов. По характеру эпюр устанавливают местоположение опасного сечения вала и находят его диаметр (d , мм):

$$d = \sqrt[3]{\frac{1000M_{\text{эКВ}}}{0,1[\sigma]_{-1u}}}, \quad (18)$$

где $M_{экр}$ – эквивалентный момент, Нм;

$[\sigma]_{-1u}$ – допускаемое напряжение на изгиб, МПа, берется по справочнику, например для стали 45 $[\sigma]_{-1u} = 50...60$ МПа.

Эквивалентный момент по энергетической теории прочности

$$M_{экр} = \sqrt{M_u^2 + 0,75M_k^2}, \quad (19)$$

где M_k – изгибающий момент в опасном сечении, взятый из эпюр изгибающих моментов, Нм;

M_k – момент кручения (внутренний силовой фактор) равен вращающему моменту, Нм:

$$M_k = \frac{1000P}{\omega} = \frac{30000P}{\pi n}. \quad (20)$$

Здесь P – потребляемая мощность, кВт;

ω – угловая скорость вала, рад/с;

n – частота вращения вала, мин⁻¹.

В качестве примера определим диаметр вала для условий, когда $M_{экр} = 200$ Нм, $[\sigma]_{-1u} = 50$ МПа:

$$d = \sqrt[3]{\frac{1000M_{экр}}{0,1[\sigma]_{-1u}}} = \sqrt[3]{\frac{1000 \cdot 200}{0,1 \cdot 50}} = 34,2 \text{ мм.}$$

После расчета диаметра вала вычерчивается узловой чертеж. Окончательно диаметр вала устанавливается после подбора подшипников и проверки вала на жесткость.

При расчете на жесткость рассчитывается прогиб вала y в месте закрепления инструмента, и этот прогиб не должен превышать 1/3 части допустимой величины радиального биения вала $R_{B\partial on}$:

- для продольно-фрезерных станков $R_{B\partial on} = 0,02...0,03$ мм;

- для круглопильных станков продольной распиловки $R_{B\partial on} = 0,04$ мм;

- для круглопильных торцовочных станков $R_{B\partial on} = 0,05$ мм.

Следовательно, допустимый прогиб вала $y_{\partial on}$

$$y_{\partial on} \leq R_{B\partial on}. \quad (21)$$

Стрелу прогиба вала, как правило, определяют от каждой действующей силы отдельно с последующим суммированием прогибов для одной и той же координаты вала. Для каждой координаты вала по длине прогибы от сил, действующих в одной плоскости, складывают арифметически, а прогибы от сил, действующих в разных плоскостях, складывают геометрически.

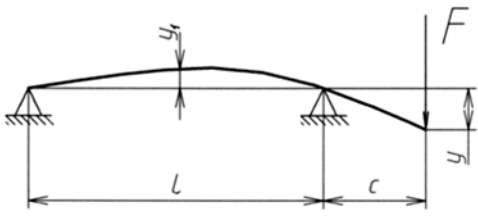
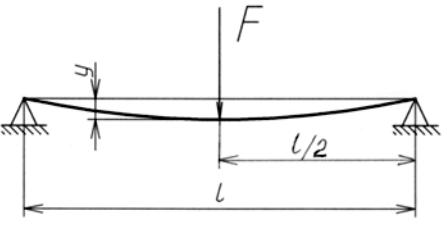
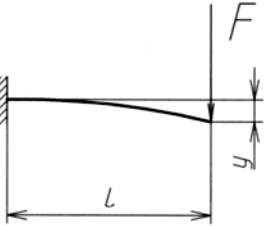
Формулы для определения прогибов вала (шпинделя) от действующих сил приведены в табл. 6 [7]. Если в опоре установлены сдвоенные подшипники или роликовый подшипник, то расчетную схему можно рассматривать как защемленную балку.

В формулах табл. 6 использованы следующие обозначения: F – сила, действующая на вал, Н; E – модуль продольной упругости, МПа, для стали $E = 2 \cdot 10^5$ МПа; J – момент инерции поперечного сечения вала, мм⁴;

$$J = \frac{\pi d^4}{64} \quad (22)$$

Таблица 6

Формулы для расчета деформации валов

Схема вала (шпинделя) и нагрузки	Формула для расчета прогиба
	$y = \frac{F}{EJ} \cdot \frac{c^2(l+c)}{3};$ $y_1 = \frac{F}{EJ} \cdot \frac{l^2 c}{9\sqrt{3}}$
	$y = \frac{F}{EJ} \cdot \frac{l^3}{48}$
	$y = \frac{F}{EJ} \cdot \frac{l^3}{3}$

Пример. На консоль пильного шпинделя диаметром $d = 50$ мм действуют силы резания $F_x = 200$ Н и $F_z = 80$ Н, длина консоли $c = 140$ мм, расстояние между шарикоподшипниками $l = 300$ мм. Определить прогиб вала.

Решение. Определим силу, действующую на вал, геометрически сложив силы F_x и F_z :

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_z^2} = \sqrt{200^2 + 80^2} = 215,4 \text{ Н.}$$

Момент инерции поперечного сечения вала

$$J = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 50^4}{64} = 306796 \text{ мм}^4.$$

Прогиб консоли вала

$$y = \frac{F}{EJ} \cdot \frac{c^2(l+c)}{3} = \frac{215,4}{2 \cdot 10^5 \cdot 306796} \cdot \frac{140^2(300+140)}{3} = 0,01 \text{ мм.}$$

Прогиб вала между подшипниками

$$y_1 = \frac{F}{EJ} \cdot \frac{l^2 c}{9\sqrt{3}} = \frac{215,4}{2 \cdot 10^5 \cdot 306796} \cdot \frac{300^2 \cdot 140}{9\sqrt{3}} = 0,00284 \text{ мм.}$$

Можно сделать вывод, что рассчитанный пильный шпиндель удовлетворяет по жесткости требованиям для круглопильных станков продольной распиловки. Расчетные схемы валов для фуговальных и круглопильных станков, а также примеры конструкции пильного шпинделя и ножевого валов представлены на рис. 9 и 10.

При рассмотрении вала круглопильного станка видно, что для максимальной жесткости и виброустойчивости подшипники левой и правой опоры расположены в едином цилиндрическом корпусе, посадочные поверхности которого растачиваются с одной установки на размер $\varnothing 85 \text{ Н7}$.

Левая часть вала имеет фиксированное крепление относительно двух радиально-упорных шариковых подшипников типа 36209К6 с динамической грузоподъемностью $C = 32000 \text{ Н}$, предельной частотой вращения $n = 9000 \text{ мин}^{-1}$ (ГОСТ 831-75) [12, 13].

Правая часть вала базируется на одном радиальном сферическом двухрядном шарикоподшипнике типа 1209 с динамической грузоподъемностью $C = 216000 \text{ Н}$, предельной частотой вращения $n = 7500 \text{ мин}^{-1}$ (ГОСТ 28428-90).

Выбор радиально-упорных шариковых подшипников в данном случае обусловлен повышенными требованиями к точности осевого положения пильного диска и жесткости консольного участка вала, на котором закреплен этот диск. Подшипники данного типа устанавливаются парными комплектами, ориентируя одноименные торцы наружных колец друг к другу. Это дает возможность фиксировать вал в обоих осевых направлениях. Осевой зазор в подшипниках предполагается регулировать набором тонких прокладок, устанавливаемых под фланец крышки подшипника.

Как видно из рис. 9, правая опора вала базируется на подшипнике, наружное кольцо которого оставлено незакрепленным, "плавающим" в осевом направлении. Это позволяет компенсировать возможные удлинения или укорочения вала при изменении температуры.

Выбор в качестве плавающей опоры двухрядного сферического подшипника в данном случае позволяет облегчить монтаж вала, так как подшипник данного типа допускает перекося его колец до 2° .

Для сравнения радиальный шариковый однорядный подшипник имеет ограничение по перекося внутреннего кольца в пределах $0,25^\circ$.

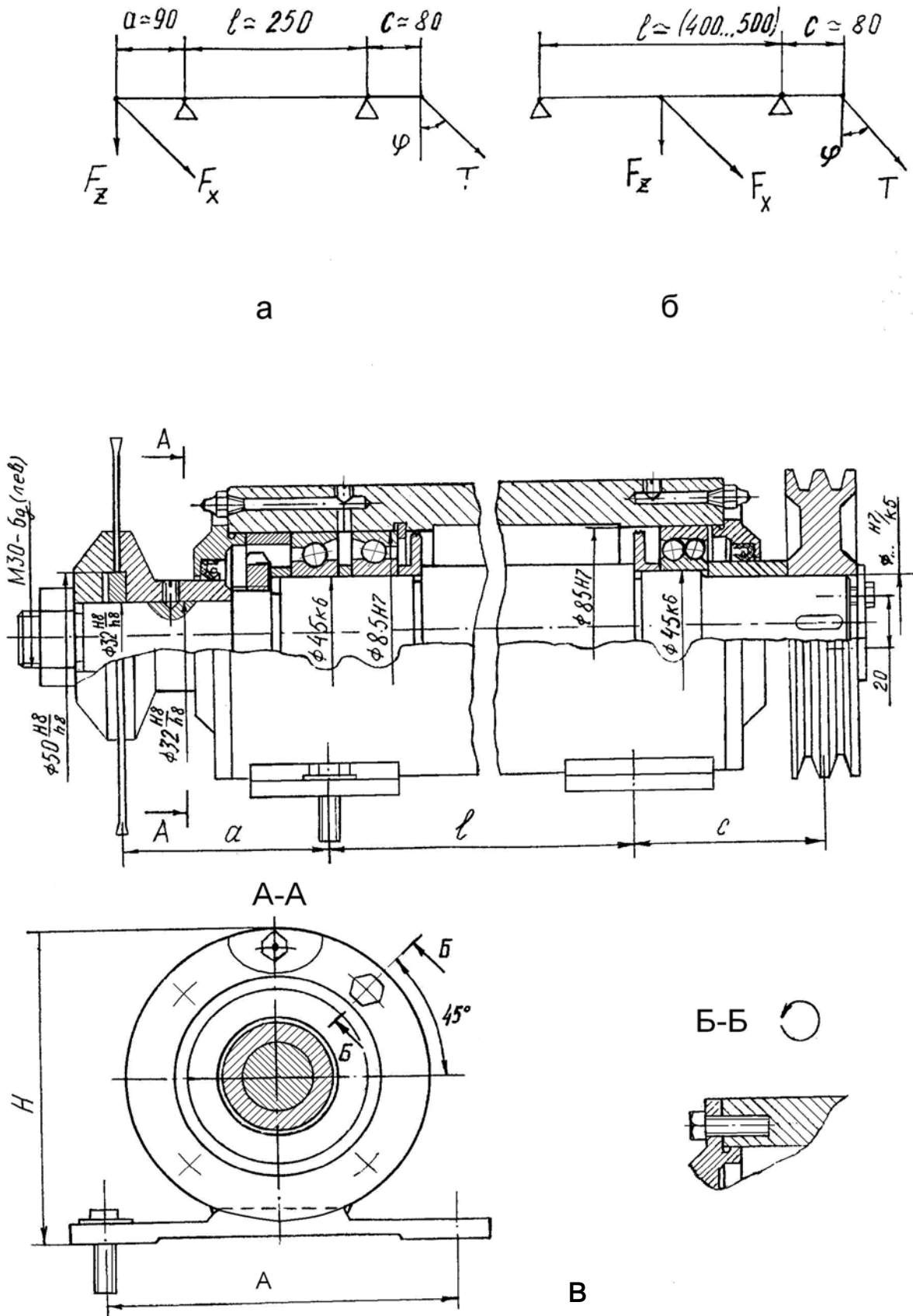


Рис. 9. Пример изображения пильного шпинделя и расчетные схемы:
 а - расчетная схема станка ЦА; б - расчетная схема станка СФА;
 в - пильный шпиндель

На разрезе А-А видно, что крышки подшипников имеют радиусный вырез для возможности установки пресс-масленки, через которую по цилиндрическим каналам пластичная смазка попадает в полости подшипников. В данном случае рекомендуется к применению прямая резьбовая масленка типа 1 по ГОСТ 19853-74 [9].

В рассматриваемой конструкции вала в качестве упорного буртика в корпусе используется пружинное упорное кольцо (ГОСТ 13941-80) [13]. Крышки подшипников при изготовлении единичных образцов нестандартного оборудования следует изготавливать из стали (ст. 3, ГОСТ 380-80).

В конструкциях шпинделей чаще всего используются пластичные смазки, они проще в эксплуатации, чем жидкие, так как могут работать длительное время без замены или добавления. В последние годы наблюдается тенденция установки закрытых подшипников, не требующих замены и пополнения смазки в течение всего срока службы подшипника.

В качестве уплотнителей использованы манжетные армированные уплотнения из синтетической резины.

Требования к валу (втулке) под манжету: твердость поверхности не ниже HRC 50, допустимое отклонение не более $h8$, шероховатость не ниже $0,8$ мкм с последующим полированием.

Требования к посадочным гнездам в крышке: допускаемое отклонение по H8, шероховатость поверхности не ниже $1,6$ мкм.

Для предотвращения растекания смазки по всей длине вала предусмотрены специальные ограничительные кольца.

При составлении спецификации на данные валы необходимо обратить внимание на то, что корпуса подшипников идут под заголовком "сборочные единицы" и в обозначении соответственно записываются: ЦА.01.01.00.СБ и СФА.01.01.00.СБ.

Корпуса подшипников выполнены сварными из двух деталей: а – основание, б – стакан (цилиндр).

Для изготовления основания может быть использована прокатная сталь толщиной 10; 11; 12; 14; 16 мм. Пример обозначения широкополосной стали толщиной 12 мм и шириной 500 мм:

Полоса A12 x 500 ГОСТ82-70 .

Ст3сп ГОСТ 14637-89

Для изготовления детали в виде цилиндра в качестве заготовки удобно использовать толстостенную трубу. При использовании подшипников с наружным диаметром $D = 80$ мм можно использовать стальную бесшовную трубу (ГОСТ 8734-75) с наружным диаметром $D_{mp} = 110$ мм при толщине стенки трубы $\delta = 16$ мм. Соответственно для подшипника $D = 85$ мм подойдет труба, у которой $D_{mp} = 120$ мм, $\delta = 18$ мм.

При вычерчивании ножевого вала, кроме основных видов, необходимо привести местные разрезы и виды в соответствии с рис. 4.

Силу давления ременной передачи на вал можно определить по следующей формуле:

$$T = 3\sigma_o F z \sin \alpha/2, \quad (23)$$

где $\sigma_o = 1,8$ МПа при угле наклона передачи к горизонту не более 60° ;

F – площадь поперечного сечения ремня, мм (табл.7);

z – количество ремней в передаче;

α – угол обхвата меньшего шкива, $\alpha > 110^\circ$;

$$\alpha = 180^\circ - \left(\frac{d_2 - d_1}{A} \right) 57^\circ. \quad (24)$$

Здесь A – межосевое расстояние, мм;

d_1 и d_2 – соответственно расчетные диаметры меньшего и большего шкивов, мм.

Таблица 7

Площадь поперечного сечения клиновых ремней

Обозначение сечения	Z (O)	A	B (B)	C (B)
Площадь сечения, мм ²	47	81	138	230

Расчетные диаметры шкивов следует брать из следующего ряда: 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250 и т.д.

Номинальная мощность, передаваемая одним ремнем данного сечения, может быть найдена по таблицам [12].

Эскизы некоторых узлов и схем деревообрабатывающих станков, которые могут быть использованы при выполнении проекта, приведены в Приложении 2.

4. Техническая характеристика станка

Показатели технической характеристики станка располагаются в такой последовательности:

- технологические параметры станка (наибольшая и наименьшая длина, ширина, толщина обрабатываемых заготовок);
- параметры механизма резания (наименование, размеры и частота вращения инструмента);
- параметры механизма подачи (тип, скорости подачи);
- наименование и параметры установленных на станке двигателей (тип, мощность и частота вращения);
- ориентирующие габаритные размеры станка и его масса.

Заключение

В заключении подводятся итоги работы и кратко показываются основные результаты, дается оценка принятых решений. При этом отражаются изменения по сравнению с прототипами таких показателей, как производительность, экономия сырья, снижение энергоемкости процесса, улучшение качества обработки, повышение точности механизмов станка и т.д.

Библиографический список

1. Амалицкий В.В., Санев В.И. Оборудование и инструмент деревообрабатывающих предприятий. М.: Экология, 1992. 480 с.
2. Манжос Ф.М. Дереворежущие станки. М.: Лесн.пром-сть, 1974. 453 с.
3. Справочник мебельщика. Станки и инструменты. Под редакцией В.П. Бухтиярова. 2-е изд. перераб. М.: Лесн. пром-сть, 1985. 371 с.
4. Амалицкий В.В., Амалицкий В.В. Оборудование отрасли. – М.: МГУЛ, 2006. – 584 с.
5. Амалицкий В.В., Амалицкий В.В. Деревообрабатывающие станки и инструменты: учебник для сред. проф. образования. - М.: Академия, 2009. - 400 с.
6. Глебов И.Т. Конструкции и испытания деревообрабатывающих машин. – СПб.: «Лань», 2012. – 352 с.
7. Грубе А.Э., Санев В.И. Основы теории и расчета деревообрабатывающих станков, машин и автоматических линий. М.: Лесн. пром-сть, 1973. 384 с.
8. Проектирование механических передач: учебно-справочное пособие для вузов / Под ред. С.А. Чернавского / М.: Машиностроение, 1984. 560 с.
9. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. Т. 3. М.: Машиностроение, 2001. 864 с.
10. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для машиностроит. спец. вузов. 2-е изд. перераб. и доп. М.: Высш. шк., 1990. – 399 с.
11. Маковский Н.В. Проектирование деревообрабатывающих машин. М.: Лесн. пром-сть, 1982. 300 с.
12. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. Т.2. М.: Машиностроение, 2001. 912 с.
13. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. Т. 1. М.: Машиностроение, 2001. 920 с.

Приложения

Приложение 1

Варианты заданий для заочного факультета

№ зачетной книжки		Тип станка	Толщина детали t , мм	Толщина снимаемого слоя t , мм	Ширина детали B , мм	Количество ножей, шт.	Скорость резания V_2 , м/с
Предпоследняя цифра	Последняя цифра						
Нечетная	1	ЦА	30	-	250	-	50
	2	ЦДК	40	-	200	-	55
	3	СФК	20	2,8	450	2	27
	4	СФА	30	2,2	380	3	30
	5	СР	40	2,5	280	3	35
	6	ЦА	50	-	200	-	65
	7	ЦДК	60	-	300	-	62
	8	СФК	30	4,0	220	4	40
	9	СФА	40	3,5	450	4	38
	0	СР	80	4,5	380	4	42
Четная	1	ЦА	50	-	250	-	60
	2	ЦДК	55	-	200	-	45
	3	СФК	20	1,8	450	2	35
	4	СФА	30	2,2	380	3	33
	5	СР	40	2,8	280	3	30
	6	ЦА	70	-	200	-	60
	7	ЦДК	80	-	300	-	52
	8	СФК	30	3,5	220	4	42
	9	СФА	40	3,0	450	4	40
	0	СР	80	4,0	380	4	37

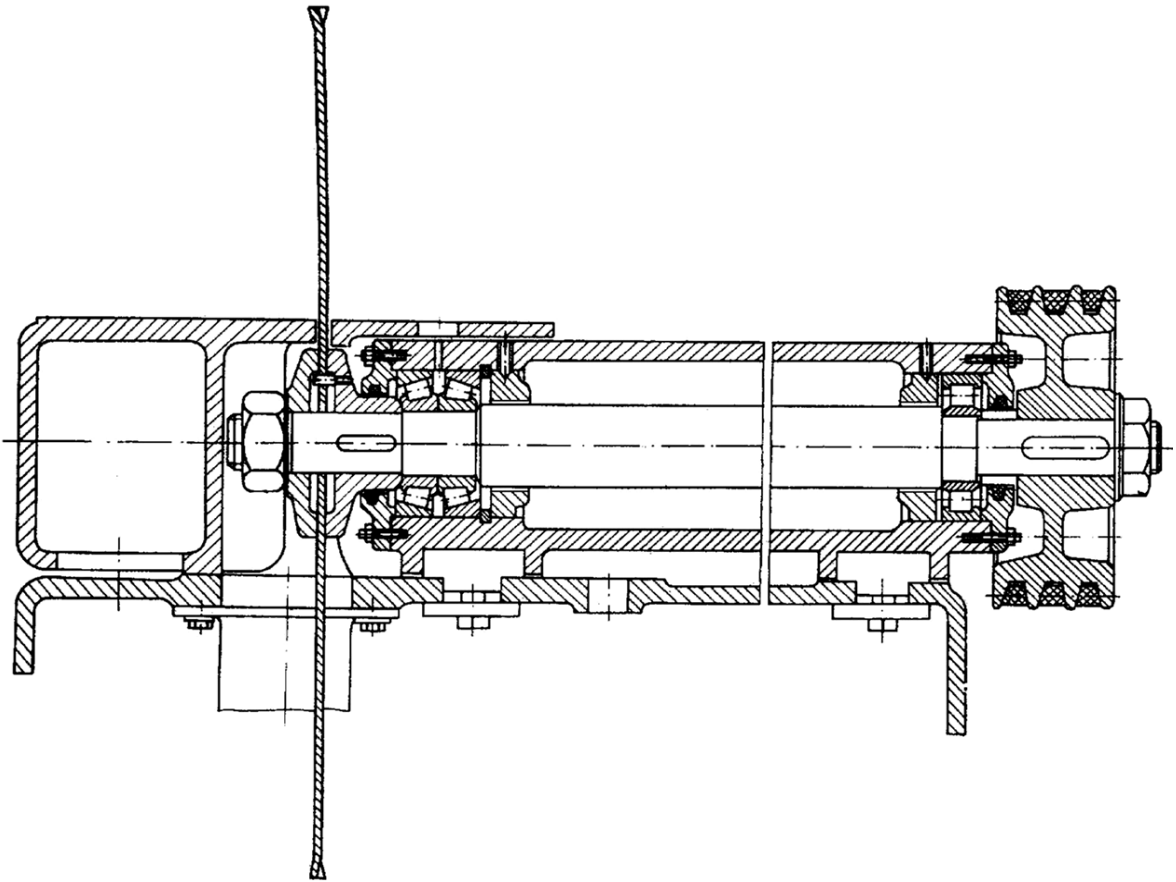


Рис. П1. Пильный вал круглопильного станка

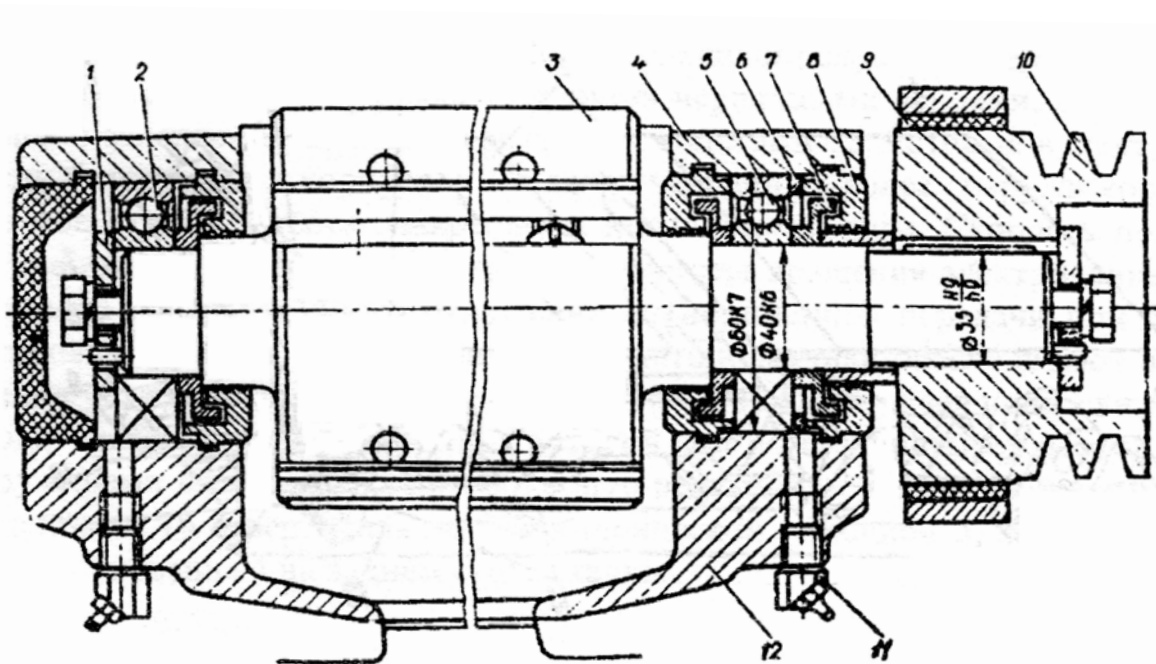


Рис. П2. Ножевой вал фуговального станка

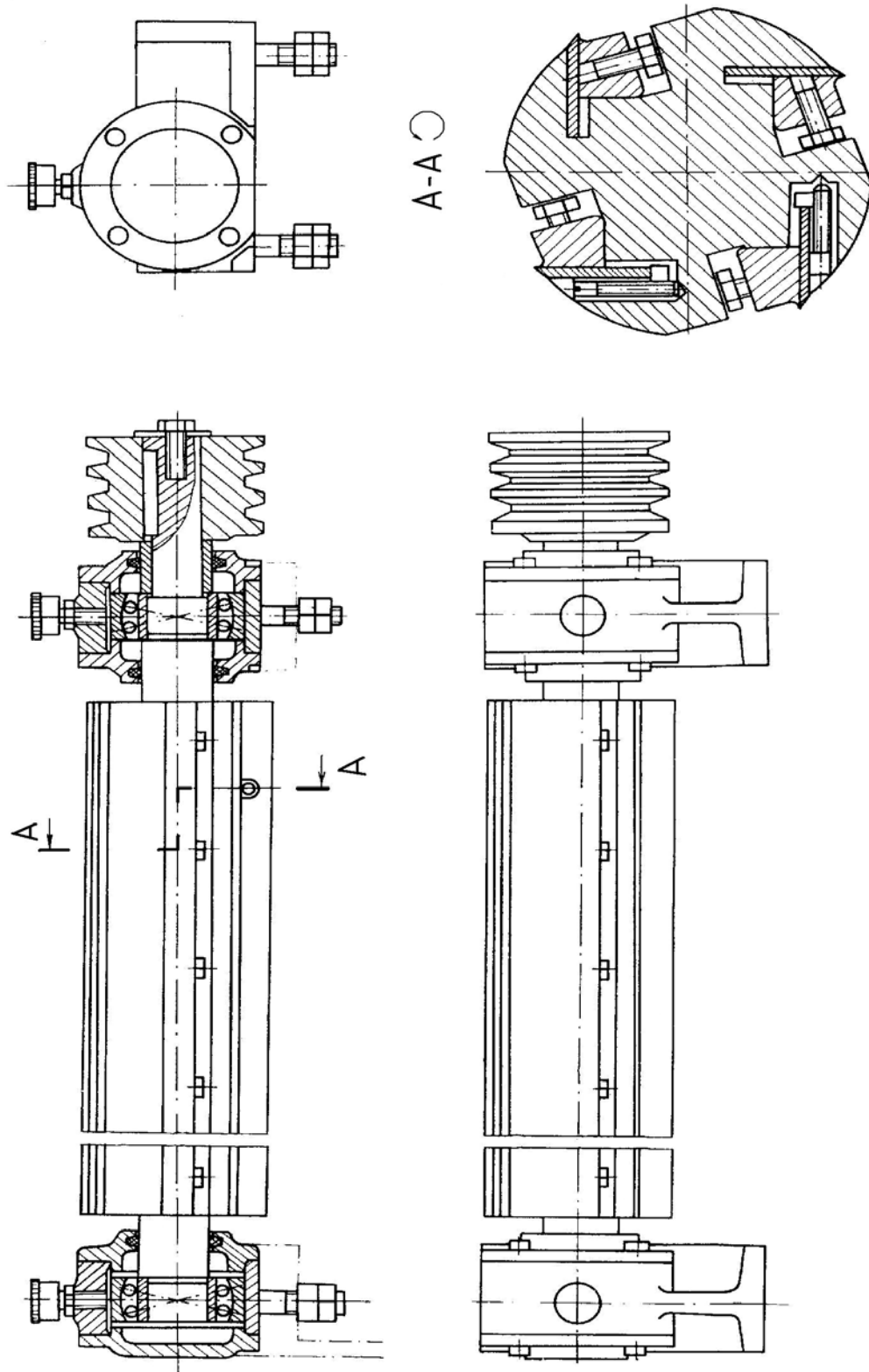


Рис. П3. Ножевой вал рейсмусового станка

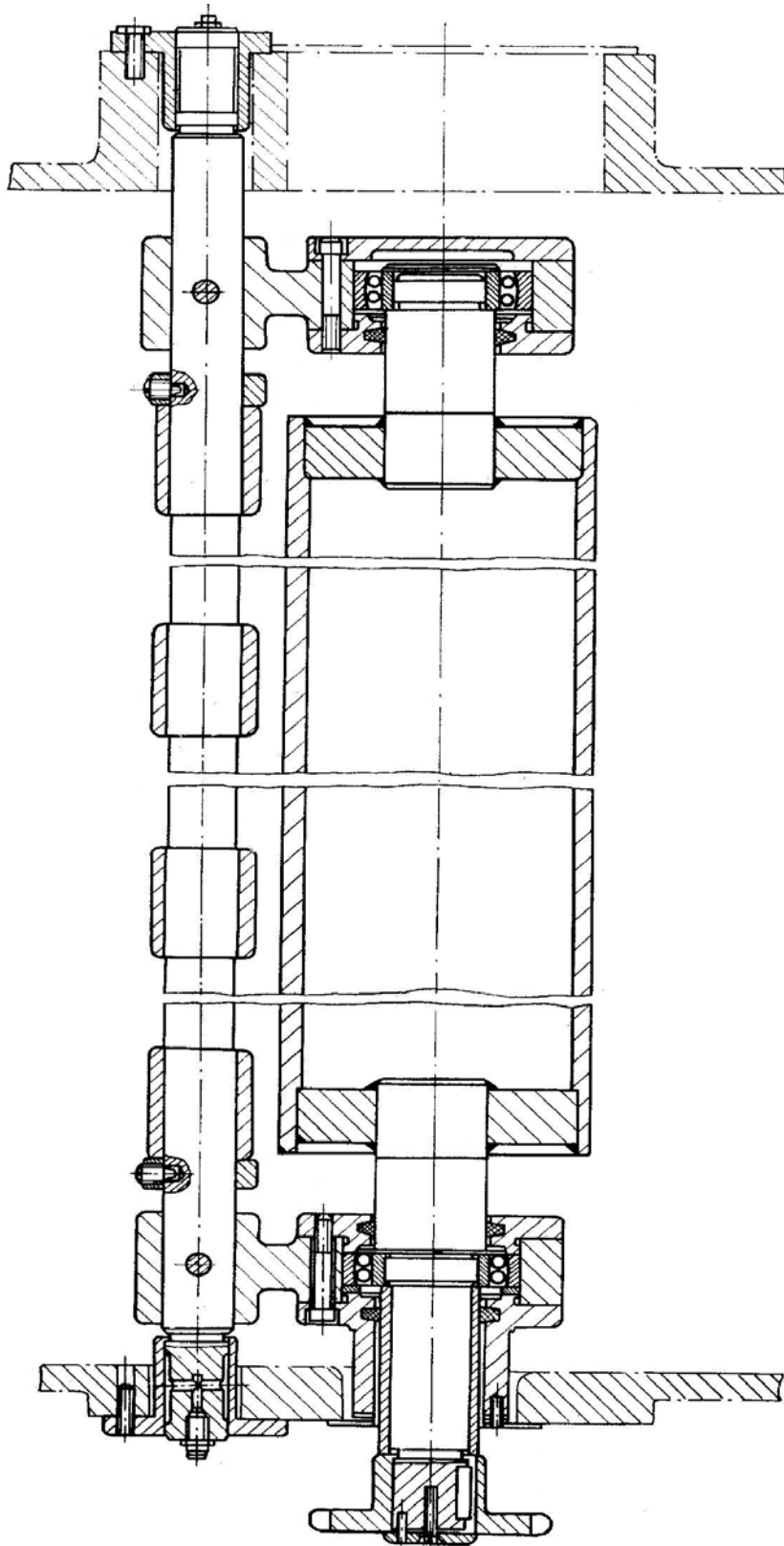


Рис. П4. Задний подающий валец рейсмусового станка

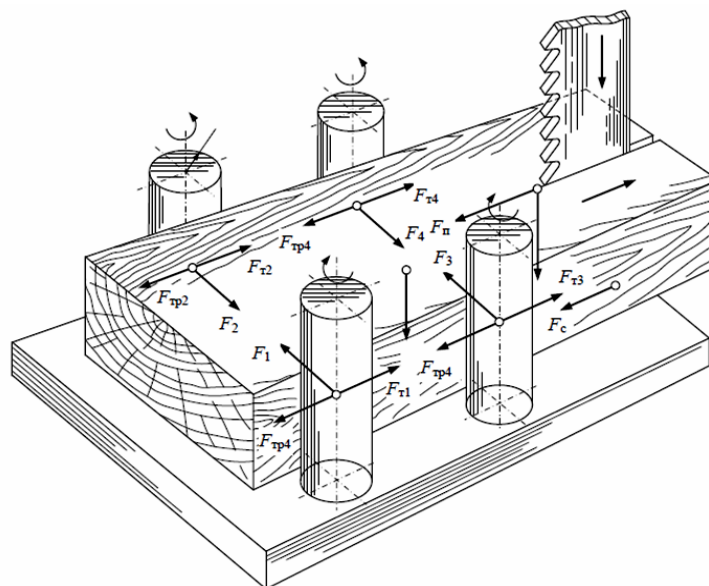


Рис. П5. Функциональная схема ленточнопильного станка ЛС80 с указанными действующими нагрузками

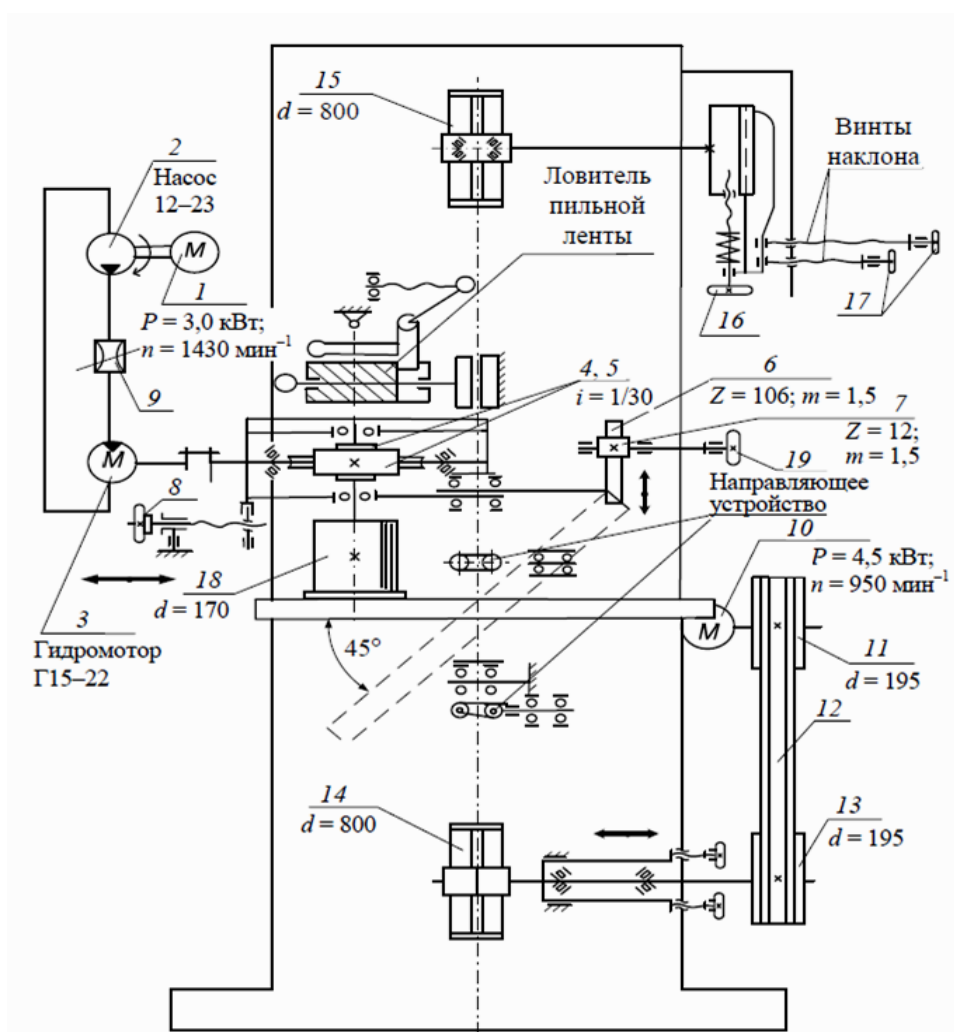


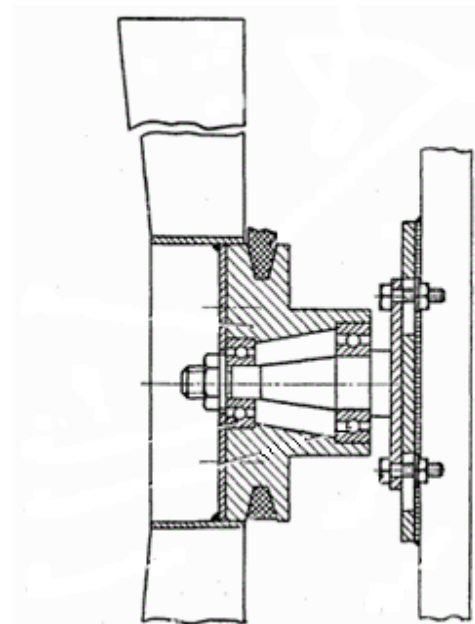
Рис. П6. Кинематическая схема ленточнопильного станка ЛС80



а



б



в

Рис. П7. Варианты конструкции приводных шкивов ленточнопильных станков

а – литой; б – сварной; в – схема размещения подшипников

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
Содержание и объем курсового проекта	3
Методические указания и справочные материалы к выполнению отдельных разделов курсового проекта	4
Введение	4
1. Обзор конструкций аналогичных станков	4
2. Технологическая часть	4
2.1. Разработка технологической схемы	4
2.2. Выбор параметров дереворежущего инструмента	5
2.2.1. Пиление ленточными пилами	5
2.2.2. Пиление круглыми пилами	7
2.2.3. Продольное встречное цилиндрическое фрезерование	9
2.3. Расчет сил резания	12
2.3.1. Пиление ленточными пилами	12
2.3.2. Продольное пиление круглыми пилами	13
2.3.2. Продольное встречное цилиндрическое фрезерование	15
3. Расчетно-конструкторская часть	16
3.1. Расчет тягового усилия	16
3.2. Разработка кинематической схемы и выбор привода	20
3.3. Проектирование узла станка	24
4. Техническая характеристика станка	32
Заключение	33
Библиографический список	33
Приложения	34